

PJT 1A

Dossier de synthèse

Projet Eolienne – City Wind



Maeli Faye-Merino
Arsène Brouquier
Victor Puyelo
Guillaume Eymery
Charles Chalopin

TABLE DES MATIERES

I.	Introduction	4
II.	Architecture du multiplicateur.....	4
a)	Présentation générale.....	4
b)	Données des jalons précédents	4
c)	Rapport de réduction du multiplicateur	5
d)	Couple transmis par chaque arbre.....	5
e)	5
III.	Dimensionnement des engrenages du multiplicateur.....	5
a)	Règles métiers.....	5
b)	Détermination des rapports de multiplication des étages	5
c)	Démarche de dimensionnement	6
d)	Détermination des coefficients pour le critère de Hertz	7
i.	Facteur d'application K_a et facteur vitesse K_v	8
ii.	Rapport C_R	8
iii.	Facteur de portée transversale	8
iv.	Facteur d'élasticité Z_E	8
v.	Facteur géométrique Z_H	9
vi.	Facteur de conduite Z_ε	9
vii.	Facteur d'inclinaison d'hélice Z_β et facteur de contact unique Z_B	9
viii.	Choix du matériau et de la limite de pression superficielle $\sigma_{H,\text{lim}}$	10
ix.	Facteur de durée Z_{NT}	10
x.	Facteurs lubrifiant Z_L , vitesse Z_v et rugosité Z_R	10
xi.	Facteurs de rapport de dureté Z_w , de dimension Z_x , de fiabilité K_R	10
e)	Détermination des coefficients pour le critère de tenue de flexion.....	10
i.	Facteur combiné Y_{FS}	11
ii.	Facteur de conduite Y_ε	11
iii.	Limite de flexion σ_{Flim}	11
iv.	Facteur de durée Y_{NT}	11
v.	Facteurs relatifs d'entaille $Y_{\delta\text{relT}}$, d'état de surface $Y_{R\text{relT}}$, de dimension Y_x	11
f)	Etage u	12
g)	Etage v.....	12
IV.	Dimensionnement des arbres.....	12
a)	Démarche de dimensionnement	12
b)	Dimensionnement de l'arbre d'entrée	13

c)	Dimensionnement de l'arbre intermédiaire et de sortie.....	13
V.	Dimensionnement des roulements	14
a)	Calcul des efforts sur les roulements de l'arbre d'entrée	14
i.	Effort de la poulie/courroie sur l'arbre d'entrée	15
ii.	Effort de l'engrènement au niveau de l'étage u	15
iii.	Bilan des actions mécaniques extérieures sur l'arbre (e)	15
iv.	Equilibre statique sur l'arbre d'entrée.....	15
b)	Calcul des efforts sur les roulements de l'arbre intermédiaire	16
i.	Effort de l'engrènement au niveau de l'étage u.....	17
ii.	Bilan des actions mécaniques extérieures sur l'arbre intermédiaire (i)	17
iii.	Equilibre statique sur l'arbre intermédiaire (i)	17
c)	Calcul des efforts sur les roulements de l'arbre de sortie	18
i.	Bilan des actions mécaniques extérieures sur l'arbre de sortie (s)	19
ii.	Equilibre statique sur l'arbre de sortie (s)	19
d)	Dimensionnement des roulements A, B, C, D, E et F	20
i.	Calcul de la charge dynamique	20
e)	Choix des roulements	21
i.	Roulements A et B.....	21
ii.	Roulements C et D.....	21
iii.	Roulements E et F	22
VI.	Conclusion.....	23
VII.	Annexes.....	24
f)	Tableau Excel roulements	24

TABLE DES FIGURES

Figure 1 - Tableau de correspondance entre vitesse de vent V0 et rapport γ	6
Figure 2 - Schéma de la démarche itérative du dimensionnement d'un multiplicateur	7
Figure 3 - Facteur géométrique en fonction de l'angle bêta et de la géométrie du pignon.....	9
Figure 4 - Limite de pression superficielle en fonction de la contrainte de rupture du matériau	10
Figure 5 - Limite de flexion en fonction de la contrainte de rupture du matériau.....	11
Figure 6 : Schéma du multiplicateur	14
Figure 7 : schéma de l'arbre d'entré	14
Figure 8 : Schéma de l'arbre intermédiaire (i)	16
Figure 9 : Schéma de l'arbre de sortie	18
Figure 10 : Schéma des roulements choisis	20
Figure 11 : Extrait du catalogue SKF pour un d_{int} de 60 mm	21
Figure 12 : Extrait du catalogue SKF pour un d_{int} de 45 mm	22
Figure 13 : Extrait du catalogue SKF pour un d_{int} de 30 mm	22
Figure 14 : Tableau Excel des roulements en annexe.....	24

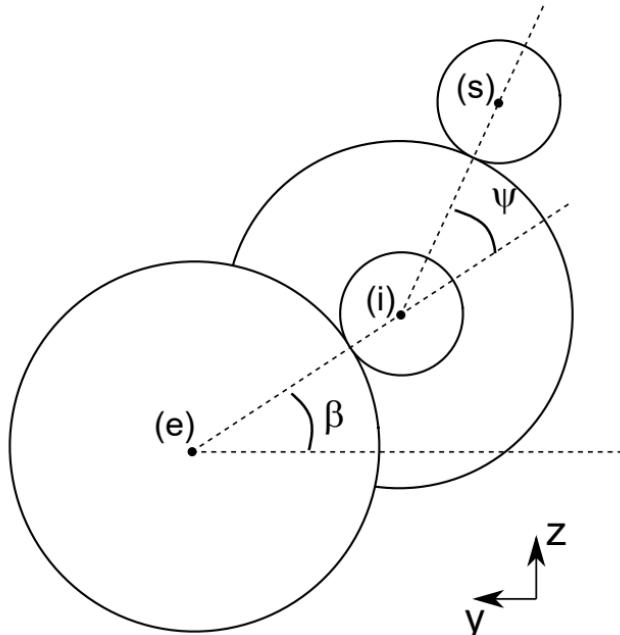
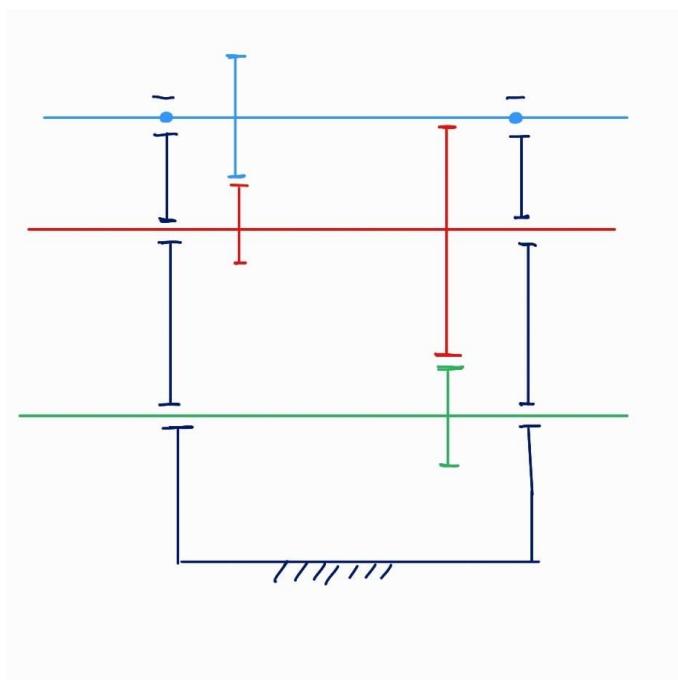
I. Introduction

Ce jalon a pour objectif d'étudier et de dimensionner le multiplicateur à deux étages de l'éolienne. Celui-ci est composé de deux roues, deux pignons, trois arbres et six roulements. Nous allons pré dimensionner ces composants en prenant en compte les données déjà déterminées dans les jalons précédents. Par ailleurs, nous modéliserons numériquement le multiplicateur à l'aide du logiciel Catia en s'aidant du fichier contenant la géométrie de ce dernier et qui est mis à notre disposition.

II. Architecture du multiplicateur

a) Présentation générale

Le schéma du multiplicateur est donné ci-dessous. On remarque bien la présence de trois arbres : l'arbre d'entrée (en bleu), l'arbre intermédiaire (en rouge) et l'arbre de sortie (en vert). La roue sur l'arbre d'entrée est appelée u elle est accompagnée du pignon u . La roue sur l'arbre intermédiaire est appelée v et elle est accompagnée du pignon v .



b) Données des jalons précédents

Dans le jalon 2, nous avons déterminé plusieurs données qui seront nécessaires pour le dimensionnement des composants du multiplicateur, à savoir :

- La puissance en entrée de la génératrice : $P_0 = 3,04 \text{ kW}$
- La vitesse du rotor : $N_{r0} = 12,89 \text{ rad/s}$

On rappelle enfin que la vitesse du vent est de **14 m/s**.

On peut alors déterminer la vitesse d'entrée du multiplicateur : $N_{\text{entrée}} = N_{r0} \cdot K_f$

A.N. : $N_{\text{entrée}} = 121,2 \text{ tr/min}$

c) Rapport de réduction du multiplicateur

On cherche à déterminer le rapport de réduction du multiplicateur K_m . Sachant que le rapport de multiplication global K vaut **12,5** et le rapport de multiplication du lien flexible K_f vaut **1,13**.

Or : $K = K_m * K_f$

A.N. : $K_m = 11,2$

d) Couple transmis par chaque arbre

Hypothèses de travail :

- On considère la puissance d'entrée en situation de vie "vent nominal"
- On suppose le rendement des étages de chaque roulement unitaire afin d'utiliser le modèle de Hertz car on néglige le frottement au contact entre dentures
- $\alpha_0 = 20 \text{ deg}$
- Les paramètres géométriques de fonctionnement sont égaux $\chi_{1j} + \chi_{2j} = 0$

Pour choisir le matériel que nous allons utiliser nous allons calculer la pression :

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2|C_1|}{bd_{10}^2 C_r}} \sqrt{K_{H\beta} K_{H\alpha} K_A K_V} Z_E Z_H Z_\epsilon Z_\beta Z_B$$

III. Dimensionnement des engrenages du multiplicateur

a) Règles métiers

Soit K_j le rapport de multiplication de l'étage j , on souhaite avoir les conditions suivantes :

- $K_j \in]2,4[$
- $K_u < K_v$
- $Z_{1j} \in [23, 45]$ et $Z_{2j} \in]Z_{1j}, 150]$
- Le rapport $\left(\frac{b}{d_{01}}\right)_j \in [0,7, 1,1]$

b) Détermination des rapports de multiplication des étages

Calculons maintenant le rapport de réduction de chaque étage. Sachant que le multiplicateur possède deux étages, il possède ainsi deux rapports de multiplication internes.

En notant K_u le rapport de multiplication entre l'arbre d'entrée et l'arbre intermédiaire, et K_v celui entre l'arbre intermédiaire et de sortie, on considère le rapport $\gamma = \frac{K_u}{K_v}$, γ est imposé suivant la vitesse de vent utilisée par le groupe :

V_0	γ
10	0.92
11	0.93
12	0.94
13	0.95
14	0.96

Figure 1 - Tableau de correspondance entre vitesse de vent V_0 et rapport γ

On obtient le système suivant :

$$\begin{cases} K_m = K_u \cdot K_v \\ K_u/K_v = 0,96 \\ K_u < K_v \end{cases}$$

La résolution de ce système donne : $K_u = 3,28$ et $K_v = 3,42$.

c) Démarche de dimensionnement

On cherche à déterminer pour chaque étage les dimensions géométriques des engrenages : largeur b_j (avec $j = u, v$), le module $m_{o,j}$ et le nombre de dents Z_{ij} (avec $i = 1, 2$). Pour trouver ces paramètres, on se base sur le critère de Hertz qui permet de déterminer l'encombrement du pignon et le critère de tenue de flexion qui lui ; permet de déterminer le module et le nombre de dents.

On suit une démarche itérative en imposant certains paramètres au départ et en vérifiant que cela permet par la suite de vérifier les deux critères. Si ça ne les vérifie pas, on change un des paramètres fixés au départ et on itère jusqu'à valider les critères de Hertz et de tenue de flexion. Cela donne une démarche de la forme :

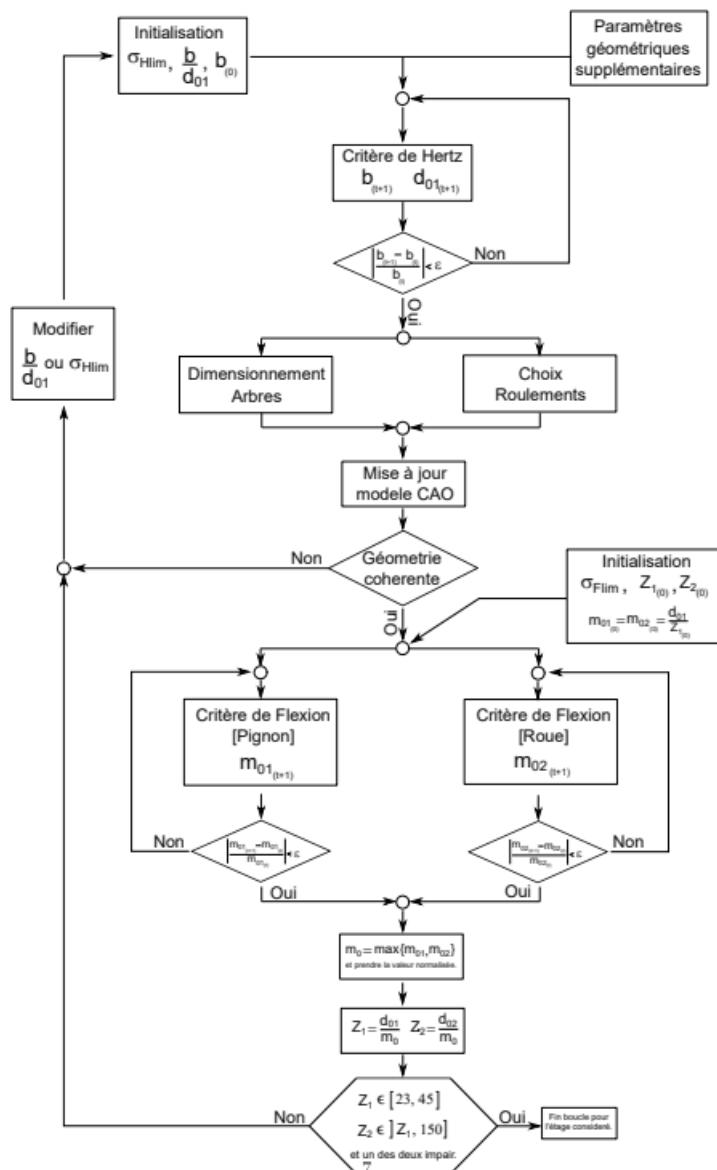


Figure 2 - Schéma de la démarche itérative du dimensionnement d'un multiplicateur

d) Détermination des coefficients pour le critère de Hertz

Le critère de Hertz s'écrit de la forme :

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{T0}}{bd_{10}C_r}} \sqrt{K_{H\beta} K_{Ha} K_A K_V} Z_E Z_H Z_e Z_\beta Z_B \leq \frac{\sigma_{H\lim}}{S_H} Z_{NT} Z_L Z_V Z_R Z_W Z_X \frac{1}{K_R} = \frac{\sigma_{Hadm}}{S_H}$$

avec $F_{T0} = \frac{2|C_1|}{d_{10}}$

On prend un coefficient de sécurité : $S_H = 1,3$

i. Facteur d'application Ka et facteur vitesse Kv

Caractéristiques de la machine menante	Caractéristiques de la machine menée			
	Fonctionnement uniforme	Chocs légers	Chocs moyens	Chocs importants
Fonctionnement uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75
Chocs légers	1,10	1,35	1,75	1,85
Chocs moyens	1,25	1,50	1,75	2,00
Chocs importants	1,50	1,75	2,00	2,25 ou plus

Facteur d'application KA.

Tableau 1 - Facteur d'application en fonction du fonctionnement des machines menante/menée

On prend $K_A = 1,25$ car on prend en compte les chocs dus au freinage de l'éolienne, et $K_V = 1$ car on ne prend pas en compte l'influence de la vitesse.

ii. Rapport CR

$$C_R = \frac{K}{1+K} \text{ avec le rapport K du multiplicateur : } C_R = 0,77$$

iii. Facteur de portée transversale

On fait le choix de $K_{H\alpha} = 1,05$.

iv. Facteur d'élasticité ZE

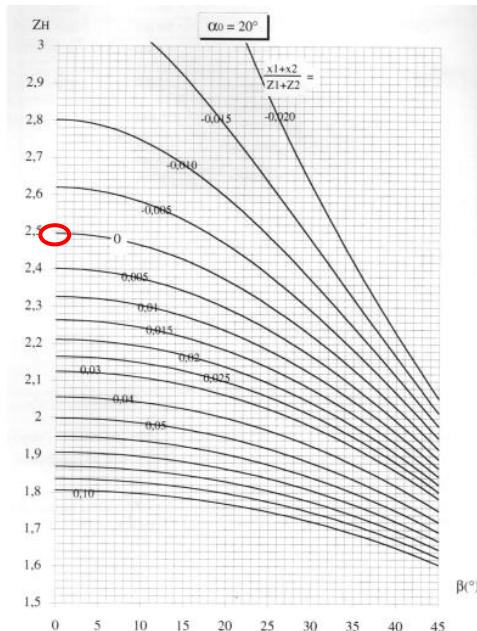
Pignon		Roue		Z_E $\sqrt{N/mm^2}$
Matériaux	E1(N/mm ²)	Matériaux	E2(N/mm ²)	
Acier forgé	206 000	Acier forgé	206 000	189,8
		Acier moulé	202 000	188,9
		Fonte GS	173 000	181,4
		Bronze à l'étain moulé	103 000	155,0
		Bronze à l'étain centrifugé	113 000	159,8
		Fonte grise	118 000 à 126 000	162,0 à 165,4
Acier moulé	202 000	Acier moulé	202 000	188
		Fonte GS	173 000	180,5
		Fonte grise	118 000	161,4
Fonte GS	173 000	Fonte GS	173 000	173,9
		Fonte grise	118 000	156,6
Fonte grise	118 000 à 126 000	Fonte grise	118 000	143,7 à 146

Facteur d'élasticité ZE.

Tableau 2 - Facteur d'élasticité en fonction du matériau du pignon/roue

On prend de l'acier forgé pour le pignon et roue car c'est plus approprié par rapport aux efforts transmis dans le multiplicateur, on a donc $Z_E = 189,8 \sqrt{N/mm^2}$

v. Facteur géométrique Z_H



Facteur géométrique Z_H , pour $\alpha_0=20^\circ$.

Figure 3 - Facteur géométrique en fonction de l'angle bêta et de la géométrie du pignon

On impose $x_1 + x_2 = 0$ et $\beta = 0^\circ$, on trouve donc $Z_H = 2,5$.

vi. Facteur de conduite Z_ε

On fait le choix de dentures droites pour les pignons et roues, et la géométrie nous impose $C_\beta = 0$ et $C_\alpha = 1,6$.

Dentures droites

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - C_\alpha}{3}} \text{ si } C_\beta = 0 \text{ et } C_\alpha \geq 2$$

$$Z_\varepsilon = 1 \text{ si } C_\beta = 0 \text{ et } C_\alpha < 2$$

On a donc $Z_\varepsilon = 1$

vii. Facteur d'inclinaison d'hélice Z_β et facteur de contact unique Z_B

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta_b} \quad \text{or } \beta = 0^\circ, \text{ donc } Z_\beta = 1$$

On prend $Z_B = 1$.

viii. Choix du matériau et de la limite de pression superficielle $\sigma_{H,lim}$

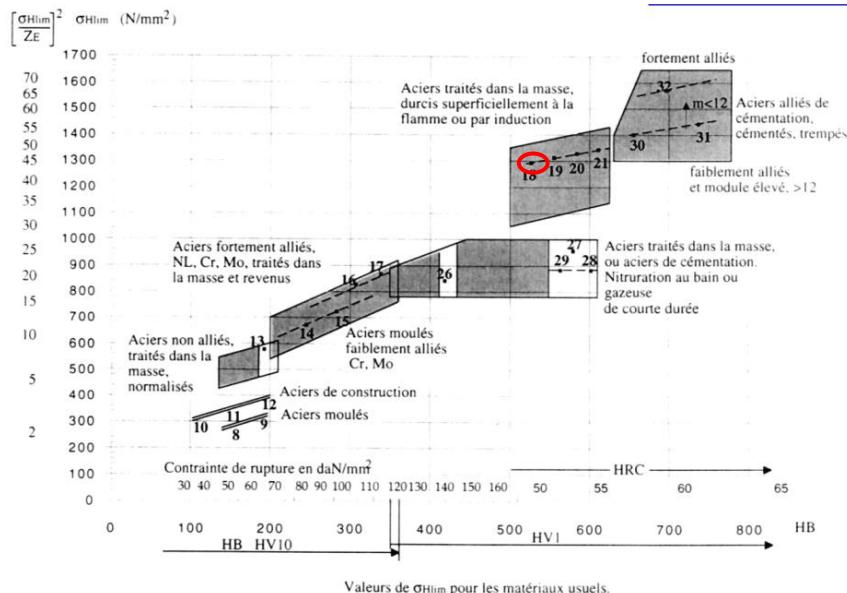


Figure 4 - Limite de pression superficielle en fonction de la contrainte de rupture du matériau

On impose $1200 \text{ MPa} < \sigma_{H,lim} < 1400 \text{ MPa}$, on prend alors un acier traité dans la masse durcis superficiellement à la flamme (point 18) avec ces caractéristiques : $\sigma_{H,lim} = 1300 \text{ MPa}$, $E = 210 \text{ GPa}$, $R_e = 880 \text{ MPa}$.

ix. Facteur de durée Z_{NT}

Le cahier des charges nous exige une durée de vie de 10 ans avec 20h d'utilisation par jour ce qui donne 539 millions de tours pour l'axe du rotor. Avec le rapport de multiplication de la poulie-courroie, cela revient à 610 millions de tours pour l'arbre d'entrée du multiplicateur. D'où : $N = 610 * 10^6 \text{ trs}$

$$N_{S1} = 10^5 \text{ cycles}$$

$$N_{S2} = 2 * 10^6 \text{ cycles}$$

$$N_{lim} = 10^{10} \text{ cycles}$$

$$N_{S2} < N < N_{lim}$$

$$Z_{NT}(N) = \left(\frac{N_{S2}}{N} \right)^{0.0191}$$

En calculant, on trouve $Z_{NT} = 0,90$

x. Facteurs lubrifiant Z_L , vitesse Z_V et rugosité Z_R

La rugosité crête à crête de la roue dentée R_z est égale à $4 \mu\text{m}$, on a donc le produit suivant : $Z_L * Z_V * Z_R = 1$

xi. Facteurs de rapport de dureté Z_W , de dimension Z_X , de fiabilité K_R

On prend tous ces facteurs égaux à un, d'où : $Z_W = Z_X = K_R = 1$

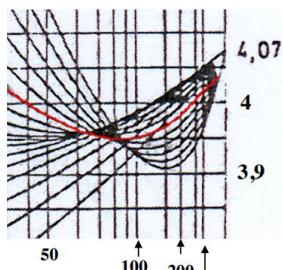
e) Détermination des coefficients pour le critère de tenue de flexion

Le critère de tenue de flexion s'écrit :

$$\sigma_{F-C} = \frac{F_{T0}}{bm_0} \left(K_{FB} K_{Fa} K_A K_V \right) \left(Y_{FS} Y_\epsilon Y_\beta \right) \leq \frac{\sigma_{F,lim}}{S_F} Y_{ST} Y_{NT} Y_{\delta relT} Y_{RrelT} Y_X \frac{1}{K_R} = \frac{\sigma_{F,adm}}{S_F}$$

On prend un coefficient de sécurité $S_F = 2$

i. Facteur combiné Y_{FS}



En prenant $Z_{\min} = 23$ dents, on a $Y_{FS} = 4,03$

ii. Facteur de conduite Y_ε

$$Y_\varepsilon = 0.25 + \frac{0.75}{C_\alpha} \text{ pour } C_\alpha \in [1,2]$$

avec $C_\alpha = 1,6$, cela nous donne $Y_\varepsilon = 0,718$

iii. Limite de flexion σ_{Flim}

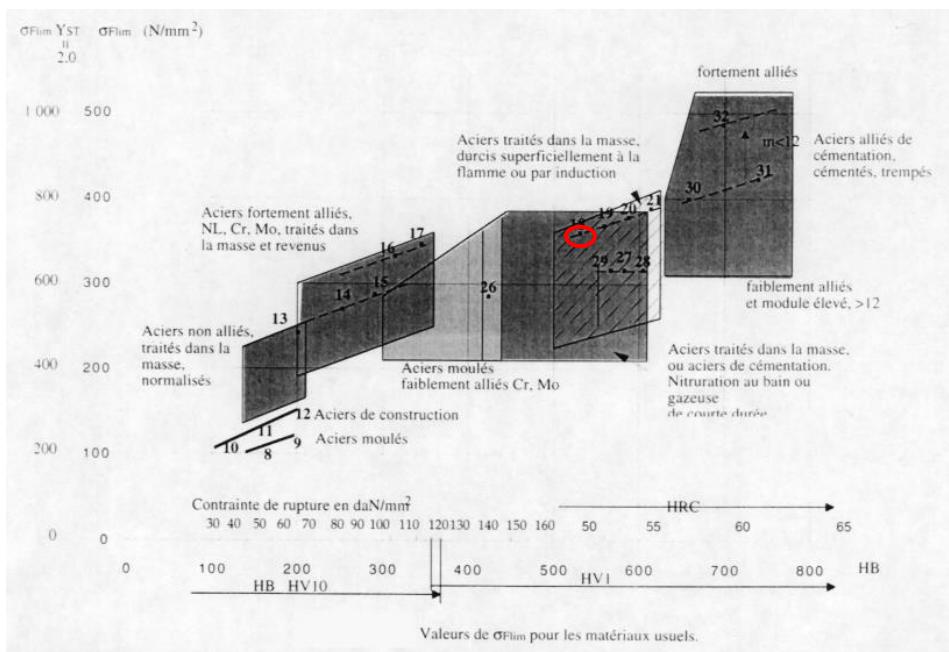


Figure 5 - Limite de flexion en fonction de la contrainte de rupture du matériau

On reprend le même matériau que pour le critère de Hertz, d'où $\sigma_{Flim} = 360 \text{ MPa}$

iv. Facteur de durée Y_{NT}

$$N_{S1} = 10^3 \text{ cycles} \quad N_{S2} < N < N_{lim}$$

$$N_{S2} = 3 * 10^6 \text{ cycles}$$

$$N_{lim} = 10^{10} \text{ cycles}$$

$$Y_{NT}(N) = \left(\frac{N_{S2}}{N} \right)^{0.02}$$

En calculant, on trouve $Y_{NT} = 0,9$

v. Facteurs relatifs d'entaille $Y_{\delta_{relT}}$, d'état de surface Y_{RrelT} , de dimension Y_X

On prend $Y_{\delta_{relT}} * Y_{RrelT} * Y_X = 1$

f) Etage u

On fixe $\frac{b}{d_{1u}} = 0,75$ et le matériau avec $\sigma_{\text{Hlim}} = 1300 \text{ MPa}$, et on itère sur b.

On a comme coefficients : $C_u = \frac{Ce}{K_u} = 91,8 \text{ N.m}$ et $K_{H\beta} = 1,3$ (en prenant une qualité 7 pour la portée)

On finit par trouver :

- **b = 40 mm ;**
- **d_{1u} = 53,19 mm**
- **d_{2u} = 174,42 mm**
- **Z_{1u} = 27**
- **Z_{2u} = 87**
- **m_u = 2 mm**

g) Etage v

On fixe $\frac{b}{d_{1u}} = 1,1$ et le matériau avec $\sigma_{\text{Hlim}} = 1300 \text{ MPa}$, et on itère sur b.

On a comme coefficients : $C_u = \frac{Ce}{K_u * K_v} = 26,88 \text{ N.m}$ et $K_{H\beta} = 1,45$ (en prenant une qualité 7 pour la portée)

On finit par trouver :

- **b = 39 mm ;**
- **d_{1v} = 30,64 mm**
- **d_{2v} = 104,65 mm**
- **Z_{1v} = 31**
- **Z_{2v} = 105**
- **m_v = 1 mm**

IV. Dimensionnement des arbres

a) Démarche de dimensionnement

Afin de dimensionner les arbres, il faut déterminer le matériau dans lesquels ils seront usinées. Les arbres seront en acier avec un Module de Young E = 200 GPa et un coefficient de poisson de 0,3. L'arbre d'entrée sera creux tandis que les arbres intermédiaires et de sortie seront pleins. Pour connaître les diamètres des arbres, on utilise les relations suivantes :

$$\theta = \frac{M_t}{G J_G},$$

où $J_G = \frac{\pi D^4}{32}$ pour un arbre plein,

où $J_G = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{32}$ pour un arbre creux.

Avec G le module de cisaillement et M_t le moment de torsion. On choisit par ailleurs un coefficient de sécurité s = 1,25.

On considère enfin que

$$\frac{d\theta}{dx} = 0,25 \text{ Degrés par mètre}$$

b) Dimensionnement de l'arbre d'entrée

Pour un arbre creux, les diamètres intérieurs et extérieurs sont reliés entre eux par la relation $D = 0,6 \cdot d$ et le couple d'entrée est de **301 N.m**.

Après simplification des équations on arrive à l'expression numérique suivante :

$$d = \sqrt[4]{\frac{C_e \times s}{G \times \frac{\pi}{32} \times \frac{d\theta}{dx} \times \frac{\pi}{180} \times \left(\frac{1}{0,6^4} - 1\right)}}$$

L'application numérique donne : **d = 36 mm** et donc **D = 60 mm**.

c) Dimensionnement de l'arbre intermédiaire et de sortie

Le couple sur l'arbre intermédiaire est de **88,5 N.m**. On choisit d'usiner un arbre plein.

Après simplification des équations, on arrive à l'expression numérique suivante :

$$d = \sqrt[4]{\frac{C_{interm} \times s}{G \times \frac{\pi}{32} \times \frac{d\theta}{dx} \times \frac{\pi}{180}}}$$

L'application numérique donne un diamètre **d_{interm} = 43 mm**.

De même pour l'arbre de sortie :

$$d_{sortie} = \sqrt[4]{\frac{C_{sortie} \times s}{G \times \frac{\pi}{32} \times \frac{d\theta}{dx} \times \frac{\pi}{180}}}$$

L'application donne un diamètre **d_{sortie} = 30 mm**.

V. Dimensionnement des roulements

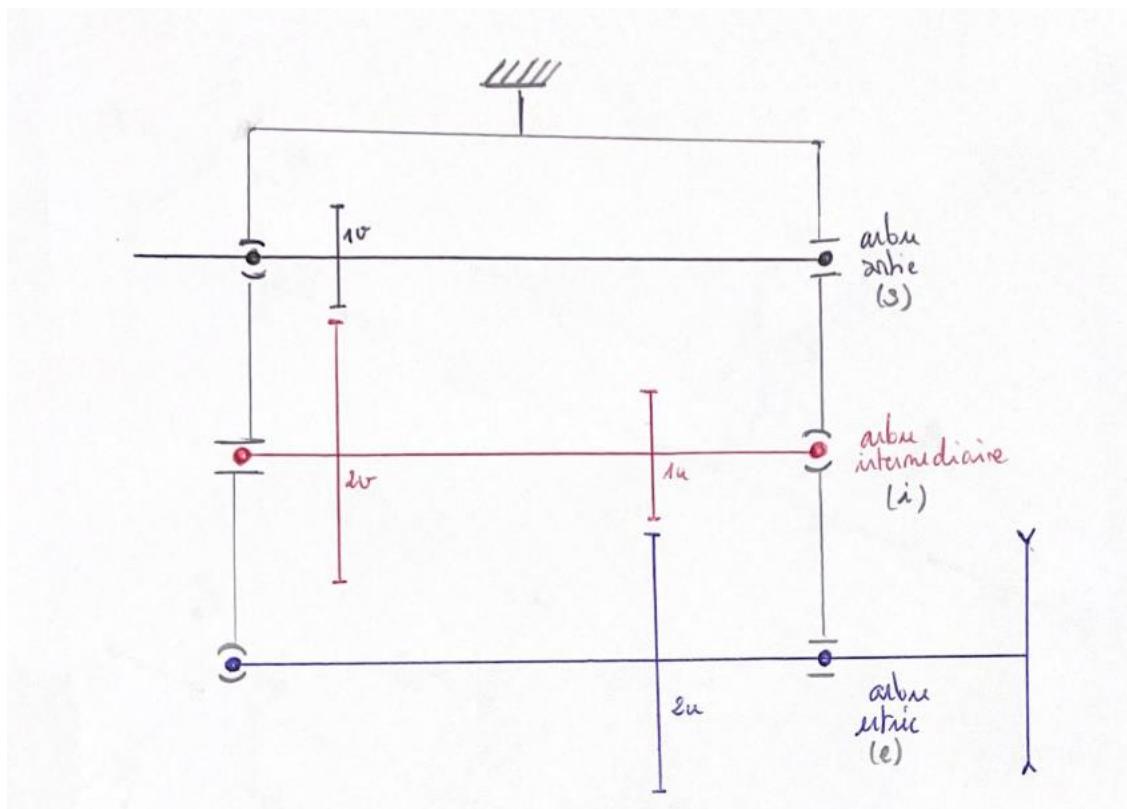


Figure 6 : Schéma du multiplicateur

a) Calcul des efforts sur les roulements de l'arbre d'entrée

L'arbre d'entrée subit les efforts liés au système poulie/courroie. De plus les roulements subissent les efforts liés au premier étage d'engrènement.

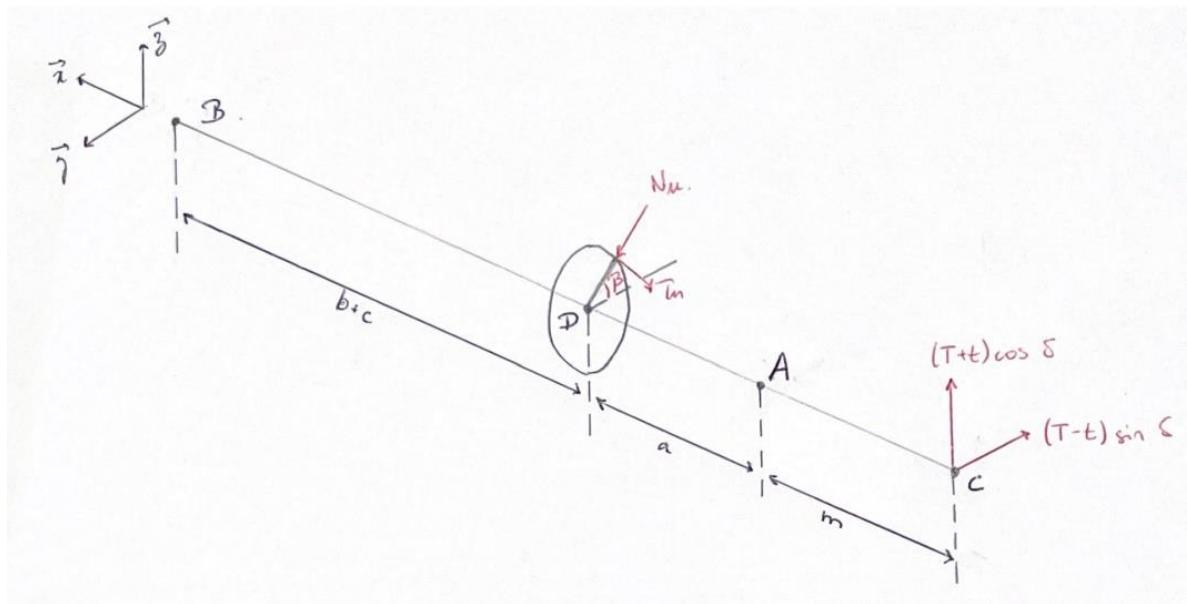


Figure 7 : schéma de l'arbre d'entrée

i. Effort de la poulie/courroie sur l'arbre d'entrée

Dans le jalon 2, on a choisi une courroie trapézoïdale avec un angle d'engrènement de $179,2^\circ$ et donc un $\delta = 0,4^\circ$.
 Avec une poulie menante de 224 mm de diamètre et une poulie menée de 200 mm de diamètre.

Ainsi

$$T = \frac{2.C}{d_{menante}} = 3010 \text{ N} \quad \text{et} \quad t = \frac{T}{e^{3.\theta.\lambda.f}} = 30,3 \text{ N}$$

ii. Effort de l'engrènement au niveau de l'étage u

On nous donne les formules suivantes :

$$T_u = \frac{2.C_e}{d_{02u}} = 3451,5 \text{ N}$$

$$N_u = T_u \cdot \tan(\alpha_0) = 1256,3 \text{ N}$$

iii. Bilan des actions mécaniques extérieures sur l'arbre (e)

$$\begin{aligned} \cdot \{T_{\text{arb}\rightarrow\text{arbre}}^c\} &= \begin{Bmatrix} x_c & 0 \\ y_c & 0 \\ z_c & 0 \end{Bmatrix}_C \cdot \{T_{\text{arb}\rightarrow\text{arbre}}^D\} = \begin{Bmatrix} x_D & 0 \\ y_D & 0 \\ z_D & 0 \end{Bmatrix}_D \cdot \{T_{\text{arb}\rightarrow\text{arbre}}^u\} = \begin{Bmatrix} 0 & -C_i \\ 0 & 0 \\ -N_u \sin \varphi + T_u \cos \varphi & 0 \end{Bmatrix}_A \\ \cdot \{T_{\text{arb}\rightarrow\text{arbre}}^u\} &= \begin{Bmatrix} 0 & C_i \\ -N_u & 0 \\ T_u & 0 \end{Bmatrix}_B \end{aligned}$$

iv. Équilibre statique sur l'arbre d'entrée
Calcul des moments en B

$$\begin{aligned} \overrightarrow{\tau}_{B(\text{arb}\rightarrow\text{arbre})}^A &= \vec{0} + \vec{BA} \wedge \begin{pmatrix} x_B \\ y_B \\ z_B \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -a \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} x_A \\ y_A \\ z_A \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ a \cdot z_A \\ -a \cdot y_A \end{pmatrix} \Rightarrow \{T_{\text{arb}\rightarrow\text{arbre}}^A\} = \begin{Bmatrix} x_A & 0 \\ y_A & (a+b+c)z_A \\ z_A & -(a+b+c)y_A \end{Bmatrix}_B \\ \overrightarrow{\tau}_{B(\text{courroie}\rightarrow\text{arbre})}^A &= \begin{pmatrix} -b \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -a-b-c \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ -(t-t) \sin \delta \\ t(t-t) \cos \delta \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -C_e \\ (ma+b+bc)(t-t) \cos \delta \\ (ma+b+bc)(t-t) \sin \delta \end{pmatrix} \Rightarrow \{T_{\text{courroie}\rightarrow\text{arbre}}^A\} = \begin{Bmatrix} 0 & -C_e \\ -(t-t) \sin \delta & (ma+b+bc)(t-t) \cos \delta \\ -(t-t) \cos \delta & (ma+b+bc)(t-t) \sin \delta \end{Bmatrix}_B \\ \overrightarrow{\tau}_B^A &= \begin{pmatrix} -b \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -(b+c) \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ Ma \cos \beta - Tu \sin \beta \\ -Tu \sin \beta - Nu \cos \beta \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -C_e \\ -(b+c)[Tu \sin \beta + Nu \cos \beta] \\ (b+c)[Tu \sin \beta - Nu \cos \beta] \end{pmatrix} \\ \Rightarrow \{T_{\text{arb}\rightarrow\text{arbre}}^A\} &= \begin{Bmatrix} 0 & -C_e \\ -C_e & -(b+c)[Tu \sin \beta + Nu \cos \beta] \\ -(b+c)[Tu \sin \beta - Nu \cos \beta] & (b+c)[Tu \sin \beta - Nu \cos \beta] \end{Bmatrix}_B \end{aligned}$$

$$\Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} X_A = X_B = 0 \\ Y_A + Y_B - (T-t) \sin \delta + N_u \cos \beta - T_u \sin \beta = 0 \\ z_A + z_B + (T+t) \cos \delta - T_u \sin \beta - N_u \cos \beta = 0 \\ (a+b+c)z_a + (m+a+b+c)(T+t) \cos \delta - (b+c)[T_u \sin \beta \cdot N_u \cos \beta] = 0 \\ -(a+b+c)Y_a + (b+c)[T_u \sin \beta - N_u \cos \beta] + (m+a+b+c)(T-t) \sin \delta = 0 \end{array} \right.$$

Ainsi on trouve

$$\left\{ \begin{array}{l} Y_A = \frac{-(a+b+c+m)(T+t) \sin \delta + (b+c)[N_u \cos \beta - T_u \sin \beta]}{-(a+b+c)} \\ z_A = \frac{-(a+b+c)n)(T+t) \cos \delta + (b+c)[N_u \sin \beta + T_u \cos \beta]}{(a+b+c)} \\ Y_B = T_u \sin \beta - N_u \cos \beta + (T-t) \sin \delta - Y_A \\ z_B = N_u \sin \beta + T_u \cos \beta - (T+t) \cos \delta - z_A \end{array} \right.$$

b) Calcul des efforts sur les roulements de l'arbre intermédiaire

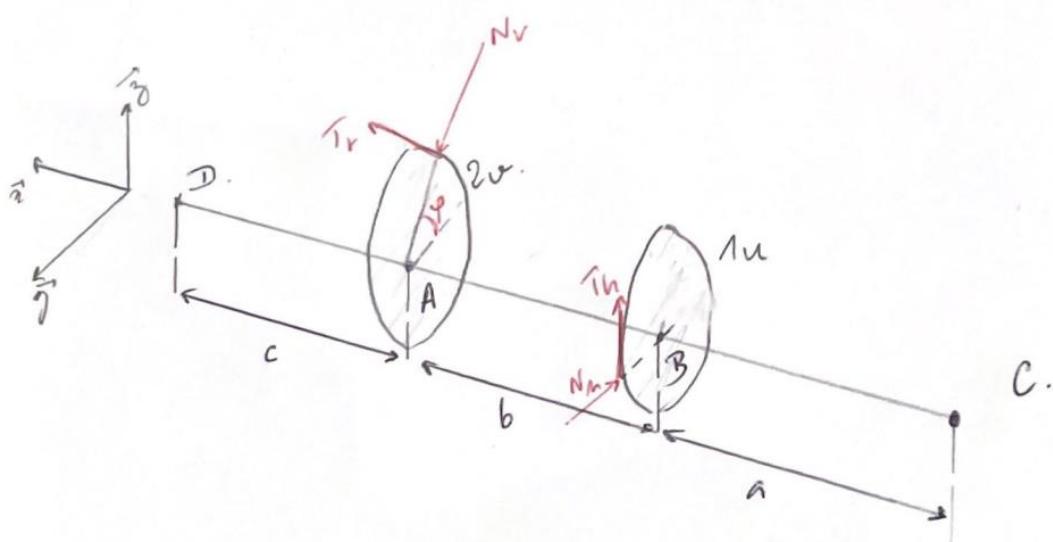


Figure 8 : Schéma de l'arbre intermédiaire (i)

i. Effort de l'enrèglement au niveau de l'étage u

$$T_v = \frac{2 \cdot C_e}{d_{02v}} = 1748 \text{ N}$$

$$N_v = T_v \cdot \tan(\alpha_0) = 636,2 \text{ N}$$

ii. Bilan des actions mécaniques extérieures sur l'arbre intermédiaire (i)
Bilan des actions mécaniques

$$\begin{aligned} \cdot \{T_{\text{alt} \rightarrow \text{arbre}}^c\} &= \begin{pmatrix} x_c & 0 \\ y_c & 0 \\ z_c & 0 \end{pmatrix}_C \cdot \{T_{\text{alt} \rightarrow \text{arbre}}^D\} = \begin{pmatrix} x_D & 0 \\ y_D & 0 \\ z_D & 0 \end{pmatrix}_D \cdot \{T_{20 \rightarrow \text{arbre}i}\} = \begin{pmatrix} 0 & -C_i \\ N_v \cos \varphi + T_v \sin \varphi & 0 \\ -N_v \sin \varphi + T_v \cos \varphi & 0 \end{pmatrix}_A \\ \cdot \{T_{\text{uu} \rightarrow \text{arbre}i}\} &= \begin{pmatrix} 0 & C_i \\ -N_u & 0 \\ T_m & 0 \end{pmatrix}_B \end{aligned}$$

iii. Équilibre statique sur l'arbre intermédiaire (i)
Calcul des moments en D

$$\cdot \vec{x}_{3, \text{alt} \rightarrow i}^c = \begin{pmatrix} -(a+b+c) \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} x_c \\ y_c \\ z_c \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ (a+b+c)z_c \\ -(a+b+c)y_c \end{pmatrix} \Rightarrow \{T_{\text{alt} \rightarrow i}^c\} = \begin{pmatrix} x_c & 0 \\ y_c & (a+b+c)z_c \\ z_c & -(a+b+c)y_c \end{pmatrix}_D$$

$$\begin{aligned} \cdot \vec{x}_{3, 20 \rightarrow i}^c &= \begin{pmatrix} -c \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ N_v \cos \varphi + T_v \sin \varphi \\ T_v \cos \varphi - N_v \sin \varphi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -C_i \\ c[T_v \cos \varphi - N_v \sin \varphi] \\ -c[N_v \cos \varphi + T_v \sin \varphi] \end{pmatrix} \Rightarrow \{T_{20 \rightarrow i}\} = \begin{pmatrix} 0 & -C_i \\ N_v \cos \varphi + T_v \sin \varphi & c[T_v \cos \varphi - N_v \sin \varphi] \\ T_v \cos \varphi - N_v \sin \varphi & -c[N_v \cos \varphi + T_v \sin \varphi] \end{pmatrix}_D \\ \cdot \vec{x}_{3, \text{uu} \rightarrow i}^c &= \begin{pmatrix} c \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} -b \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} 0 \\ -N_u \\ T_m \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} C_i \\ T_m(b+c) \\ N_u(b+c) \end{pmatrix} \Rightarrow \{T_{\text{uu} \rightarrow i}\} = \begin{pmatrix} 0 & C_i \\ -N_u & T_m(b+c) \\ T_m & N_u(b+c) \end{pmatrix}_D \end{aligned}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} X_C = X_D = 0 \\ Y_C + Y_D + N_v \cos \varphi + T_v \sin \varphi - N_u = 0 \\ Z_C + Z_D - N_v \sin \varphi + T_v \cos \varphi + T_u = 0 \\ T_u(b+c) + c(T_v \cos \varphi - N_v \sin \varphi) + (a+b+c)Z_C = 0 \\ N_u(b+c) - c(N_v \cos \varphi + T_v \sin \varphi) - (a+b+c)Y_C = 0 \end{array} \right.$$

Ainsi on trouve

$$\left\{ \begin{array}{l} Y_C = \frac{-N_u(b+c) + c(N_v \cos \varphi + T_v \sin \varphi)}{-(a+b+c)} \\ Z_C = \frac{-T_u(b+c) - c(T_v \cos \varphi - N_v \sin \varphi)}{a+b+c} \\ Y_D = N_u - N_v \cos \varphi - T_v \sin \varphi - Y_C \\ Z_D = N_v \sin \varphi - T_v \cos \varphi - T_u - Z_C \end{array} \right.$$

c) Calcul des efforts sur les roulements de l'arbre de sortie

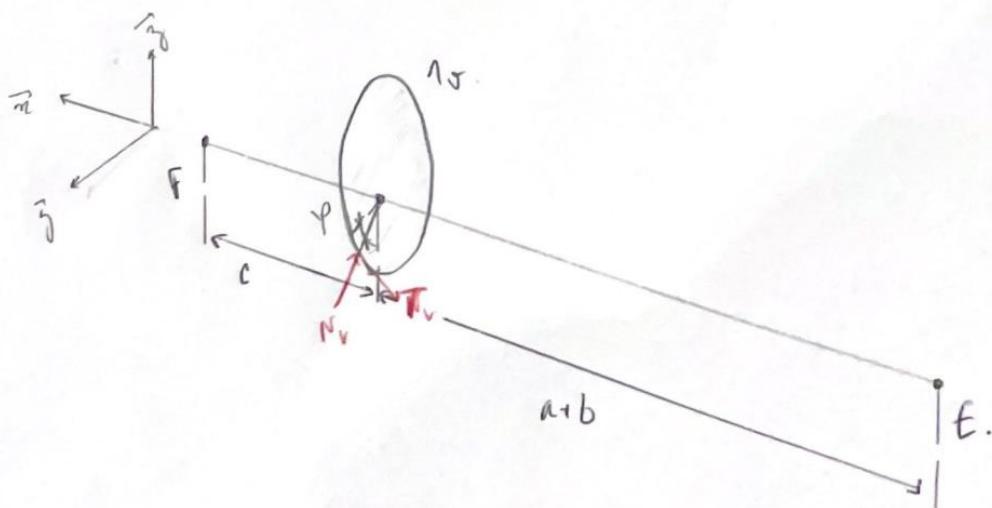


Figure 9 : Schéma de l'arbre de sortie

i. Bilan des actions mécaniques extérieures sur l'arbre de sortie (s)
Bilan des actions mécaniques

$$\cdot \{T_{AV \rightarrow arbre}\} = \begin{pmatrix} 0 \\ -Nv \cos \varphi - T_y \sin \varphi \\ Nv \sin \varphi \cdot T_y \cos \varphi \end{pmatrix}_A \quad \cdot \{T_{AH \rightarrow arbre}\} = \begin{pmatrix} X_E \\ Y_E \\ Z_E \end{pmatrix}_E$$

$$\cdot \{T_{AH \rightarrow arbre}\} = \begin{pmatrix} X_F \\ Y_F \\ Z_F \end{pmatrix}_F$$

ii. Équilibre statique sur l'arbre de sortie (s)
Calcul des moments en F

$$\cdot \vec{M}_F(AH \rightarrow s) = \begin{pmatrix} -c_s \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -c \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}_A \begin{pmatrix} 0 \\ -Nv \cos \varphi - T_y \sin \varphi \\ Nv \sin \varphi \cdot T_y \cos \varphi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -c_s \\ c(Nv \sin \varphi - T_y \cos \varphi) \\ c(Nv \cos \varphi + T_y \sin \varphi) \end{pmatrix} \Rightarrow \{T_{AH \rightarrow arbre}\} = \begin{pmatrix} 0 \\ -Nv \cos \varphi - T_y \sin \varphi \\ Nv \sin \varphi \cdot T_y \cos \varphi \end{pmatrix}_E \quad \cdot \vec{M}_F(AH \rightarrow s) = \begin{pmatrix} -c_s \\ c(Nv \sin \varphi - T_y \cos \varphi) \\ c(Nv \cos \varphi + T_y \sin \varphi) \end{pmatrix}_F$$

$$\cdot \vec{M}_F(AH \rightarrow s) = \begin{pmatrix} a+b+c \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}_A \begin{pmatrix} X_E \\ Y_E \\ Z_E \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ Z_E(a+b+c) \\ -(a+b+c)Y_E \end{pmatrix} \Rightarrow \{T_{AH \rightarrow s}\} = \begin{pmatrix} X_E \\ Y_E \\ Z_E - Y_E(a+b+c) \end{pmatrix}_F$$

$$\left\{ \begin{array}{l} X_E = X_F = 0 \\ Y_E + Y_F - Nv \cos \varphi - T_y \sin \varphi = 0 \\ Z_E + Z_F + Nv \sin \varphi - T_y \cos \varphi = 0 \\ c(Nv \sin \varphi - T_y \cos \varphi) + Z_E(a+b+c) = 0 \\ c(Nv \cos \varphi + T_y \sin \varphi) - Y_E(a+b+c) = 0 \end{array} \right.$$

Afin de n

$$\left\{ \begin{array}{l} Y_E = \frac{c[N_r \cos \varphi + Tr \sin \varphi]}{a+b+c} \\ Z_E = \frac{-c[N_r \sin \varphi - Tr \cos \varphi]}{a+b+c} \\ \\ Y_F = N_r \cos \varphi + Tr \sin \varphi - Y_E \\ Z_F = Tr \cos \varphi - N_r \sin \varphi - Z_E \end{array} \right.$$

d) Dimensionnement des roulements A, B, C, D, E et F

Pour les calculs des efforts on prendre $\beta = 0^\circ$ et $\rho = 90^\circ$. De plus pour les valeurs de a, b, c et m on prendra :

$$a = 110 \text{ mm}, b = 70 \text{ mm}, c = 75 \text{ mm} \text{ et } m = 28 \text{ mm}$$

Le total de ces valeurs est inférieur à 297 mm la longueur de totale du multiplicateur choisi lors du jalon 2.

i. Calcul de la charge dynamique

Données :

- Le multiplicateur fonctionne 10h/j pendant 20 ans d'où $L_{10h} = 73000 \text{ h}$
- Vitesse de rotation à l'entrée du multiplicateur : $N_e = 137,9 \text{ tr/min}$
- On prend des roulements à une rangée de billes à contact radiale donc $\mu = 3$

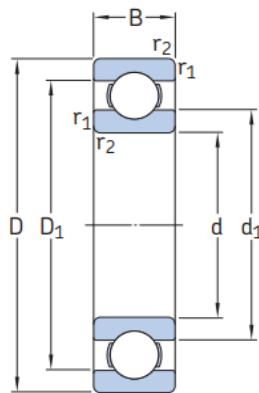


Figure 10 : Schéma des roulements choisis

Pour calculer sur la charge sur le roulement : $P_i = \sqrt{Z_i^2 + Y_i^2}$ avec $i = \{A; B; C; D; E; F\}$

Ensuite on calcul $L_{10} = 60 * n * L_{10h} * 10^{-6}$ avec n vitesse de rotation de l'arbre

D'après le cours on sait que : $L_{10} = \left(\frac{C_i}{P_i}\right)^{\mu}$ d'où

$$C_i = \sqrt[\mu]{L_{10}} * P_i$$

En utilisant un classeur Excel afin d'automatiser les calculs on trouve :

Arbre d'entrée		Arbre intermédiaire		Arbre de sortie	
Roulement A		Roulement C		Roulement E	
Ya [N]	-679,3	Zc [N]	-1775,5	Ze [N]	-187,1
Za [N]	-1411,5	Yc [N]	200,2	Ye [N]	514,1
Roulement B		Roulement D		Roulement F	
Yb [N]	-556,1	Yd [N]	-691,9	Yf [N]	1233,9
Zb [N]	1822,7	Zd [N]	-1039,8	Zf [N]	-449,1
Charge		Charge		Charge	
Pa [N]	1566,4	Pc [N]	1786,8	Pe [N]	547,1
Pb [N]	1905,7	Pd [N]	1249,0	Pf [N]	1313,0
Charge dynamique		Charge dynamique		Charge dynamique	
Ca [kN]	13,2	Cc [kN]	22,4	Ce [kN]	10,4
Cb [kN]	16,1	Cd [kN]	15,7	Cf [kN]	24,8
C max [kN]	16,1	C max [kN]	22,4	C max [kN]	24,8

e) Choix des roulements

i. Roulements A et B

Aux parties précédentes on a vu que le diamètre de l'arbre d'entrée (e) devra être de 60mm donc avec cela et la charge dynamique trouvé précédemment on trouve le roulement :

Dimensions d'encombrement		Charges de base statique	Limite de fatigue	Vitesses de base	Masse	Désignation			
d	D	B	C ₀	P _u	Vitesse de référence	Vitesse limite			
mm		kN	kN	tr/min	kg	-			
60	78	10	11,9	11,4	0,49	17 000	11 000	0,11	61812
	85	13	16,5	14,3	0,6	16 000	10 000	0,2	61912
	95	11	20,8	15	0,735	15 000	9 500	0,29	* 16012
	95	18	30,7	23,2	0,98	15 000	9 500	0,41	* 6012
	110	22	55,3	36	1,53	13 000	8 000	0,78	* 6212
	130	31	85,2	52	2,2	11 000	7 000	1,7	* 6312
	150	35	108	69,5	2,9	10 000	6 300	2,85	6412

Figure 11 : Extrait du catalogue SKF pour un d_int de 60 mm

On choisit pour les roulements A et B, les roulements de désignation 61912

ii. Roulements C et D

Aux parties précédentes on a vu que le diamètre de l'arbre intermédiaire (i) devra être de 43 mm donc avec cela et la charge dynamique trouvé précédemment on trouve le roulement :

45	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,04	61809
	68	12	14	10,8	0,465	20 000	13 000	0,14	61909
	75	10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	* 16009
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,24	* 6009
	85	19	35,1	21,6	0,915	17 000	11 000	0,42	* 6209
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,84	* 6309
	120	29	76,1	45	1,9	13 000	8 500	1,55	6409

Figure 12 : Extrait du catalogue SKF pour un d_{int} de 45 mm

On choisit pour les roulements C et D, les roulements de désignation *6209

iii. Roulements E et F

Aux parties précédentes on a vu que le diamètre de l'arbre intermédiaire (s) devra être de 30 mm donc avec cela et la charge dynamique trouvé précédemment on trouve le roulement :

35	47	7	4,36	3,35	0,14	30 000	18 000	0,029	61807
	55	10	10,8	7,8	0,325	26 000	16 000	0,08	61907
	62	9	13	8,15	0,375	24 000	15 000	0,11	* 16007
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,15	* 6007
	72	17	27	15,3	0,655	20 000	13 000	0,29	* 6207
	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,26	6207 ETN9
	80	21	35,1	19	0,815	19 000	12 000	0,46	* 6307
	100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,97	6407

Figure 13 : Extrait du catalogue SKF pour un d_{int} de 30 mm

On choisit pour les roulements E et F, les roulements de désignation *6207

VI. Conclusion

Dans ce jalon, nous avons dimensionné en détail le multiplicateur, dont nous avions seulement estimé l'encombrement au jalon 2. Nous avons ainsi dimensionné chacune des quatre roues dentées, les 3 arbres et les roulements à bille. L'ensemble de ces résultats nous a permis d'obtenir sous Catia le modèle de multiplicateur qui répond aux exigences de notre cahier des charges.

VII. Annexes

Tableau Excel roulements

Paramètres																
<u>Relation</u>																
$\beta [^\circ]$	$C_e [N/m]$	$a_0 [^\circ]$	$m [m]$	$a [m]$	$b [m]$	$c [m]$	d_{O2u}	$L_{\text{O1h}} [h]$	λ	f	g	$\theta [^\circ]$	$d_{\text{menée}}$	d_{menante}	$\rho [^\circ]$	$\alpha [^\circ]$
0	301	20	0,028	0,11	0,07	0,075	0,174	73000	0,98	0,5	0,02	179,2	0,2	0,224	90	91,8
3451,5	0,4	1256,3	3010	30,3	604,1	1748,0	636,2	1,0	0,01	0,00	1	137,9	452,4	1547,1	1981,4	6776,3
<u>Arbre d'entrée</u>																
<u>Roulement A</u>																
$y_A [N]$	-679,3															
$Z_A [N]$	-1411,5															
<u>Roulement B</u>																
$y_B [N]$	-556,1															
$Z_B [N]$	1822,7															
<u>Arbre intermédiaire</u>																
<u>Roulement C</u>																
$Z_C [N]$	-1775,5															
$y_C [N]$	2002															
<u>Roulement E</u>																
$Z_E [N]$	-187,1															
$y_E [N]$	5141															
<u>Roulement D</u>																
$y_D [N]$	1233,9															
$Z_D [N]$	-1039,8															
<u>Arbre de sortie</u>																
<u>Roulement F</u>																
$y_F [N]$	449,1															
$Z_F [N]$	-691,9															
<u>Charge</u>																
<u>Charge</u>																
$P_A [N]$	1566,4															
$P_C [N]$	1785,8															
$P_D [N]$	1249,0															
$P_F [N]$	1313,0															
<u>Dimensions d'encombrement</u>																
d	0	D	B	C	C_0	P_u	Dimensions d'encombrement									
mm	mm	mm	mm	mm	mm	N/mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg	–
60	78	10	11,9	11,4	0,49	17000	11000	0,11	6481,2							
65	13	16,5	14,3	0,6	16000	10000	0,2	65912								
75	18	20,8	15	0,75	15000	9500	0,29	64012								
95	20,7	23,2	0,98	15000	9500	0,41	6412									
110	22	55,3	36	1,53	13000	8000	0,78	6411								
130	31	85,2	52	2,11	11000	7000	1,7	6312								
150	35	108	69,5	2,9	10000	6300	2,85	6412								
D_1																
D_2																
d_1																
d_2																
D_1	45	58	7	6,63	6,1	0,26	22000	14000	0,04	64809						
D_2	68	12	14	10,8	0,65	20000	13000	0,14	63999							
d_1	75	10	14,5	10,8	0,32	20000	12000	0,17	64099							
d_2	75	16	22,1	14,6	0,64	20000	12000	0,24	6409							
D_1	75	16	22,1	14,6	0,64	20000	12000	0,24	6409							
D_2	85	19	35,1	21,6	0,915	17000	11000	0,42	6409							
d_1	100	25	55,3	31,5	1,14	15000	9500	0,84	6409							
d_2	120	29	76,1	45	1,9	13000	8500	1,55	6409							
$C_e [kN]$	22,4															
$C_d [kN]$	15,7															
$C_{max} [kN]$	16,1															
$C_{max} [kN]$	22,4															
$C_e [kN]$	10,4															
$C_f [kN]$	24,8															
$C_{max} [kN]$	24,8															
D_1	35	47	7	4,36	3,35	0,14	30000	18000	0,029	64807						
D_2	55	10	10,8	7,8	0,225	26000	16000	0,08	63907							
d_1	62	9	13	8,15	0,375	24000	15000	0,11	64007							
d_2	62	14	16,8	10,2	0,44	24000	15000	0,15	6407							
D_1	72	17	27	15,3	0,655	20000	13000	0,29	6407							
D_2	72	17	31,2	17,6	0,75	20000	13000	0,26	6407EN							
d_1	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	6407							
d_2	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,97	6407							
D_1	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	6407							
D_2	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,97	6407							
D_1	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	6407							
D_2	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,97	6407							
D_1	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	6407							
D_2	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,97	6407							
D_1	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	6407							
D_2	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,97	6407							
D_1	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	6407							
D_2	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,97	6407							
D_1	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	6407							
D_2	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,97	6407							
D_1	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	6407							
D_2	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,97	6407							
D_1	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	6407							
D_2	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,97	6407							
D_1	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	6407							
D_2	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,97	6407							
D_1	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	6407							
D_2	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,97	6407							
D_1	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	6407							
D_2	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,97	6407							
D_1	80	21	35,1	19	0,815	19000	12000	0,46	6407							
D_2	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,97	6407					</td		

PJT 1A

Dossier de synthèse

Projet Eolienne – City Wind



Maeli Faye-Merino
Arsène Brouquier
Victor Puyelo
Guillaume Eymery
Charles Chalopin

Table des matières

Introduction	2
I. Dimensionnement du rotor	2
a. Calcul de la puissance d'entrée P_∞	3
b. Calcul du diamètre du rotor, de la longueur de pôle optimale et de la longueur de corde	3
c. Calcul de la vitesse de rotation du rotor	3
II. Dimensionnement de la génératrice.....	4
a. Hypothèses :	4
b. Choix de la génératrice	4
c. Evaluation de la génératrice au point de fonctionnement.....	4
III. Dimensionnement du multiplicateur	5
IV. Dimensionnement du système poulie courroie	5
d. Détermination des diamètres des deux poulies	6
e. Caractéristique de la courroie trapézoïdale	6
f. Calcul de la tension dans un brin	9
g. Choix des poulies dans un catalogue :	10
V. Dimensionnement de l'accouplement élastique.....	10
VI. Dimensionnement de l'arbre du rotor	11
VII. Dimensionnement des roulements à billes	12
VIII. Dimensionnement du système de freinage	13
IX. Dimensionnement couronne d'orientation	17
X. Modélisation CAO	19
a. Modélisation de la génératrice	19
b. Modélisation du réducteur	20
c. Support de plaque	20
d. Modélisation de l'accouplement élastique	21
e. Modélisation des roulements	21
f. Modélisation du frein	22
g. Modélisation des poulies	22
i. Poulie menée	23
ii. Poulie menante	23
XI. Conclusion :.....	24

Introduction

L'objectif du jalon 1 de ce projet était d'effectuer une première approche de l'éolienne domestique en milieu urbain. Il a aussi permis de se familiariser avec la structure de cette dernière.

Le jalon 2 de cette étude doit permettre de dimensionner différents éléments de l'éolienne, tout en respectant les exigences d'un cahier des charges définis au préalable. Nous déterminerons aussi à l'aide de documentation technique et de nos connaissances, les composants adaptés au cahier des charges défini lors du jalon 1.

Les enjeux principaux sont de déterminer les contraintes qui s'appliqueront sur le système et de trouver certains composants de l'éolienne qui doivent supporter les contraintes d'efforts appliquées sur le système. Ces composants sont disponibles dans des catalogues de fabricants fournis dans la documentation annexe ou alors trouvés sur Internet.

Un modèle Catia de l'éolienne (qui pourra être enrichi au fur et à mesure de l'étude) sera accessible afin de s'assurer de la cohérence des composants choisis. Le modèle Catia permet de mesurer avec précision les grandeurs géométriques du système.

I. Dimensionnement du rotor

Dans cette partie on va dimensionner le rotor \emptyset_r , la longueur des pales de l'éolienne L_p ainsi que la longueur de corde de la pale C. Pour cela on a les paramètres suivants :

Paramètres

C_p	Coefficient de Betz	$C_{p \text{ optimum}} = 0,4$
λ	Coefficient de vitesse périphérique	$\lambda = 0,7$
R_{optim}	Rapport de solidité	$R_{\text{optim}} = 1,3$
C	Longueur de corde du profil (NACA 18) utilisé pour les pales	
N_p	Nombre de pales utilisé	$N_p = 3$
\emptyset_r	Diamètre du rotor	
L_p	Longueur des pales	
η_p	Rendement du palier à roulement	$\eta_p = 0,95$
η_f	Rendement de la transmission par lien flexible	$\eta_f = 0,96$
η_{eng}	Rendement d'un engrenage dans le multiplicateur	$\eta_{\text{eng}} = 0,98$
Nb_{eng}	Nombre d'engrenages dans le multiplicateur	$Nb_{\text{eng}} = 2$
K_r	Coefficient de rugosité du sol	$K_r = 0,9$
P_∞	Puissance de vent contenue dans un cylindre	
K	Rapport de multiplication global	
K_m	Rapport de multiplication du multiplicateur	
K_f	Rapport de multiplication du lien flexible	

Figure 1 : tableau des paramètres fournis

On dispose aussi des formules suivantes :

$$P_\infty = \frac{1}{2} * \rho * S * V_0^3 \quad (1)$$

$$L_p \text{ optim} = 7 * C \quad (2)$$

$$R_{\text{optim}} = \frac{C * N_p}{\emptyset_r} \quad (3)$$

$$\lambda = \frac{\text{vitesse périphérique rotor}}{\text{vitesse du vent}} \quad (4)$$

a. Calcul de la puissance d'entrée P_∞

Afin de déterminer P_∞ on trace le bloc fonctionnel de l'éolienne :

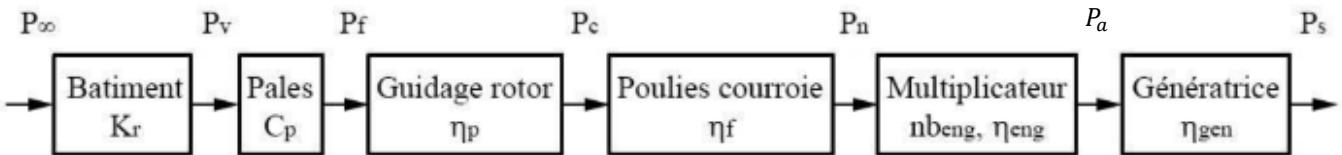


Figure 2 : bloc fonctionnel de l'éolienne

On trouve donc :

$$P_\infty = \frac{P_a}{K_r * C_p * \eta_p * \eta_f * \eta_{eng}^2} = 11734 \text{ W}$$

b. Calcul du diamètre du rotor, de la longueur de pôle optimale et de la longueur de corde

D'après la formule (1) on peut calculer S : $S = \frac{2 * P_\infty}{\rho * V_0^3} = 6.98 \text{ m}^2$

On a donc 2 équations ainsi que deux inconnus L_p et \emptyset_r :

$$\begin{cases} S = \emptyset_r * L_{p \text{ optim}} \\ R_{optim} = \frac{C * N_p}{\emptyset_r} = \frac{L_{p \text{ optim}} * N_p}{7 * \emptyset_r} \end{cases}$$

Donc on a :

$$L_{p \text{ optim}} = \sqrt{\frac{7 * S * R_{optim}}{N_p}} = 4,60 \text{ m}$$

On a donc pour le diamètre du rotor \emptyset_r :

$$\emptyset_r = \frac{S}{L_{p \text{ optim}}} = 1.52 \text{ m}$$

On peut calculer la longueur de corde C à partir de (1) :

$$C = \frac{L_{p \text{ optim}}}{7} = 0.66 \text{ m}$$

c. Calcul de la vitesse de rotation du rotor

On peut calculer la vitesse périphérique du rotor : $V_p = \lambda * V_0 = 9.1 \text{ m/s}$

Ainsi on trouver la vitesse de rotation du rotor :

$$\omega_r = \frac{V_p}{\frac{1}{2} * \emptyset_r} = 12.89 \text{ rad/s}$$

II. Dimensionnement de la génératrice

L'énergie mécanique de l'éolienne est transformée en énergie électrique à l'aide d'une génératrice que l'on choisira à l'aide des paramètres et on évaluera la vitesse de rotation de son arbre d'entrée nécessaire pour le point de fonctionnement imposé.

a. Hypothèses :

- Générateur asynchrone triphasé à 2 paires de pôles
 - Au point de fonctionnement du système développe une puissance $P_a = 3,7 \text{ kW}$

b. Choix de la génératrice

Les catalogues mis à disposition sont des catalogues de moteurs asynchrones mais on fera l'hypothèse que toutes les machines sont réversibles et à fonctionnement symétrique. On trouve le modèle suivant qui convient :

Puissance nominale	Vitesse nominale	Moment nominal	Intensité nominale	Facteur de puissance			Rendement* CEI 60034-2-1; 2007			Courant démarrage/ Courant nominal	Moment démarrage/ Moment nominal	Moment maximum/ Moment nominal	Moment d'inertie	Masse	Bruit	
				P _N	N _N	M _N	I _{N(400V)}	Cos φ	η							
Type	kW	min ⁻¹	N.m	A	4/4	3/4	2/4	4/4	3/4	2/4	I _d /I _N	M _d /M _N	M _s /M _N	kg.m ²	kg	db(A)
LS 100 L	3	1437	19,9	6,5	0,81	0,72	0,59	82,8	83,4	81,8	6	2,5	2,8	0,0055	22,5	48
LS 112 M**	4	1438	26,6	8,3	0,83	0,76	0,57	81,7	81,6	80,6	7,1	2,5	3,0	0,0067	24,9	49
LS 132 S	5,5	1447	36,7	11,1	0,83	0,79	0,67	84,7	85,6	84,6	6,3	2,4	2,8	0,014	36,5	49
LS 132 M	7,5	1451	49,4	15,2	0,82	0,74	0,61	86,0	86,2	84,4	7	2,4	2,9	0,019	54,7	62

Le modèle LS 112 M** convient car la puissance nominale P_N est supérieure à P_a et qu'il correspond bien aux autres critères énoncés plus haut.

c. Evaluation de la génératrice au point de fonctionnement

On fait le symétrique du point de fonctionnement nominal du moteur par rapport au point de synchronisme sur la courbe (Couple, vitesse de rotation) pour obtenir la vitesse nominale de la génératrice, et ensuite on linéarise son fonctionnement sur cette plage de données.

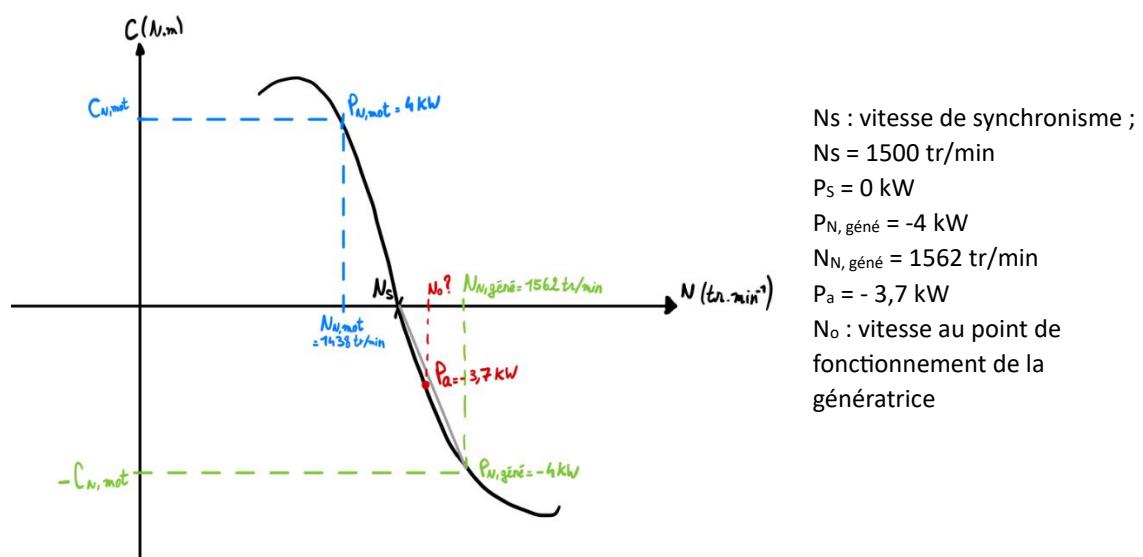


Figure 3 - Courbe de fonctionnement de la génératrice

On linéarise : $N_o = \frac{Pa}{Pn.géné} \times (N_{N,géné} - N_s) + N_s$

$N_o = 1557,35 \text{ tr/min}$ et on trouve aussi que $C_o = 22,7 \text{ N.m}$

III. Dimensionnement du multiplicateur

A l'aide des vitesses de rotation du rotor et de la génératrice, on détermine le rapport de multiplication globale du multiplicateur et du système poulie courroie.

On prend les notations suivantes :

N_o : vitesse de rotation de la génératrice au point de fonctionnement ; $N_o = 1557$ trs/min

N_r : vitesse de rotation du rotor ; $N_r = 123$ trs/min

K : rapport de multiplication globale ; $K = \frac{N_o}{N_r} = 12,65$

K_m : rapport de multiplication du multiplicateur

K_f : rapport de multiplication du lien flexible (poulie courroie)

Hypothèses :

- Multiplicateur à 2 étages
- $K_m < 3.85$ pour 1 étage
- On maximise la valeur de K_m pour avoir K_f le plus petit possible en respectant la règle métier
- $K_{f,maxi} = 3$

$$K_{m,mini} = \frac{K}{K_{f,maxi}} = 4,22$$

Donc, on a l'intervalle suivant pour le choix de K_m : $4,22 \leq K_m < 3.85^2 = 14,8$

On recherche dans les catalogues le multiplicateur ayant le rapport de multiplication le plus proche de 14.8 avec 2 étages, et l'on ne s'intéresse qu'à ceux ayant l'arbre de sortie et d'entrée dans le même plan pour limiter l'encombrement du système de transmission.

On trouve dans le catalogue de la marque FOC gamme OLYMPE, le modèle OXP2 808 avec un rapport de transmission de 11,2, une transmission pour axes parallèles, 2 étages de réduction. On a donc $K_m = 11,2$

1.9 Performances réducteurs OXP2

n_1 min ⁻¹	808				
	i_r	n_2 min ⁻¹	P_N kW	T_N kNm	F_{r2} F_{r1} kN
1450		129	137	9.7	40.1
1000	11.2	89	95	9.8	10.5
500		45	50	10.2	

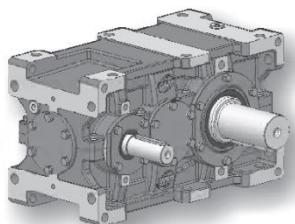


Figure 4 - Schéma du multiplicateur (arbre de sortie de l'autre côté sur notre modèle)

On a fait le choix de ce réducteur car il présentait un faible encombrement et qu'il avait une transmission parallèle (avantageux pour notre système). De plus, ses arbres d'entrée et de sortie sont une rainure de clavette ce qui sera utile pour l'accouplement avec le reste du système.

On recalcule ensuite le rapport de multiplication du lien flexible pour ensuite le modéliser :

$$K_f = \frac{K}{K_m} = 1,13$$

IV. Dimensionnement du système poulie courroie

L'objectif de cette partie est de dimensionner entièrement la courroie. Pour cela, on déterminera dans un premier temps les diamètres des deux poulies, puis on caractérisera la courroie pour pouvoir choisir sur catalogue une courroie standard. Enfin, on déterminera la tension dans les brins de la courroie, ce qui sera utile au dimensionnement des roulements.

En ce qui concerne l'étude de la courroie, plusieurs paramètres sont imposés. La courroie doit être trapézoïdale, l'entraxe (distance entre les deux poulies) est fixé, finalement on a un glissement (g) de 2%.

a. Détermination des diamètres des deux poulies

Afin de déterminer ces deux diamètres, on a à notre disposition les deux relations suivantes :

$K_f = \frac{(1-g) d_{menante}}{d_{menée}}$	g : glissement = 2%
$e < 3 * (d_{menée} + d_{menante})$	e : entraxe

Avec K_f : le rapport de multiplication du lien flexible

Grâce à Catia, on remarque que l'entraxe e, défini comme la distance séparant les deux poulies, correspond à la distance entre l'arbre creux du rotor et l'arbre du multiplicateur. On mesure ainsi, à l'aide de Catia :

$$e = 1,253 \text{ m} > 1\text{m}$$

On en déduit que $d_{menante} / d_{menée} = 1,15$

On choisit alors $d_{menante} = 224 \text{ mm}$ et $d_{menée} = 200 \text{ mm}$

On a alors $3 * (d_{menante} + d_{menée}) = 1,32 > e$, la condition nécessaire est bien vérifiée.

b. Caractéristique de la courroie trapézoïdale

Déterminons la longueur de la courroie (L_c) avec la relation donnée suivante :

$$L_c = 2e + \pi \frac{d_{menante} + d_{menée}}{2} + \frac{(d_{menante} + d_{meméne})^2}{4e}$$

On trouve : $L_c = 3,201 \text{ m}$.

On cherche à déterminer ensuite la puissance de service P_s , sachant que : $P_s = P * K_s$.

Afin de déterminer le coefficient de service, on s'appuie sur l'abaque qui a été fournie en annexe. On va considérer une transmission uniforme avec légers à-coups pour un service de 16 h à 24h /jour car sur une longue période (l'éolienne est conçue

pour fonctionner sur plusieurs années) certains chocs sont à prévoir.

	Valeur du coefficient de service K_s			
	service léger 0 à 6 h/jour	service normal 6 à 16 h/jour	service dur 16 à 24 h/jour	service très dur en continu
transmission uniforme sans à-coups	1,0	1,2	1,4	1,6
transmission avec légers à-coups et chocs modérés	1,1	1,3	1,5	1,8
transmission avec à-coups et chocs élevés *	1,2	1,4	1,7	2,1

Figure 5 - Tableau pour le choix du coefficient K_s

Cela correspond à une valeur de $K_s = 1,5$, l'application numérique donne donc :

$$P_s = 4220 * 1,5 = 6,33 \text{ kW}$$

Calculons maintenant la puissance pondérée P_a avec la formule ci-dessous :

Puissance pondérée	$P_a = P_b * K_L * K_\theta$
--------------------	------------------------------

Avec :

P_b : la puissance de base

K_L : coefficient correctif sur la longueur primitive de la courroie

K_θ : coefficient correctif sur l'angle d'enroulement

L'abaque ci-dessous doit permettre de déterminer K_θ :

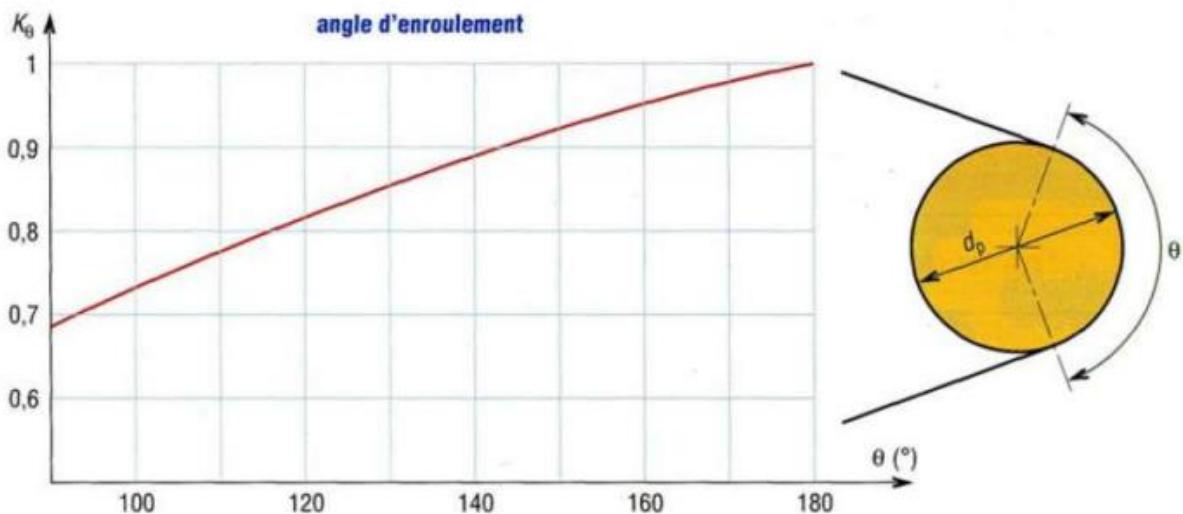


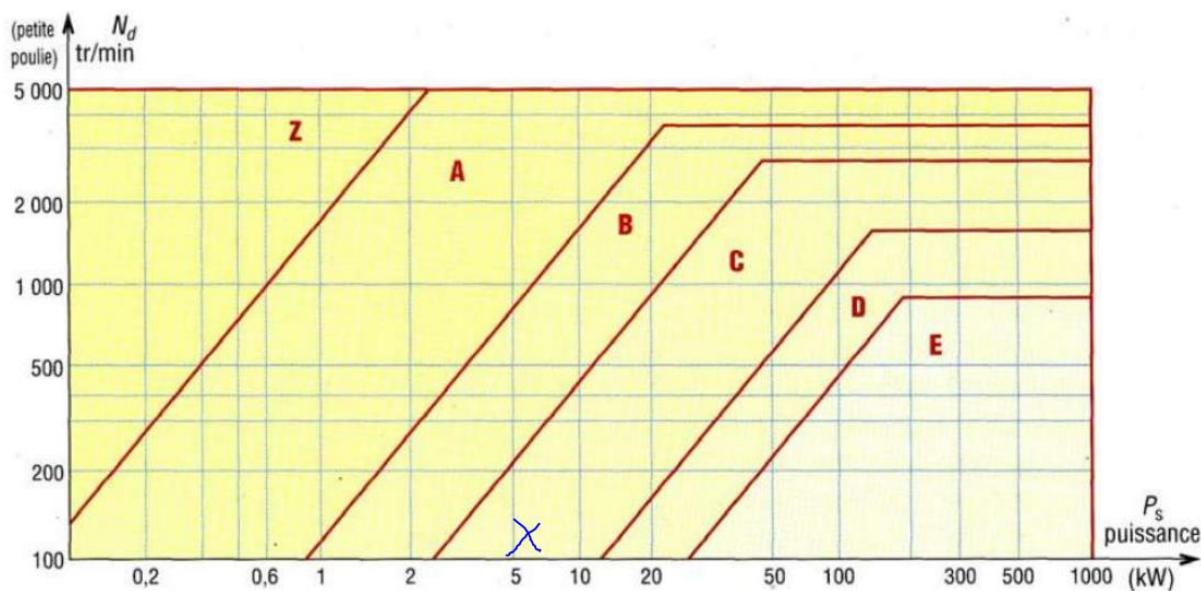
Figure 6 - Courbe et schéma pour l'angle d'enroulement des poulies

Il est nécessaire de déterminer l'angle Θ . Pour cela, on donne la formule suivante :

$$\theta = 180^\circ - 2 \arcsin\left(\frac{d_{memante} - d_{menée}}{2e}\right)$$

L'application numérique donne : $\Theta = 179,2^\circ$; par lecture d'abaque on lit alors : $K_\Theta = 0,99$.

On se propose ensuite de déterminer le type de courroie parmi 6 familles différentes (A, B, C, D, E, Z) dont l'usage varie en fonction du type de besoin. Rappelons enfin que la vitesse de la petite poulie est fixée à 123 tr/min.



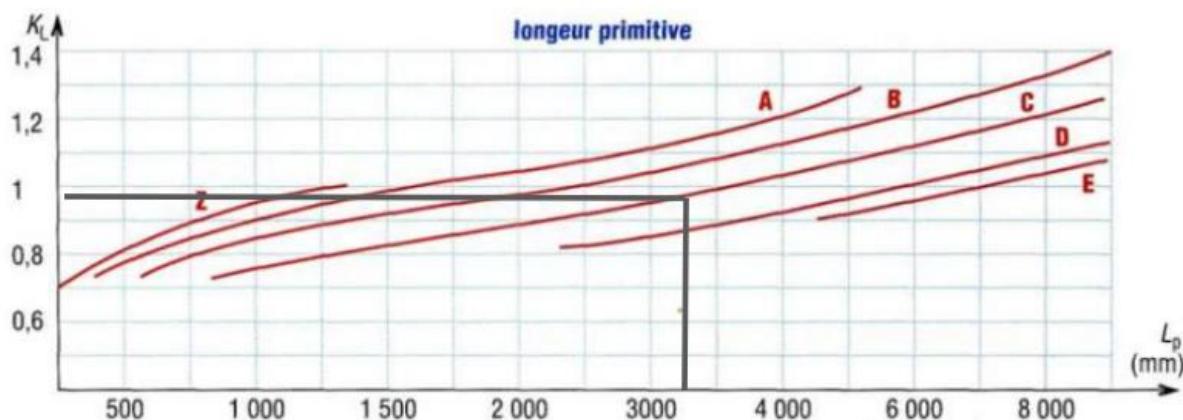
On se trouve dans la zone C. De plus, rappelons que le diamètre primitif de la petite roue est de 210 mm environ. Déterminons finalement la vitesse linéaire avec la relation :

$$V_{linéaire} = \omega_{petite} \frac{d_{menée}}{2}$$

On en déduit une vitesse linéaire de 1,4 m/s. Mais cette valeur n'apparaît pas dans le tableau fourni en annexe. Il faut alors pouvoir extrapoler les résultats relatifs à cette valeur en s'appuyant sur les vitesses linéaires qui sont données. On suppose pour cela que la puissance de base est à peu près égale à 4,59 kW.

Puissance de base P_b en kW des courroies trapézoïdales classiques													
type courroie	diamètre primitif	vitesse linéaire V de la courroie (m/s)					type courroie	diamètre primitif	vitesse linéaire V de la courroie (m/s)				
		5	10	15	20	25			5	10	15	20	25
Z	50	0,45	0,72	0,85	—	—	C	180	3,92	6,10	7,33	8,32	—
	60	0,62	1,05	1,35	—	—		210	4,59	7,38	9,40	10,86	11,76
	70	0,73	1,29	1,70	1,94	—		240	4,99	8,31	10,82	12,75	14,14
	80	0,83	1,48	1,97	2,30	2,41		280	5,50	9,27	12,26	14,70	16,50
	90	0,90	1,61	2,18	2,58	2,76		320	5,83	9,96	13,34	16,10	18,29
	100	0,95	1,72	2,37	2,80	3,04		360	6,14	10,56	14,16	17,19	19,69
	110	1,00	1,82	2,48	2,99	3,27		430	6,55	11,25	15,32	18,68	21,43
A	85	1,25	2,04	2,66	3,01	—	D	290	8,92	13,44	15,95	16,80	—
	100	1,42	2,37	3,12	3,99	4,10		320	9,84	15,41	18,90	20,74	20,92
	115	1,55	2,64	3,52	4,21	4,73		360	10,94	17,50	22,07	24,96	26,19
	130	1,65	2,85	4,04	4,60	5,22		400	11,80	19,20	24,61	28,33	30,42
	150	1,75	3,03	4,10	4,80	5,72		460	12,78	21,18	27,55	32,29	34,37
	170	1,82	3,19	4,33	5,00	6,10		520	13,58	22,71	29,85	35,35	39,20
	190	1,87	3,30	4,54	5,55	6,39		580	14,16	23,96	31,64	37,76	42,80
B	120	2,11	3,23	4,23	4,80	—	E	440	10,97	18,85	24,69	28,33	29,44
	140	2,35	3,95	5,02	5,83	6,37		480	11,89	20,65	27,39	31,92	33,91
	160	2,57	4,03	5,61	6,63	7,37		520	12,62	22,15	29,63	34,95	37,68
	180	2,72	4,39	6,09	7,24	8,14		600	13,84	24,57	33,28	39,86	43,75
	200	2,81	4,81	6,42	7,71	8,75		700	14,94	27,26	36,66	44,28	49,35
	220	2,92	4,89	6,73	8,13	9,24		800	15,77	28,50	39,18	47,60	53,56
	250	3,01	5,06	6,89	8,64	8,85		950	16,82	30,40	42,00	51,40	59,13

Enfin, à l'aide de l'abaque ci-dessous, déterminons le coefficient K_L , sachant que l'on connaît le type de courroie et la longueur de celle-ci.



On détermine donc $K_L = 0,95$.

La puissance pondérée vaut donc : $P_a = 3,04 \text{ kW}$.

On peut donc déterminer le nombre de brins nécessaires pour la courroie :

$$N_b = \frac{P_s}{P_a}$$

L'application numérique donne un nombre de brins de 2,08 soit 2 brins.

c. Calcul de la tension dans un brin

On définit deux types de tension dans le brin :

T : la tension de sortie

t : la tension d'entrée

L'équation suivante lie ces deux tensions :

$$T = t e^{3\lambda f \theta}$$

Avec

$\lambda = 1-g$ (on rappelle que g est le glissement imposé de 2%)

f : le coefficient de frottement fonte-caoutchouc ($f=0,5$)

θ : l'angle d'enroulement en radians

De plus, on sait que la tension de sortie T peut être calculée grâce au couple de la poulie menante avec la relation ci-dessous :

$$T = \frac{C}{d_{menante}} \cdot \frac{1}{2}$$

L'application numérique donne alors : $T = 3400 \text{ N}$

On en déduit alors :

$$t = \frac{T}{e^{3\lambda f\theta}}$$

L'application numérique donne : $t = 33 \text{ N}$

d. Choix des poulies dans un catalogue :

A présent que les poulies ont été dimensionnées, il est possible de les choisir dans un catalogue de fabricants. Pour la roue menée on choisit la PHP 1SPZ200TB disponible dans le catalogue "Elements_de_transmission_SKF", pour la roue menée, on la choisit dans ce même catalogue sous la référence PHP 1SPZ224TB. Les deux roues ont une largeur de 16 mm.

En ce qui concerne la courroie trapézoïdale, le modèle retenu est la XPB 3200 de LUFRA, qui peut être retrouvé sur Internet et dont les dimensions conviennent (en longueur et en largeur).

V. Dimensionnement de l'accouplement élastique

L'arbre d'entrée de la génératrice est de 28,6 mm de diamètre alors que le diamètre de l'arbre de sortie du multiplicateur est de 32 mm, il faut donc mettre en place un système pour accoupler les deux arbres afin de transmettre le mouvement de rotation.

$$C_{\text{sortie multiplicateur}} = \frac{C_{\text{rotor}}}{K} = 25,85 \text{ N.m}$$

On cherche donc un accouplement élastique pouvant transmettre un couple au moins supérieur à 22,85 N.m et pouvant accueillir des arbres de diamètres 28,6 mm et 32 mm.

Le constructeur donne les coefficients K_1 , K_2 , K_3 qui permettent de savoir le couple que transmettra l'accouplement choisi :
 $C_{\text{transmis}} = K_1 * K_2 * K_3 * C_{\text{centrée multiplicateur}}$

K_1 représente le coefficient engendré par les irrégularités de couple dues aux types de machines réceptrices et motrices.

K_2 représente le coefficient engendré par les fréquences de démarrage.

K_3 représente le coefficient engendré par le nombre d'heures de fonctionnement par jour.

Le produit des trois forme un coefficient de sécurité pour le couple à transmettre.

A l'aide du formulaire, on choisit $K_1 = 1,2$ car la génératrice a une faible inertie et qu'elle sera légèrement irrégulière.

Machine Motrice		Machine réceptrice	
Moteur électr. et turbine	Mach. à piston	4 à 6 cylin.	1 à 3 cylin.
1	1,2	1,4	Marche régulière - Très faible inertie
1,2	1,4	1,7	Marche irrégulière - Faible inertie

On prend en conséquence $K_2 = 1$ car on ne considère pas plus d'un démarrage de l'éolienne par heure.

On fait ainsi le choix final de K_3 en fonction de son nombre d'heure de fonctionnement :

Nombre d'heures de fonctionnement quotidien	0 - 2	2 - 8	8 - 16	16 - 24
Coefficient K_3	0,9	1	1,1	1,2

Comme l'éolienne fonctionne 20h/jour on a ainsi $K_3 = 1,2$

$C_{transmis} = 37 \text{ N.m}$

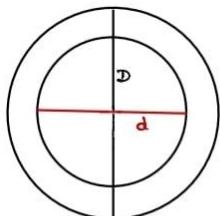
On choisit alors avec le couple calculé précédemment et la vitesse de rotation des arbres le modèle JUBOFLEX de chez Paulstra.



Figure 7 - Image 3D de l'accouplement JUBOFLEX

Chaque manchon sera usinable pour correspondre aux diamètres de chaque arbre tout en laissant une surépaisseur convenable.

VI. Dimensionnement de l'arbre du rotor



Cherchons D et d tel que:

$$\textcircled{1} \quad \begin{cases} T = G I_G \frac{d\theta}{dx} \\ \frac{d}{D} = 0,6 \end{cases}$$

avec • T = moment de torsion = C_{rotor}

$$\bullet G = \frac{E}{2(1+\nu)} = 80770 \text{ MPa}$$

$$\bullet \frac{d\theta}{dx} = 0,25^\circ/\text{m} \quad \text{avec } S = \frac{\text{coef de sécurité}}{= 1,25}$$

$$\bullet I_G = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32}$$

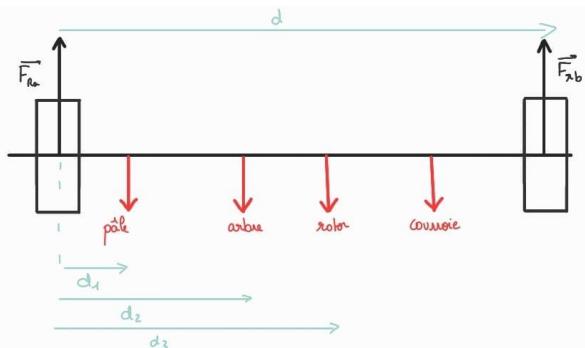
$$\textcircled{1} \Leftrightarrow \begin{cases} C_{rot} = G \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4) \frac{d\theta}{dx} = G \frac{\pi}{32} D^4 (1 - 0,6^4) \frac{d\theta}{dx} \\ d = 0,6D \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} D = \left(\frac{32C_{rot} \times S}{G \pi (1 - 0,6^4) \times \frac{d\theta}{dx} \times \frac{\pi}{320}} \right)^{1/4} = 60,7 \text{ mm} \\ d = 0,6D = 36,4 \text{ mm} \end{cases}$$

← diamètre extérieur
← diamètre intérieur

VII. Dimensionnement des roulements à billes

Pour dimensionner les roulements nous allons faire un bilan des forces s'exerçant sur le système, pour cela on réalise le schéma suivant.



Ici F_{ra} et F_{rb} représentent la force subit par le roulement A et le roulement B.

Les distances d , d_1 , d_2 , d_3 représentent les différentes longueurs entre les éléments de l'éolienne.

On applique le principe fondamental de la dynamique pour quantifier les efforts s'exerçant sur les roulements, ainsi on obtient les équations suivantes :

$$\begin{cases} y_{ra} + y_{rb} = P_{pale} + P_{arbre} + P_{rotor} + T \\ y_{ra} + y_{rb} = F_v \\ d_1 \frac{P_{pale}}{2} + d_2 \frac{P_{arbre}}{2} + d_3 \frac{P_{rotor}}{2} + d z_{rb} + T \frac{d_1}{2} = 0 \end{cases}$$

P_{pale} : Poids des pales

P_{arbre} = Poids de l'arbre

P_{rotor} = Poids du rotor

T = tension exercée par la courroie sur l'arbre.

$$\Leftrightarrow \begin{cases} z_{ra} = P_{pale} + P_{arbre} + P_{rotor} + T + \frac{1}{d} \left(\frac{d_1}{2} P_{pale} + \frac{d_2}{2} P_{arbre} + d_3 F_{rotor} + T \frac{d_1}{2} \right) \\ y_B = \frac{F_v}{2} \quad ; \quad y_A = -y_B + F_v \\ z_B = -\frac{1}{d} \left(\frac{d_1}{2} P_{pale} + \frac{d_2}{2} P_{arbre} + d_3 F_{rotor} + T \frac{d_1}{2} \right) \end{cases}$$

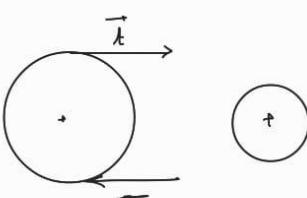
Cherchons à calculer la valeur de la tension exercée par la courroie sur le système.

$$\begin{aligned} C_{syst} &= F \times v \\ &= (T - t) v \end{aligned}$$

$$\begin{cases} T = t e^{3\lambda f\theta} \\ C = (T - t) v \end{cases}$$

$$\begin{cases} T = (C + T) e^{3\lambda f\theta} \\ \frac{C}{v} + T = t \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} T = \frac{1}{1 - e^{3\lambda f\theta}} \cdot \frac{C}{v} e^{3\lambda f\theta} \\ t = \left(1 + \frac{e^{3\lambda f\theta}}{1 - e^{3\lambda f\theta}} \right) \frac{C}{v} \end{cases}$$



Notons T et t la tension dans les différents brins de la courroie.

λ , f et ω sont des données exprimées précédemment dans le calcul du dimensionnement des roulements.

Ainsi on obtient la force exercée sur l'arbre par la courroie.

$$\begin{cases} T = 413 \text{ N} \\ t = 9,0 \text{ N} \end{cases}$$

A présent on peut calculer les efforts reçus par les roulements suivant chacun des axes.

$$\text{Donc } z_A = P_{\text{pale}} + P_{\text{arbre}} + P_{\text{motor}} + \frac{1}{d} \left(\frac{d_1}{2} P_{\text{pale}} + \frac{d_2}{2} P_{\text{arbre}} + d_3 F_{\text{motor}} + T \frac{d_1}{2} \right) \\ = 4151 \text{ N}$$

$$z_B = -\frac{1}{d} \left(\frac{d_1}{2} P_{\text{pale}} + \frac{d_2}{2} P_{\text{arbre}} + d_3 F_{\text{motor}} + T \frac{d_1}{2} \right) = -496 \text{ N}$$

$$y_B = \frac{F_V}{2} = 3435,5 \text{ N}$$

$$y_A = \frac{F_V}{2} = 3435,5 \text{ N}$$

$$P_A = \sqrt{y_A^2 + z_A^2} = 5401 \text{ N}$$

$$P_B = 3490 \text{ N}$$

On remarque au vu des résultats de ces calculs que le roulement noté A sur notre schéma va subir une plus grande sollicitation que le roulement B.

Ainsi nous allons commencer par dimensionner ce dernier.

Pour dimensionner les roulements on regarde les exigences de duré de vies du cahier des charges. Dans notre cas on souhaite que les roulements aient une durée de vie de 10 ans à raison de 20h d'utilisation par jour.

$$L_{10h} = \frac{10^6 L_{10}}{60N} \quad \Leftrightarrow \quad L_{10} = \frac{L_{10h} \times 60N}{10^6} = 539$$

Le cahier des charges nous impose donc une durée de vie de 539 millions de tours

Grâce à la formule de dimensionnement de roulement suivant on estime la charge dynamique nécessaire au roulement pour répondre aux exigences du cahier des charges.

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^n$$

De plus on dimensionne un roulement à bille donc on sait que n=3.

- Roulement A :

Ainsi on obtient pour le roulement A:

$$L_{10}''' = \frac{C}{P} \Leftrightarrow C = L_{10}''' P \rightarrow C = 44 \text{ kN}$$

La charge dynamique du roulement doit être supérieure à 44kN. De plus on sait que l'arbre est de diamètre 60.7mm.

Ainsi on choisit le roulement rigide à bille à une rangée 6212.

Ce dernier à un diamètre extérieur de 110mm et une largeur de 22mm.

- Roulement B :

A présent nous allons nous intéresser au dimensionnement du roulement B. Celui-ci doit posséder une charge dynamique d'au moins CB= 28 402 N.

Ainsi la liaison en B peut être réalisé par le roulement rigide à bille à une rangée 6012. Ce dernier à un diamètre extérieur de 95mm.

L'utilisation de ce roulement permet un gain de place par rapport au roulement utilisé dans la liaison A. Le diamètre extérieur du roulement peut être diminué de 15mm.

- Choix final des roulements :

Finalement nous avons choisi d'utiliser deux roulements rigides à billes à une rangée 6212 pour nos deux liaisons A et B.

L'utilisation du même type de roulement permet de simplifier la gestion des stocks ainsi que la maintenance de l'éolienne. La différence de sollicitations entre les deux roulements ne justifie pas l'utilisation d'un roulement différent.

VIII. Dimensionnement du système de freinage

Hypothèses :

- $J_{multiplicateur} = J_{poulie/courroie} = 0$
- On considère les pâles comme des arbres pleins
- $T_{freinage} = 5 \text{ s}$ / décélération constante
- $V_{maxi} = 20 \text{ m/s}$
- $C_{frein} = \max [C_{frein max}, 3 \times C_{frein nominal}]$

Calcul d'inertie :

Calcul Inertie des pales

On effectue l'hypothèse simplificatrice que chaque pâle est un arbre plein. Ce dernier vient englober la pâle dans son intégralité. Ainsi, on surévalue l'inertie des pâles et donc le couple. Dans notre cas on prend un cylindre de longueur L, et de rayon R.

Soit une pâle en rotation autour d'un axe (Oz) et G son centre de gravité, on a :

$$J_G = \frac{mR^2}{2} = 5,2 \text{ kg.m}^2 \text{ Avec } R = 400 \text{ mm}$$

Avec le théorème de Huygens, il est possible d'obtenir le moment quadratique d'une pâle au centre du rotor :

$$J_O = J_G + md^2 \text{ Avec } d \text{ la distance entre le centre de gravité de la pâle et le centre du rotor}$$

Avec $m = 65 \text{ kg}$

On a donc $J_O = 61,4 \text{ kg.m}^2$ avec $d=930\text{mm}$

Enfin $J_{pâles} = 3 \times J_O = 184,2 \text{ kg.m}^2$

Calcul inertie génératrice

Précédemment, notre étude nous a permis de sélectionner la génératrice LS 112 M et d'après le catalogue constructeur :

$$J_{génératrice} = 6,20 \times 10^{-3} \text{ kg.m}^2$$

Calcul inertie arbre creux sur lequel repose les pâles

On considère un cylindre creux avec R1 le rayon intérieur et R2 le rayon extérieur.

On obtient après calcul :

$$J_{arbre\ creux} = m \left(\frac{R1^2}{2} + \frac{R2^2}{2} \right)$$

Or $m = \rho \pi L (R2^2 - R1^2)$ avec $\rho = 7750 \text{ kg/m}^3$
 R1=18,2mm
 R2=30,25 mm
 L=4,6 m

On a $J_{arbre\ creux} = 0.04 \text{ kg.m}^2$

Energie cinétique de l'ensemble

Soit S l'ensemble S : {3 « pâles + arbre creux + génératrice}

On a $Ec(S) = \frac{1}{2} (J_{3\ pâles} + K^2 J_{génératrice} + J_{arbre\ creux}) \omega_{rotor}^2$
 Avec $\omega_{génératrice} = K \omega_{rotor}$

D'après nos calculs précédents, on a $K = 12,65$

Puis $Ec(S) = 15,4 \text{ kJ.}$ avec $\omega_{rotor} = 12,89 \text{ rad/s}$

Couples de freinage

On cherche $C_{frein\ max}$, $C_{frein\ nominal}$

1) Freinage nominal

On applique le théorème de l'énergie cinétique : $\frac{dEc(S)}{dt} = \sum P$

$$J_{eq}\omega_{rotor} \frac{d\omega_{rotor}}{dt} = P_{rotor} + P_{frein}$$

Comme la décélération est constante on a :

$$J_{eq}\omega_{rotor} \frac{0 - \omega_{rotor}}{\Delta t_{freinage}} = C_{rotor}\omega_{rotor} + C_{frein}\omega_{rotor}$$

Puis on a $C_{frein} = -803,4 \text{ N.m}$

2) Freinage maximal

On a $V_{max\ vent} = 20 \text{ m/s}$ et on en déduit que la vitesse maximale du rotor est $\omega_{rotor} = \frac{V_{max\ vent}}{d}$ avec d la distance entre la pâle et le centre de l'arbre creux.

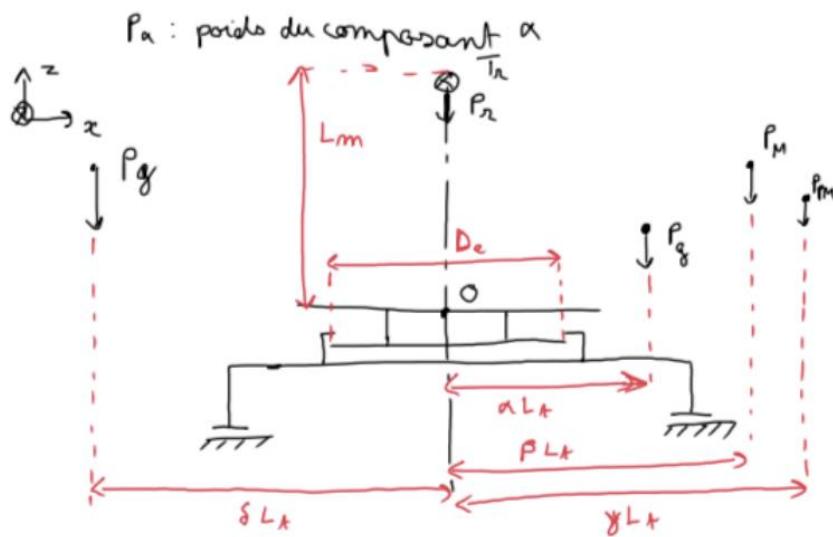
Finalement, on obtient $C_{frein} = \max[C_{frein\ max}, 3 \times C_{frein\ nominal}] = -2410 \text{ N.m}$

Le frein à disque 3SE de diamètre 625 mm peut exercer un couple de freinage atteignant les 2500 N.m. Ainsi il semble adéquat.

IX. Dimensionnement couronne d'orientation

La colonne d'orientation utilise des moteurs électriques pour faire pivoter la nacelle par le biais du pivot d'orientation de sorte à placer le rotor face au vent.

L'objectif est de sélectionner une colonne d'orientation parmi les choix des catalogues de constructeurs, répondant aux hypothèses et contraintes de conception données.



Grandeur	Valeurs	Source
L_m	1746 mm	Catia
L_t	4499 mm	Catia
$\delta, \alpha, \beta, \gamma$	0.52, 0.46, 0.40, 0.49	Catia
Diamètre de l'embase De	400 mm	Catia
Masse de la génératrice M_g	76 kg	Catalogue
Masse du rotor M_r	80 kg	Catia
Masse du multiplicateur M_m	180 kg	Catalogue
Masse poulie-courroie M_{pm}	30 kg	Catia
Masse frein M_f	97 kg	Catalogue

$$\text{On a } {}^F a = (\sum M_i).g = 4542 \text{ N}$$

Puis on calcule la force de traînée s'appliquant sur les trois pâles :

$$F_R = \frac{1}{2} \rho C_t S V^2 = 602 \text{ N} \text{ avec } C_t=0.04$$

Ainsi, on a $\frac{F_R}{F_a} = 0,13 < 0,25 \Rightarrow X_R = 0,1$

On peut maintenant calculer $\overline{F_a} = F_a + X_R F_R = 4602 \text{ N}$

De plus dans les catalogues on relève $K_u = KS = 1$ et $KA = 1,65$ (caractéristique d'une éolienne).

On en déduit que $F_{a\ eq} = K_a K_u K_s \overline{F_a} = 7593 \text{ N}$

Ensuite on calcule M_T comme étant le moment sur la couronne de la force du vent s'appliquant sur les trois pales, ramené sur l'arbre creux.

$$\overline{M_T} = \sqrt{M_{xo}^2 + M_{yo}^2} \quad \text{où } M_{xo} = -F_R L_m = -1051 \text{ N.m} \text{ et } M_{yo} = L_T (-\delta P_F + \alpha P_G + \beta P_M + \gamma P_{PM}) = 4350 \text{ N.m}$$

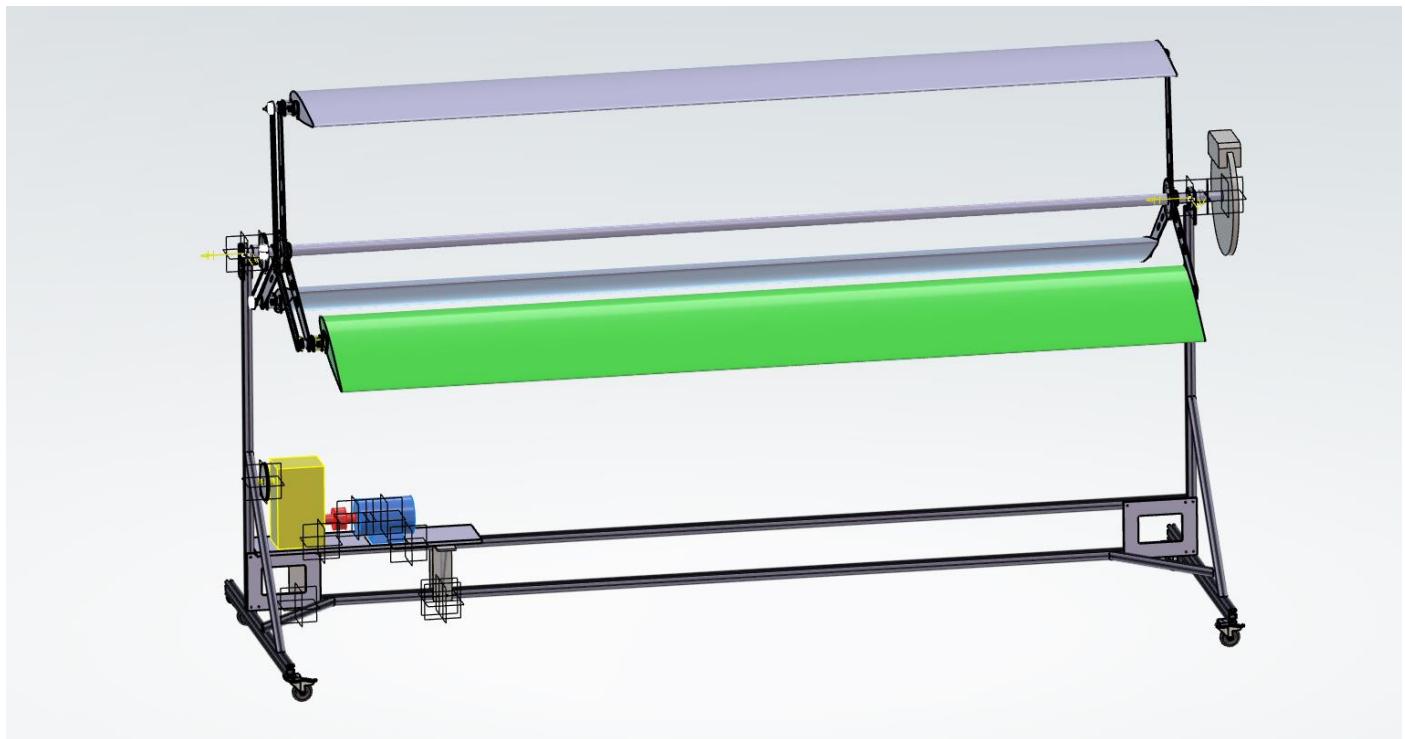
$$M_{T\ eq} = K_a K_u K_s \overline{M_T} = 7300 \text{ N.m}$$

Ensuite, on recherche dans le catalogue une couronne pour laquelle le diamètre de la couronne D_c est supérieur au diamètre d'embase D_e et de sorte que notre point de fonctionnement $(F_{a\ eq}, M_{T\ eq})$ soit sous la courbe limite.

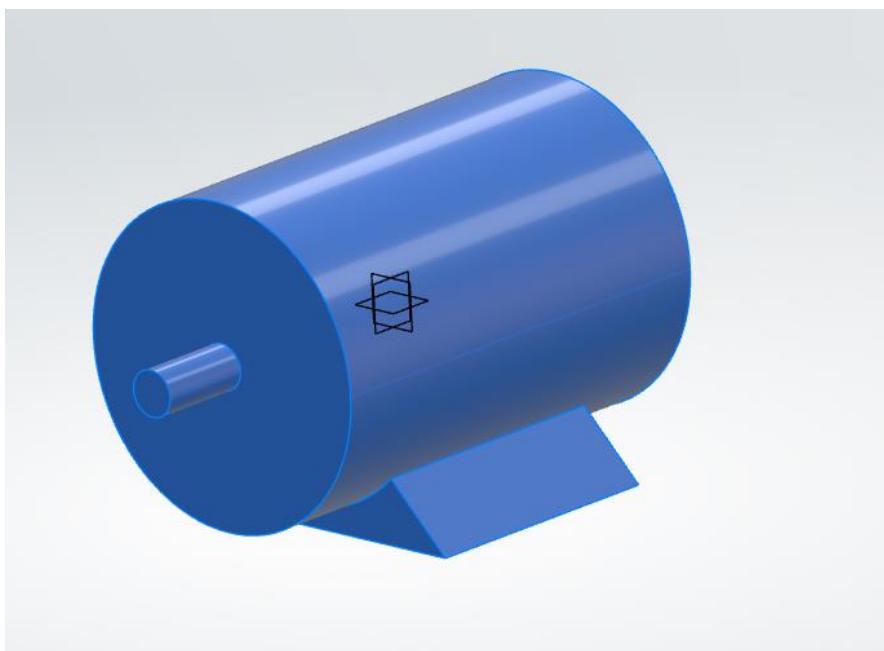
On choisit ainsi la couronne ROLLIX 06-0475-22 où notre point de fonctionnement est largement sous la courbe limite et où D_c vaut 475 mm.

X. Modélisation CAO

La première étape de modélisation a consisté à entrer les valeurs du diamètre du rotor et de la longueur des pales, le logiciel adaptant lui-même la taille des éléments en relation.

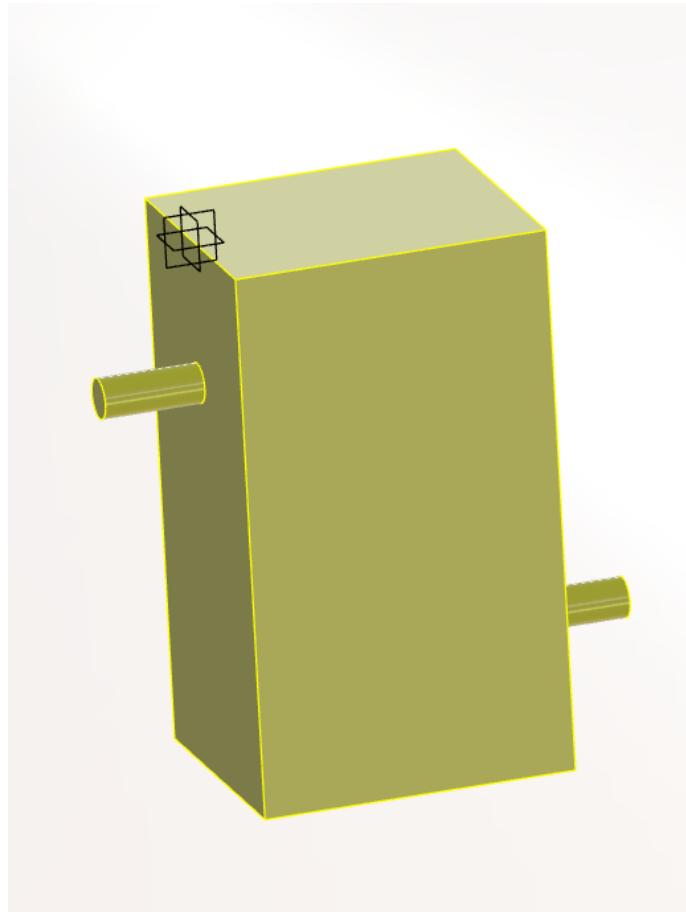


a. Modélisation de la génératrice



Une fois que la génératrice a été choisie dans un catalogue (LS112 M), nous avons utilisé les dimensions fournies par Leroy Somer afin de la modéliser par CAO. Ces données sont importantes car elles ont aussi été utilisées pour choisir au mieux le réducteur.

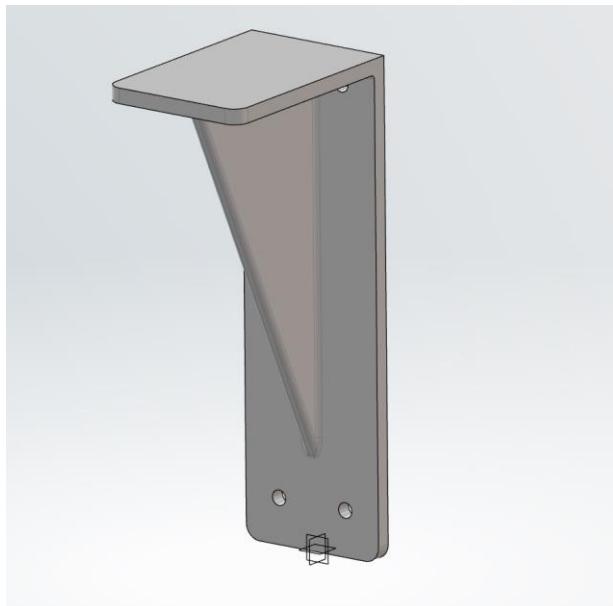
b. Modélisation du réducteur



De la même manière que pour la génératrice, la modélisation du réducteur a été faite une fois sa sélection dans le catalogue, afin de se rapprocher au maximum de la réalité.

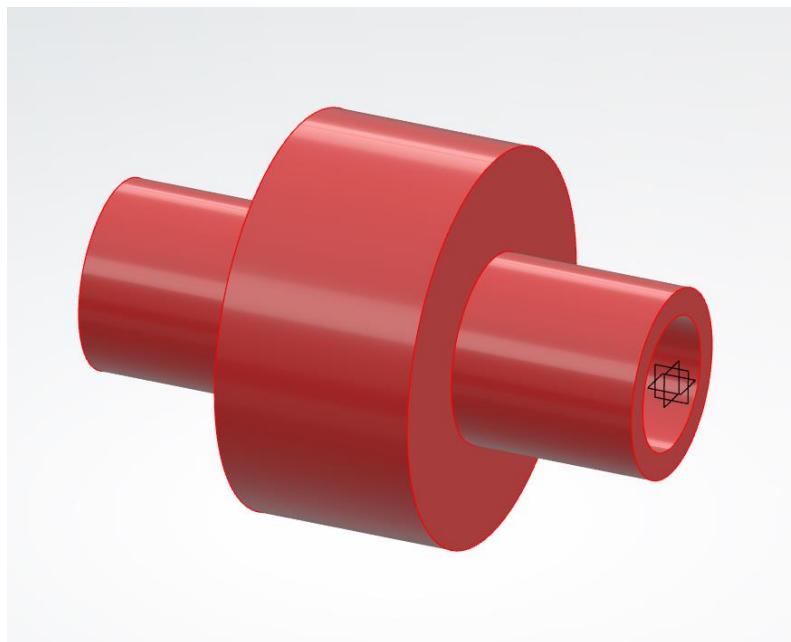
c. Support de plaque

Afin d'éviter le basculement de la plaque sur laquelle est fixé le réducteur et la génératrice on place sur le bâti des supports.



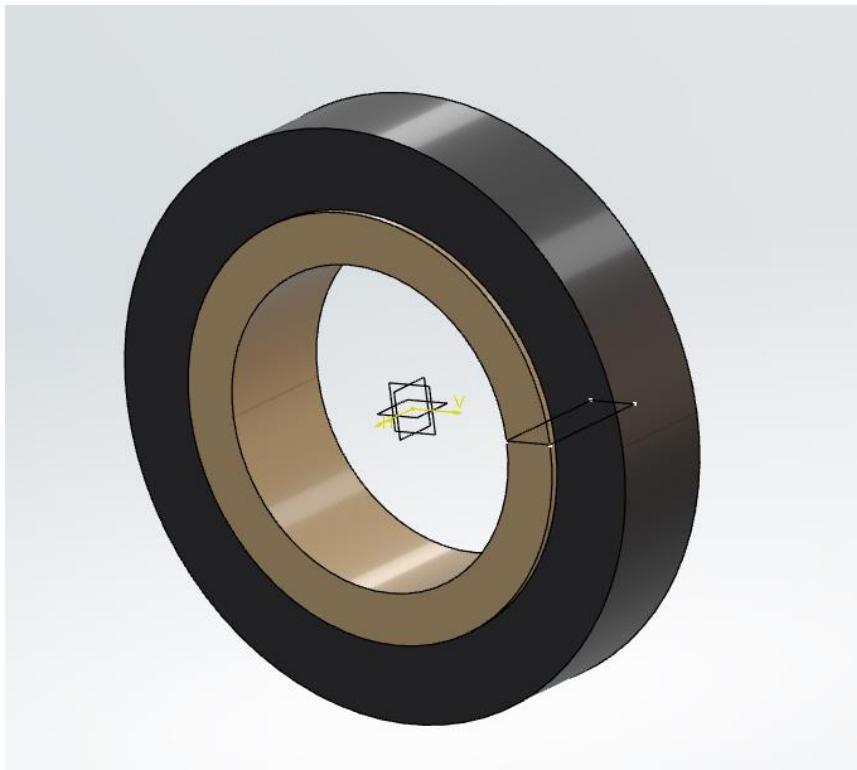
d. Modélisation de l'accouplement élastique

La capture ci-dessous représente un accouplement élastique qui a été importé à l'assemblage. C'est une pièce de révolution qui nous a alors permis de connecter l'arbre de la génératrice à l'arbre du multiplicateur.

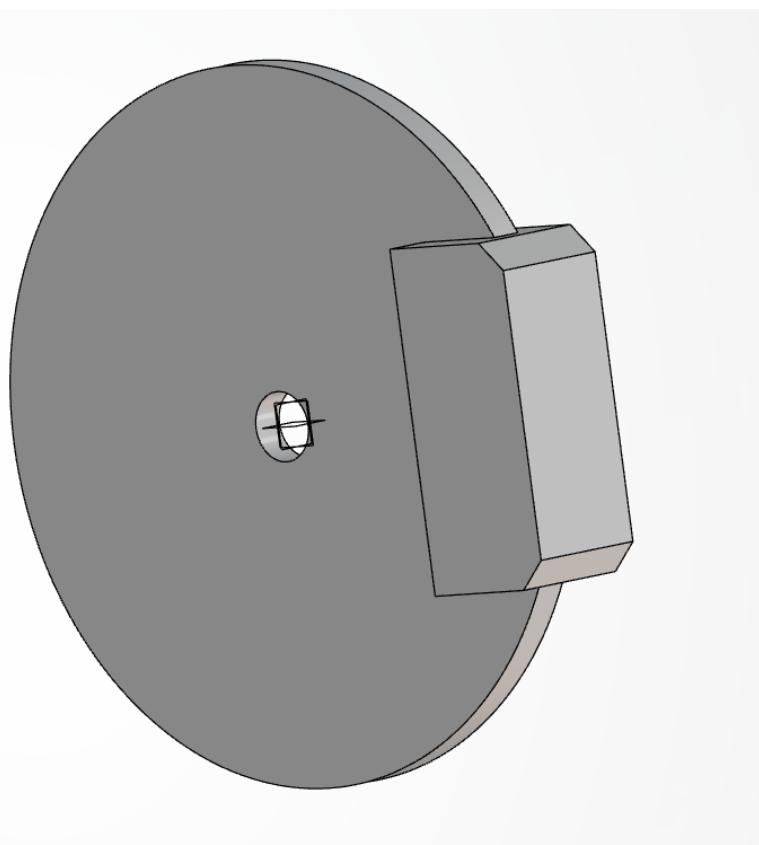


e. Modélisation des roulements

Le roulement à billes a été traité dans la partie VII. Du point de vue de la modélisation par CAO, on le représente en imbriquant deux tores rectangulaires.



f. Modélisation du frein



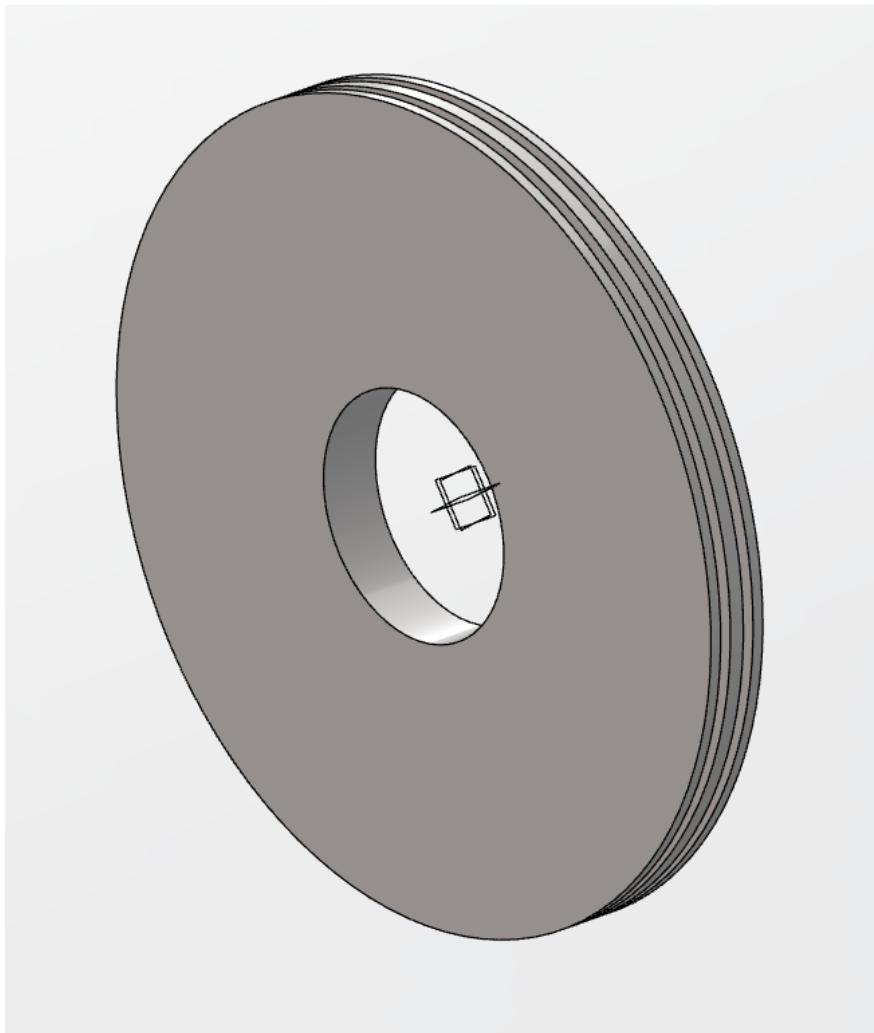
g. Modélisation des poulies

Le dimensionnement des poules ayant été fait, nous avons pu réaliser un modèle approché de celles-ci en respectant les dimensions des arbres et les diamètres primitifs pour avoir une idée de l'encombrement. Nous avons alors pu les importer à l'assemblage et créer les connexions mécaniques requises.

i. Poulie menée



ii. Poulie menante



XI. Conclusion :

Cette étude a permis de dimensionner plusieurs composants essentiels de l'éolienne domestique. Les calculs théoriques de ce jalon ont ensuite permis de choisir de manière rationnelle des composants adaptés (pour la génératrice, les réducteurs ou encore le système de poulie courroie).

La modélisation Catia a été effectuée en parallèle de l'avancée des calculs et du dimensionnement. Elle a permis de visualiser l'encombrement de chacun des composants sur l'éolienne et de simplifier la prise de mesure de certains paramètres (masse, taille, volume, ...). Les objectifs qui ont été fixés en début de projet ont donc été atteints.

PJT 1A – Jalon 4

Dossier de synthèse

Projet Eolienne – City Wind



Maeli Faye-Merino
Arsène Brouquier
Victor Puyelio
Guillaume Eymery
Charles Chalopin

Table des matières

Introduction	2
I. Modélisation par CAO du multiplicateur	2
a. Paramétrage des arbres.....	2
b. Paramétrage des pignons	2
c. Positionnement des arbres.....	3
d. Création du carter.....	4
e. Arrêts axiaux pour les arbres	5
II. Dimensionnement du frettage des pignons	6
a. Arbre d'entrée	6
b. Arbre intermédiaire.....	7
i. Pignon 2 :.....	7
ii. Pignon 3 :.....	9
c. Arbre de sortie.....	9
III. Lubrification	0
a. Détermination du mode de lubrification	0
IV. Dimensionnement des arbres en torsion et en flexion :	1
a. Arbre d'entrée :.....	1
b. Arbre intermédiaire :	3
c. Arbre de sortie	5

Table des illustrations

Figure 1 - Squelette des arbres et pignons	2
Figure 2 - Squelette avec roulements	2
Figure 3 - Images CAO des pignons.....	3
Figure 4 - Squelette d'un arbre avec roulements et pignons intégrés	3
Figure 5 - Multiplicateur des axes positionnés	4
Figure 6 - Face du carter	4
Figure 7 - Schéma des solutions techniques pour les arrêts axiaux	5
Figure 8 - Image CAO des arbres positionnés dans le carter avec les arrêts axiaux	5
Figure 9 - Schéma du multiplicateur.....	6
Figure 10 - Schéma de profil des arbres plongés dans le bain d'huile	0
Figure 11 - Schéma pour la détermination de l'angle d'inclinaison du multiplicateur	0

Introduction

L'objectif de ce jalon est de dimensionner entièrement le multiplicateur. L'étude se portera particulièrement sur le dimensionnement des arbres en flexion et en torsion, sur le choix des roulements et sur le frettage des roues dentées sur l'axe. Le multiplicateur sera aussi modélisé sur 3D Expérience.

I. Modélisation par CAO du multiplicateur

Notre fichier CAO a pour nom : Multiplicateur_Merino_Eymery_Puyelo_Brouquier_Chalopin

a. Paramétrage des arbres

On a choisi de réaliser un squelette pour chaque arbre que l'on paramètre avec les cotations trouvées dans le jalon 3. On y intègre aussi les roulements dont on a récupéré les fichiers Step sur le site traceparts.com, ce qui donne les schémas suivants :

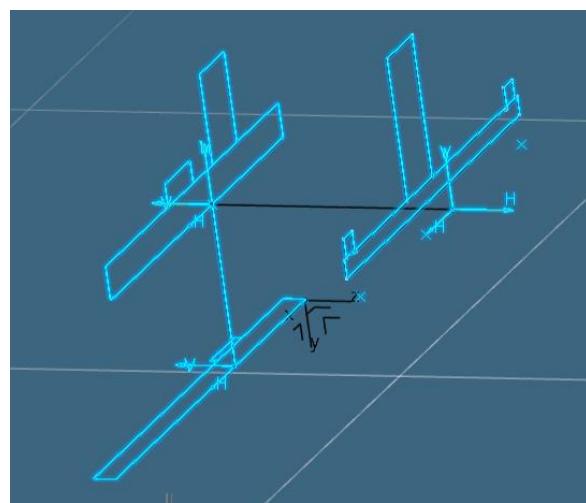


Figure 1 - Squelette des arbres et pignons

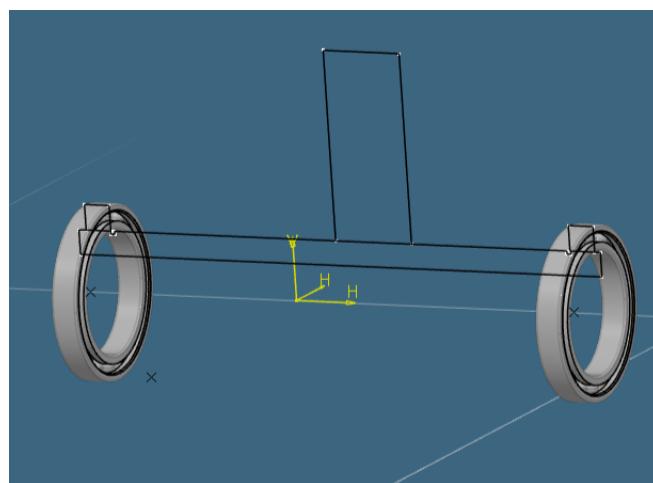


Figure 2 - Squelette avec roulements

b. Paramétrage des pignons

A partir d'un fichier de roue paramétrée, on modélise chacun de nos pignons pour pouvoir les intégrer au squelette :

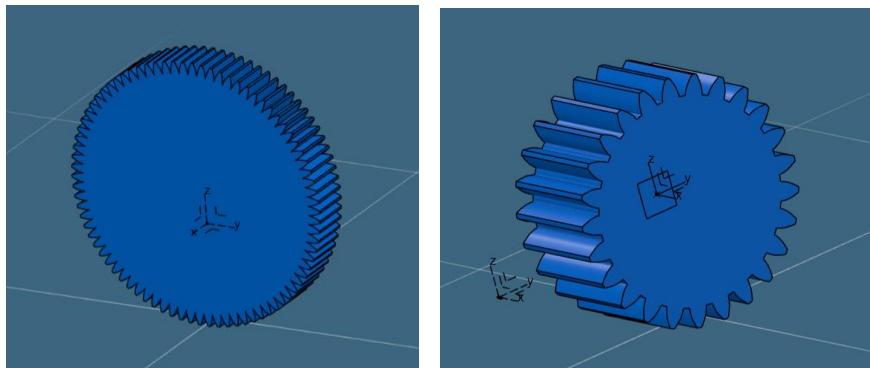


Figure 3 - Images CAO des pignons

On les intègre ensuite aux squelettes de chaque arbre afin d'avoir tous les arbres paramétrés :

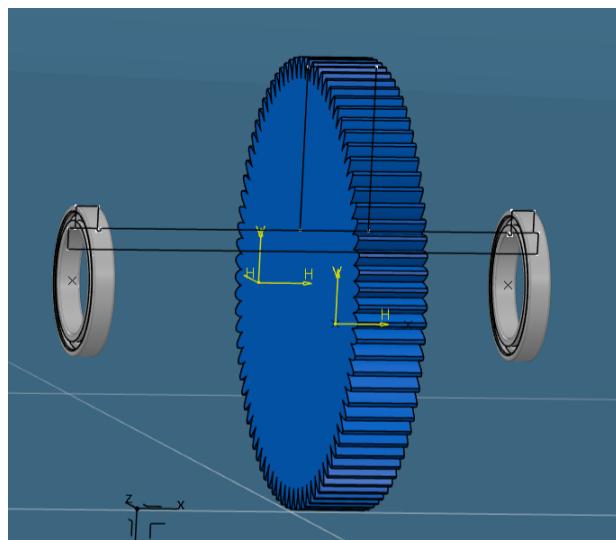


Figure 4 - Squelette d'un arbre avec roulements et pignons intégrés

c. Positionnement des arbres

On positionne les arbres les uns par rapport aux autres grâce à des droites contraintes et paramétrées par les entraxes trouvées au jalon 3. On publie ensuite les squelettes de chaque arbre, puis on définit un contour pour les avoir en volumique. Cela nous permet ensuite d'avoir le mécanisme de transmission fonctionnel et positionné :

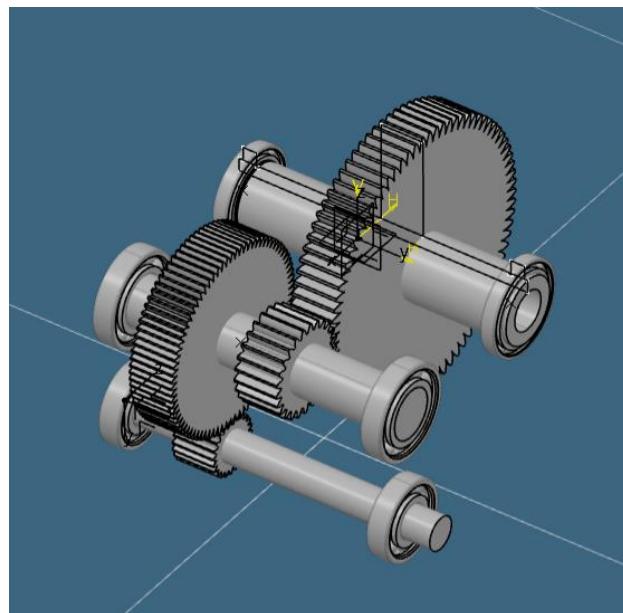


Figure 5 - Multiplicateur des axes positionnés

d. Création du carter

On réalise le carter en deux parties qui seront reliés par 6 pions de centrage et des vis. Le carter réalisera les arrêts axiaux de chacun des roulements.

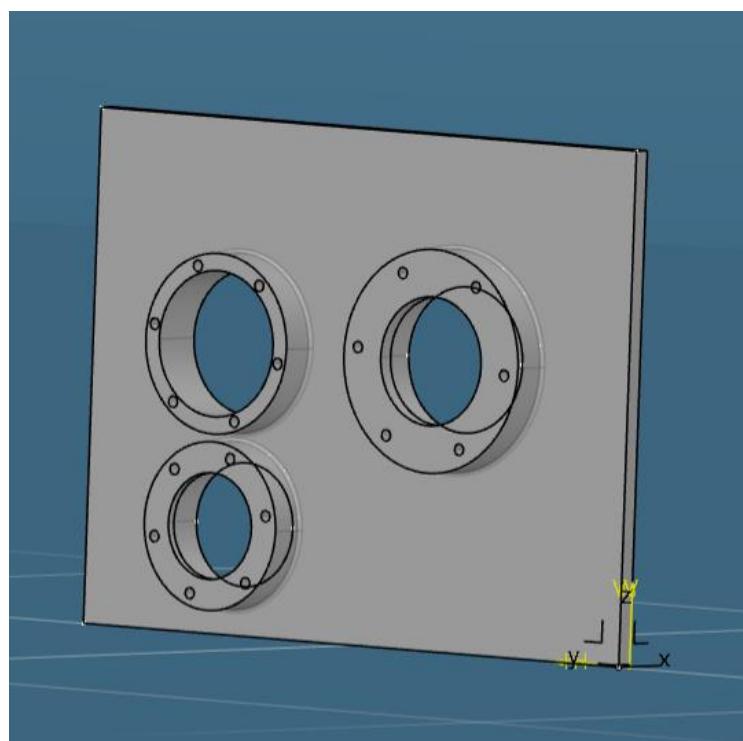


Figure 6 - Face du carter

Cette face est ensuite assemblée avec le reste du $\frac{1}{2}$ carter. L'arbre intermédiaire sera caché par un chapeau au niveau de ses extrémités et les arbres d'entrée et sortie auront un chapeau pour fermer le carter sur l'une de leurs extrémités.

e. Arrêts axiaux pour les arbres

On modélise les roulements par une liaison rotule et une liaison linéaire annulaire. Comme on serre la bague intérieure des roulements, cela nous impose des solutions techniques pour les arrêts axiaux pour le montage. On choisit ces solutions techniques pour le montage des roulements dans le carter :

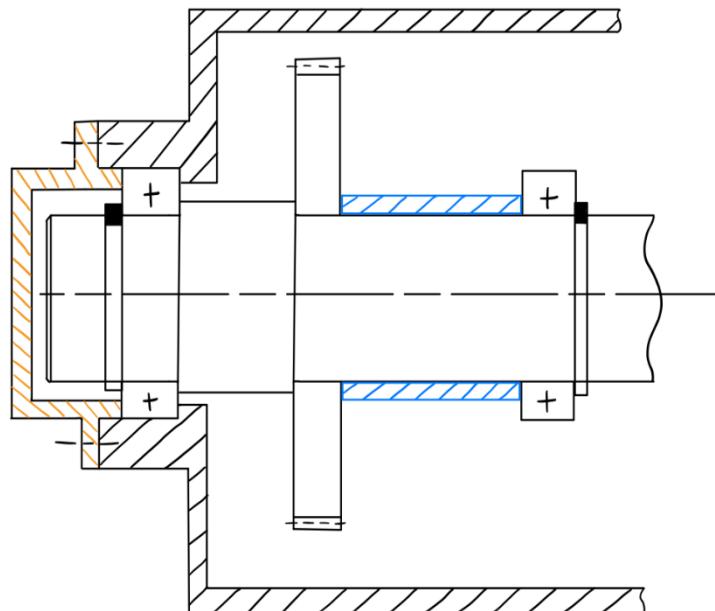


Figure 7 - Schéma des solutions techniques pour les arrêts axiaux

Sur l'autre côté de l'arbre se situe un deuxième chapeau qui n'est pas représenté sur le schéma mais qui ne réalise pas d'arrêts, il sert seulement à réaliser l'étanchéité du carter.

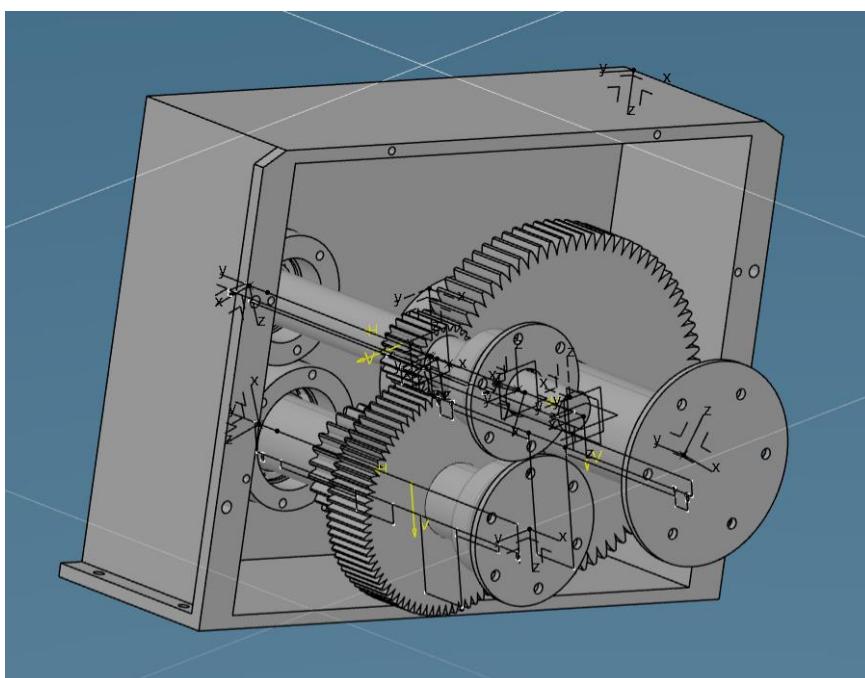


Figure 8 - Image CAO des arbres positionnés dans le carter avec les arrêts axiaux

L'étanchéité dynamique du carter est ; quant à elle, réalisée à l'aide de joints à lèvres.

II. Dimensionnement du fretage des pignons

Dans cette partie nous allons dimensionner les frettages des différents arbres de notre multiplicateur. Pour cela nous allons reprendre les valeurs du PJT précédent.

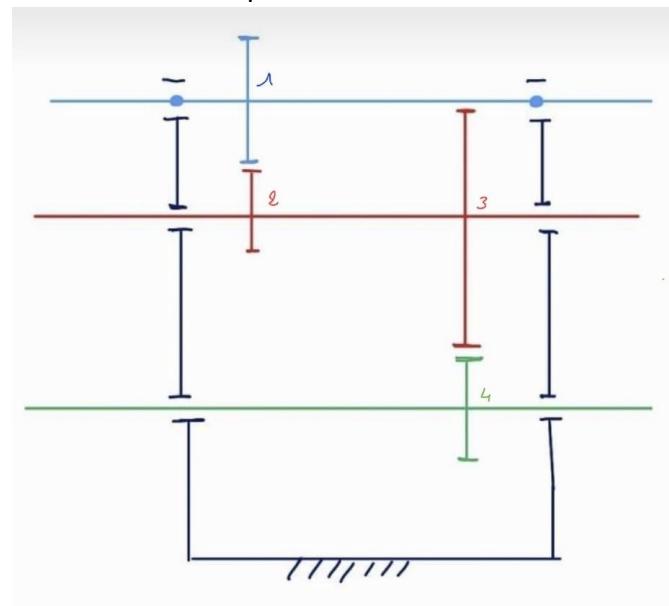


Figure 9 - Schéma du multiplicateur

Notre multiplicateur est à 3 étages et il comporte 4 pignons. Les trois étages sont représentés sur le schéma ci-dessus avec les trois arbres : arbre d'entrée (bleu), arbre intermédiaire (rouge) et arbre de sortie (vert). Nous avons donc 4 calculs de frettages à réaliser pour assurer son bon fonctionnement.

a. Arbre d'entrée

Commençons par l'arbre d'entrée, représenté en bleu sur le schéma. Celui-ci est soumis à un couple de

$$C_{\text{entrée}} = C_{\text{frein}} / K_f$$

Avec C_{frein} le couple maximal de freinage auquel peut être soumis notre arbre d'entrée à la vue de la vitesse du vent, et K_f rapport de réduction de la liaison poulie courroie entre le rotor et multiplicateur.

Avec $C_{\text{frein}} = 2410 \text{ N.m}$ et $K_f = 1.13$ ainsi $C_{\text{entrée}} = 2132 \text{ N.m}$

D'après le PJT Jalon 2, nous avons un arbre d'entrée creux de diamètre extérieur de 60mm et de diamètre intérieur de 36mm.

Le but du fretage est d'assurer la liaison encastrement indémontable entre notre arbre d'entrée et le pignon 1, dimensionné au jalon précédent.

Le pignon 1 a un diamètre extérieur de 246mm et de largeur 40mm.

Nous allons prendre un coefficient de frottement de 0.1 et un coefficient de sécurité de 1.

Ainsi nous obtenons les ajustements et le serrage nécessaire à la réalisation du frettage.

Calcul d'une liaison frettée

NORME NF E22-620

Force axiale (N)	0	Diamètre nominal (mm)	60	Matériau arbre 36 Cr Ni Mo 16	E _a (Gpa) 210 ν _a 0,3 R _e (Mpa) 880	alpha_arbre 3,3333E-06 beta_arbre 6,19048E-06
Couple axial (N.m)	2132	Diamètre intérieur (mm)	36	Coef de dilation thermique 0,000011		
Coef d'adhérence	0,1	Diamètre extérieur (mm)	246	Matériau moyen 42 Cr Mo 5 4	E _m (Gpa) 210 ν _m 0,3 R _e (Mpa) 880	alpha_moyen 3,3333E-06 beta_moyen 6,19048E-06
Coef de sécurité	1	Longueur frettée (mm)	40	Coef de dilation thermique 0,000011		
				PROPRIÉTÉS MATERIAUX		

Calcul n°1 : Transmission des actions mécaniques

Coefficient de serrage K	1,55E-05	Qualité de l'arbre	6	serrage mini (microns)	88
Pression mini (Mpa)	94	Qualité du moyen	6		
8,76E-02		Lissage (mm)	5		

macro "QUALITE"

Calcul n°2 : Résistance mécanique

Coefficient de serrage K	1,54833E-05	Pression	
écart inf calculé moyen (microns)	112	serrage ma	
écart inf normalisé moyen (microns)	122		

Calcul n°3 : Température de chauffe

Jeu de montage	0,15		
Delta T	441	< 500	

Serrage normalisé à alésage normal

tolérance du moyen	H6	tolérance de l'arbre	x6	R _a sur les 2 portées	0,8
ES Moyeu (microns)	19	es Moyeu (microns)	141		
EI Moyeu (microns)	0	ei Moyeu (microns)	122		
Intervalle de tolérance (microns)	19	Intervalle de tolérance (microns)	19		

Tableau 1 - Dimensionnement du frettage du pignon 1

Ainsi nous avons un ajustement **H6 x6** pour cette première liaison et un serrage minimal de **88 µm**. De plus le montage est réalisable car le delta de température reste inférieur à 500 Kelvin.

b. Arbre intermédiaire

Intéressons-nous à l'arbre intermédiaire, représenter en rouge sur le schéma. Celui-ci est soumis à un couple de

$$C_{\text{inter}} = C_{\text{Centrée}} / K_r$$

Avec $C_{\text{Centrée}}$ le couple d'entrée calculé précédemment et K_r le rapport de réduction entre le pignon 1 et 2 égal à 3.38.

$$\text{Ainsi } C_{\text{inter}} = 630 \text{ N.m}$$

Le diamètre de l'arbre intermédiaire est de 43mm.

i. Pignon 2 :

Nous avons un pignon de diamètre extérieur de 75mm et une longueur de frettage de 39mm.

Calculs d'une liaison frettée

NORME NF E22-620

Force axiale (N)	0	Diamètre nominal (mm)	43	PROPRIETES MATERIAUX	Matériau arbre 36 Cr Ni Mo 16	E _a (Gpa) 210	ν_a 0,3	R_e (Mpa) 880	alpha_arbre 3,3333E-06
Couple axial (N.m)	630	Diamètre intérieur (mm)	0		Coef de dilation thermique 0,000011				beta_arbre 6,19048E-06
Coef d'adhérence	0,1	Diamètre extérieur (mm)	75		Matériau moyen 42 Cr Mo S 4	E _m (Gpa) 210	ν_m 0,3	R_e (Mpa) 880	alpha_moyen 3,3333E-06
Coef de sécurité	1	Longueur frettée (mm)	39		Coef de dilation thermique 0,000011				beta_moyen 6,19048E-06

Calcul n°1 : Transmission des actions mécaniques

Coefficient de serrage K	1,42E-05	Qualité de l'arbre	6	serrage mini (microns)	34
Pression mini (Mpa)	56	Qualité du moyen	6		
	3,23E-02	Lissage (mm)	5		

Serrage normalisé à alésage normal

tolérance du moyeu	H6	tolérance de l'arbre	u6	Ra sur les 2 portées	0,8
ES Moyeu (microns)	16	es Moyeu (microns)	86		
Ei Moyeu (microns)	0	ei Moyeu (microns)	70		
Intervalle de tolérance (microns)	16	Intervalle de tolérance (microns)	16		

Calcul n°2 : Résistance mécanique

Coefficient de serrage K	1,4187E-05	Pression	
écart inf calculé moyen (microns)	55	serrage ma	
écart inf normalisé moyen (microns)	70		

Calcul n°3 : Température de chauffe

Jeu de montage	0,15
Delta T	499 < 500

Tableau 2 2- dimensionnement du frettage du pignon 2

Nous avons un ajustement **H6 u6** pour cette liaison et un serrage minimal de **34µm**. Le montage est réalisable cependant la température de chauffe est très proche de la température maximale admissible. C'est pourquoi nous avons décidé de redimensionner la longueur de frettage de ce pignon.

Calculs d'une liaison frettée

NORME NF E22-620

Force axiale (N)	0	Diamètre nominal (mm)	43	PROPRIETES MATERIAUX	Matériau arbre 36 Cr Ni Mo 16	E _a (Gpa) 210	ν_a 0,3	R_e (Mpa) 880	alpha_arbre 3,3333E-06
Couple axial (N.m)	630	Diamètre intérieur (mm)	0		Coef de dilation thermique 0,000011				beta_arbre 6,1905E-06
Coef d'adhérence	0,1	Diamètre extérieur (mm)	75		Matériau moyen 42 Cr Mo S 4	E _m (Gpa) 210	ν_m 0,3	R_e (Mpa) 880	alpha_moyen 3,3333E-06
Coef de sécurité	1	Longueur frettée (mm)	41		Coef de dilation thermique 0,000011				beta_moyen 6,1905E-06

Calcul n°1 : Transmission des actions mécaniques

Coefficient de serrage K	1,42E-05	Qualité de l'arbre	6	serrage mini (microns)	32
Pression mini (Mpa)	53	Qualité du moyen	6		
	3,23E-02	Lissage (mm)	5		

Calcul n°2 : Résistance mécanique

Coefficient de serrage K	1,4187E-05	Pression	
écart inf calculé moyen (microns)	53	serrage ma	
écart inf normalisé moyen (microns)	54		

Serrage normalisé à alésage normal

tolérance du moyeu	H6	tolérance de l'arbre	u6	Ra sur les 2 portées	0,8
ES Moyeu (microns)	16	es Moyeu (microns)	70		
Ei Moyeu (microns)	0	ei Moyeu (microns)	54		
Intervalle de tolérance (microns)	16	Intervalle de tolérance (microns)	16		

Calcul n°3 : Température de chauffe

Jeu de montage	0,15
Delta T	465 < 500

Tableau 3 3- dimensionnement du frettage du pignon 2 après correction

Ainsi on obtient finalement un ajustement pour ce frettage : **H6t6** et un serrage minimal de **32 µm**. Grâce à l'augmentation de la longueur frettée on a cette fois ci un delta de température de chauffe plus faible permettant d'assurer la faisabilité de la liaison.

ii. Pignon 3 :

Nous avons un pignon de diamètre extérieur de 164 mm et une longueur de frettage de 39mm.

Calculs d'une liaison frettée

NORME NF E22-620

Force axiale (N)	0	Diamètre nominal (mm)	43	Matériau arbre	36 Cr Ni Mo 16	Ea(Gpa)	210	alpha_arbre	3,3333E-06
Couple axial (N.m)	630	Diamètre intérieur (mm)	0	Coef de dilation thermique	0,000011	v _a	0,3	beta_arbre	6,19048E-06
Coef d'adhérence	0,1	Diamètre extérieur (mm)	164	Matériau moyen	42 Cr Mo 5 4	E _m (Gpa)	210	alpha_moyen	3,3333E-06
Coef de sécurité	1	Longueur frettée (mm)	39	Coef de dilation thermique	0,000011	v _m	0,3	beta_moyen	6,19048E-06
					Re(Mpa)	880			
					macro "PROPRIETES MATERIAUX"				
Calcul n°1 : Transmission des actions mécaniques									
Coefficient de serrage K	1,02E-05	Qualité de l'arbre	6	serrage mini (microns)	24				
Pression mini (Mpa)	56	Qualité du moyen	6					Pression	
2,45E-02		Lissage (mm)	5					écart inf calculé moyen (microns)	45
macro "QUALITE"									
Calcul n°2 : Résistance mécanique									
Coefficient de serrage K	1,02269E-05	Pression							
écart inf calculé moyen (microns)	45	serrage ma							
écart inf normalisé moyen (microns)	54								
Serrage normalisé à alésage normal									
tolérance du moyen	H6	tolérance de l'arbre	h6	Ra sur les 2 portées	0,8				
es Moyeu (microns)	16	es Moyeu (microns)	70						
Ei Moyeu (microns)	0	ei Moyeu (microns)	54						
Intervalle de tolérance (microns)	16	Intervalle de tolérance (microns)	16						
Calcul n°3 : Température de chauffe									
Jeu de montage	0,15								
Delta T	465 < 500								

Tableau 4 4- dimensionnement du frettage du pignon 3

Ainsi nous avons un ajustement **H6 t6** pour cette liaison et un serrage minimal de **24µm**. De plus le montage est réalisable car le delta de température reste inférieur à 500 Kelvin.

c. Arbre de sortie

Finalement étudions l'arbre de sortie, représenter en vert sur le schéma. Celui-ci est soumis à un couple de

$$C_{\text{sortie}} = C_{\text{inter}} / K$$

Avec C_{inter} le couple d'entrée calculé précédemment et K le rapport de réduction entre le pignon 3 et 4 égal à 3.42.

$$\text{Ainsi } C_{\text{sortie}} = 184 \text{ N.m}$$

Le diamètre de l'arbre intermédiaire est de 30mm.

Calcul d'une liaison frettée

NORME NF E22-620

Force axiale (N)	0	Diamètre nominal (mm)	30	PROPRIETES MATERIAUX	alpha_arbre	3,33333E-06
Couple axial (N.m)	184	Diamètre intérieur (mm)	0		beta_arbre	6,19048E-06
Coef d'adhérence	0,1	Diamètre extérieur (mm)	48		alpha_moyen	3,33333E-06
Coef de sécurité	1	Longueur frettée (mm)	39		beta_moyen	6,19048E-06
				Matériau arbre	36 Cr Ni Mo 16	
				Ea(Gpa)	210	
				v _a	0,3	
				Re(Mpa)	880	
				Matériau moyen	42 Cr Mo S 4	
				Em(Gpa)	210	
				v _μ	0,3	
				Re(Mpa)	880	
				Coef de dilation thermique	0,000011	

Calcul n°1 : Transmission des actions mécaniques

Coefficient de serrage K	1,56E-05	Qualité de l'arbre	6	serrage mini (microns)	16
Pression mini (Mpa)	33	Qualité du moyen	6	macro "QUALITE"	
1,56E-02		Lissage (mm)	5		

Serrage normalisé à alésage normal

tolérance du moyeu	H6	tolérance de l'arbre	s6	Ra sur les 2 portées	0,8
ES Moyeu (microns)	13	es Moyeu (microns)	48		
EI Moyeu (microns)	0	ei Moyeu (microns)	35		
Intervalle de tolérance (microns)	16	Intervalle de tolérance (microns)	13		

Calcul n°2 : Résistance mécanique

Coefficient de serrage K	1,56288E-05	Pression	
écart inf calculé moyen (microns)	34	serrage ma	
écart inf normalisé moyen (microns)	35		

Tableau 55 - dimensionnement du frettage du pignon 4

Ainsi nous avons un ajustement **H6 s6** pour cette liaison et un serrage minimal de **16µm**. Cependant on remarque que le delta de température nécessaire est trop élevé ce qui rend le montage impossible c'est pourquoi il est nécessaire d'augmenter la longueur frettée.

Calcul d'une liaison frettée

NORME NF E22-620

Force axiale (N)	0	Diamètre nominal (mm)	45	PROPRIETES MATERIAUX	alpha_arbre	3,33333E-06
Couple axial (N.m)	184	Diamètre intérieur (mm)	0		beta_arbre	6,19048E-06
Coef d'adhérence	0,1	Diamètre extérieur (mm)	48		alpha_moyen	3,33333E-06
Coef de sécurité	1	Longueur frettée (mm)	45		beta_moyen	6,19048E-06
				Matériau arbre	36 Cr Ni Mo 16	
				Ea(Gpa)	210	
				v _a	0,3	
				Re(Mpa)	880	
				Matériau moyen	42 Cr Mo S 4	
				Em(Gpa)	210	
				v _μ	0,3	
				Re(Mpa)	880	
				Coef de dilation thermique	0,000011	

Calcul n°1 : Transmission des actions mécaniques

Coefficient de serrage K	7,86E-05	Qualité de l'arbre	6	serrage mini (microns)	45
Pression mini (Mpa)	13	Qualité du moyen	6	macro "QUALITE"	
4,55E-02		Lissage (mm)	5		

Serrage normalisé à alésage normal

tolérance du moyeu	H6	tolérance de l'arbre	U6	Ra sur les 2 portées	0,8
ES Moyeu (microns)	16	es Moyeu (microns)	86		
EI Moyeu (microns)	0	ei Moyeu (microns)	70		
Intervalle de tolérance (microns)	16	Intervalle de tolérance (microns)	16		

Calcul n°2 : Résistance mécanique

Coefficient de serrage K	7,86482E-05	Pression	
écart inf calculé moyen (microns)	66	serrage ma	
écart inf normalisé moyen (microns)	70		

Calcul n°3 : Température de chauffe

Jeu de montage	0,15		
Delta T	477	< 500	

Tableau 6 6- dimensionnement du frettage du pignon 4

Ainsi en augmentant la longueur frettée et le diamètre nominal on obtient un **ajustement H6u6** et un serrage minimum de **45 µm**. De plus le delta de température nécessaire est alors de 477 K ce qui est admissible, ainsi notre frettage devient réalisable.

III. Lubrification

a. Détermination du mode de lubrification

A l'aide de l'abaque fournie en annexe, connaissant les vitesses angulaires ainsi que les diamètres de nos roues ; on en déduit que le meilleur moyen de lubrification est le barbotage. La hauteur des dentures pour le premier et le deuxième engrenage est à 6,75 millimètres. En ce qui concerne le dernier roulement, la hauteur de denture est de 4,5 millimètres.

De plus, il est précisé que la hauteur de liquide doit être environ égale à 3 fois la hauteur de la denture. Afin que les roues trempent un maximum dans le liquide de barbotage on décide d'incliner l'ensemble. Calculons ici le degré d'inclinaison du montage afin que le critère de barbotage soit le plus facilement atteint

b. Détermination de l'inclinaison du montage

Le schéma du système est représenté ci-dessous avec un autre schéma simplifié :

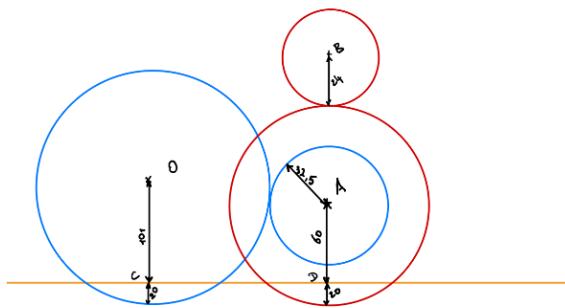


Figure 10 - Schéma de profil des arbres plongés dans le bain d'huile

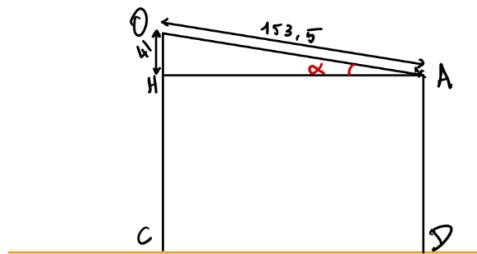


Figure 11 - Schéma pour la détermination de l'angle d'inclinaison du multiplicateur

Dès lors, on en déduit :

$$\sin(\alpha) = OH/OA$$

$$\alpha = \arcsin(OH/OA)$$

$$A.N. : \alpha = \arcsin(41/153,5)$$

$$Ainsi : \alpha = 15,5^\circ$$

Ensuite l'huile est projetée partout dans le carter et va lubrifier les autres roulements.

IV. Dimensionnement des arbres en torsion et en flexion :

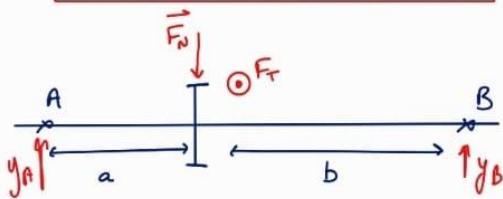
On prend un coefficient de sécurité $s = 1,2$

Le matériau est l'acier 235.

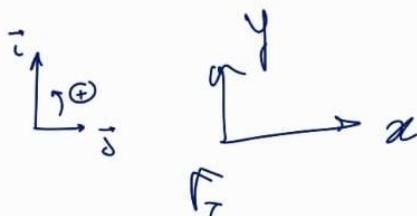
a. Arbre d'entrée :

$$F_T = 3451,5 \text{ N}$$

$$F_N = 1256,3 \text{ N}$$



d'après le jalon 3



Détermination des efforts y_A et y_B :

• en A :

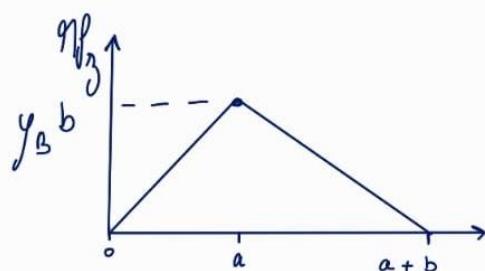
$$a F_N = Y_B (a+b)$$

$$\Leftrightarrow Y_B = F_N \frac{a}{a+b}$$

• en B : $Y_A = F_N \frac{b}{a+b}$

$$\text{A.N : } Y_A = 714 \text{ N}$$

$$\therefore Y_B = 341 \text{ N}$$



$$\text{M}_y = 78 \text{ N.m}$$

Détermination des efforts Z_A et Z_B :

- en A:

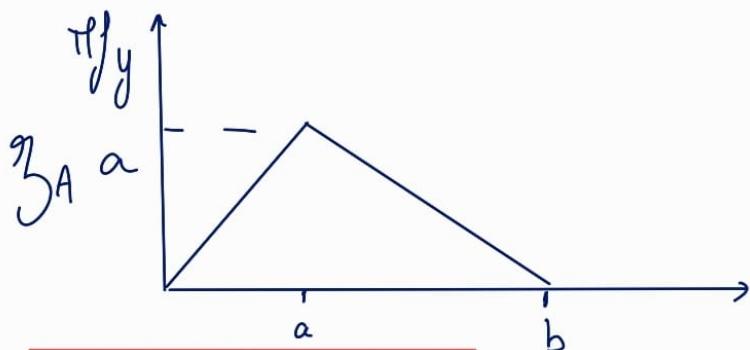
$$a F_T = Z_B (a+b)$$

$$\Leftrightarrow Z_B = F_T \frac{a}{a+b}$$

- en B: $Z_A = F_T \frac{b}{a+b}$

$$A.N : Z_A = 1488 \text{ N}$$

$$: Z_B = 1962 \text{ N}$$



$$M_y = 163 \text{ N.m}$$

$$D = 246 \text{ mm}$$

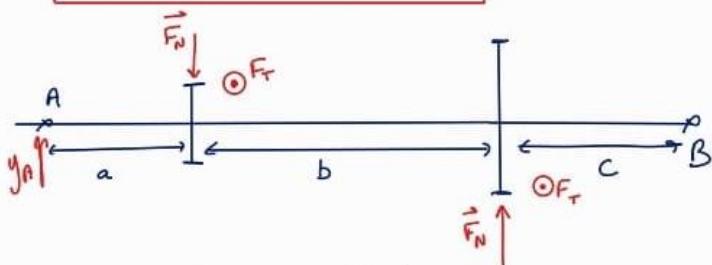
$$M_T = \frac{D}{2} \times F_T$$

$$= 0,246 \times 3451 = 848 \text{ N.m}$$

b. Arbre intermédiaire :

$$F_T = 1748 \text{ N}$$

$$F_N = 636,2 \text{ N}$$



Détermination des efforts y_A et y_B :

• en A:

$$\begin{aligned} a F_N &= Y_B (a+b+c) \\ \Leftrightarrow Y_B &= F_N \frac{a}{a+b+c} \end{aligned}$$

• en B: $Y_A = F_N \frac{b}{a+b+c}$

$$\text{A.N : } Y_A = 993 \text{ N}$$

$$\therefore Y_B = 754 \text{ N}$$

$$M_{T_1} = 108 \text{ N}$$

$$M_{T_2} = 1311 \text{ N}$$

Détermination des efforts Z_A et Z_B :

• en A:

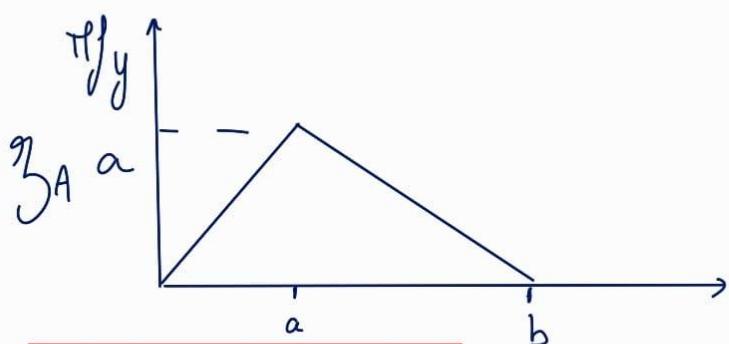
$$a F_T = Z_B (a+b+c)$$

$$\Leftrightarrow Z_B = F_T \frac{a}{a+b+c}$$

• en B: $Z_A = F_T \frac{b}{a+b+c}$

$$A.N : Z_A = 479 \text{ N}$$

$$\therefore Z_B = 754 \text{ N}$$



$$M_y = 53 \text{ N.m}$$

c. Arbre de sortie

$$F_T = 1748 \text{ N}$$

$$F_N = 636,2 \text{ N}$$



Détermination des efforts y_A et y_B .

- en A :

$$a F_N = Y_B (a+b)$$

$$\Leftrightarrow Y_B = F_N \frac{a}{a+b}$$

- en B : $Y_A = F_N \frac{b}{a+b}$

A.N : $Y_A = 187 \text{ N}$
 $Y_B = 449 \text{ N}$

$$\gamma_T = 33 \text{ N.m}^{-1}$$

$$\gamma_T = 1748 \text{ N.m}^{-1}$$

Détermination des efforts \mathcal{Z}_A et \mathcal{Z}_B :

• en A :

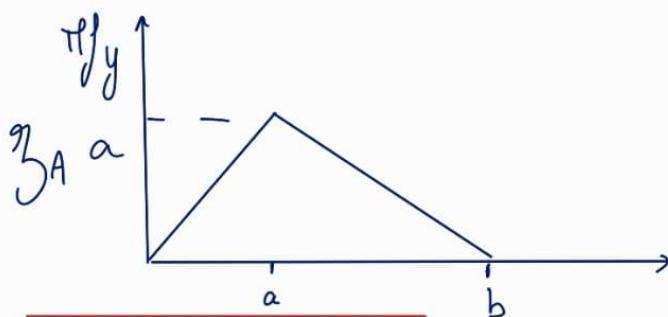
$$a F_T = Z_B (a+b)$$

$$\Leftrightarrow Z_B = F_T \frac{a}{a+b}$$

• en B: $Z_A = F_T \frac{b}{a+b}$

A.N : $Z_A = 514 \text{ N}$

: $Z_B = 1233 \text{ N}$



$\mathcal{M}_y = 57 \text{ N.m}^{-1}$

**ARBRE
D'ENTREE**

Mt	848	sigma	160037745 Pa
Mf	180,7		
		tau	68205298 Pa
d(m)	0,030		
	VonMises 198,92 MPa		

Mfy _{max}	163
Mfz _{max}	78

Re acier 235 Mpa	235 MPa
Re acier coeff 1,2	196 MPa

ARBRE INTERMEDIAIRE

Mt	1311	sigma	185887937 Pa
Mf	120,3		
		tau	34115975 Pa
d(m)	0,033		
	VonMises 195,05 MPa		

Mfy _{max}	53
Mfz _{max}	108

Re acier 235 Mpa	235 MPa
Re acier coeff 1,2	196 MPa

ARBRE SORTIE

Mt	1748	sigma	190908058 Pa
Mf	65,9		
		tau	14386581 Pa

d(m)	0,0360
	VonMises
	192,53 MPa
Mfy _{max}	57
Mfz _{max}	33
Re acier 235 Mpa	235 MPa
Re acier coeff 1,2	196 MPa