



UNIVERSITE D'ANTANANARIVO
ECOLE SUPERIEURE POLYTECHNIQUE
Filière Génie Industriel
Département Génie Mécanique et Productique
Département Génie Electrique



Mémoire de fin d'Etudes en vue de l'obtention du diplôme d'Ingénieur en Génie Industriel

Numéro d'ordre : / 2007

MICROCENTRALE HYDROELECTRIQUE FLOTTANTE

Partie: BOITE MULTIPLICATRICE

présenté par : RAKOTONIAINA Eric Fabrice

Directeur de mémoire :

- Monsieur RASOLDIER Olivier

Maître de conférences à l'ESPA

Président :

Monsieur RAKOTOMANANA Charles Rodin

Maître de conférences à l'ESPA

Membres du jury :

- Monsieur JOELIHARITAHAKA Rabeatoandro
- Monsieur RAVELOJAONA Johnson
- Monsieur RABENARIVO Michel

Enseignant à l'ESPA

Enseignant à l'ESPA

Enseignant à l'ESPA

INTRODUCTION :

Une énergie renouvelable est une énergie régénérée naturellement, indéfiniment, et inépuisable, à l'échelle temporelle de notre civilisation. Elles sont issues des ressources naturelles. Les cours d'eau en font partie de ces ressources et on peut produire de l'énergie électrique grâce à une centrale flottante dit : hydraulienne. Elle est très appréciée dans les pays européens.

Ce présent ouvrage intitulé « CENTRALE HYDROELECTRIQUE FLOTTANTE» a été conçu pour pouvoir définir les étapes indispensable à suivre pour la réalisation de cette centrale et principalement au niveau de la boîte multiplicatrice en se basant sur un site situé dans la région de l'est de l'île : MANDRAKA PARC.

Ainsi, nous allons traiter successivement les études hydrauliques nécessaires suivies des éléments constitutifs du multiplicateur. En plus nous essayerons de déduire les études de flottabilités et les études économiques et environnementales y afférant.

TABLE DE MATIERE

<u>INTRODUCTION :</u>	<u>1</u>
<u>TABLE DE MATIERE</u>	<u>2</u>
<u>TABLE DES TABLEAUX :</u>	<u>5</u>
<u>TABLE DES FIGURES :</u>	<u>6</u>
<u>LISTES DES NOTATIONS :</u>	<u>8</u>
<u>CHAPITRE I : ETUDES HYDRAULIQUES</u>	<u>10</u>
A. ETUDES TECHNIQUES DU TERRAIN :	10
1. CRITERES DE CHOIX DU SITE :	10
2. ETUDE CLIMATOLOGIE :	10
B. MESURE DE VITESSE DE L'EAU :	10
1. METHODE FLOTTEUR :	10
2. MESURES:	11
C. DIMENSIONNEMENT D'UNE HYDRAULIENNE :	11
1. CALCUL HYDRAULIQUE ET EVALUATION DE LA PUISSANCE :	11
2. DETERMINATION DE LA PUISSANCE HYDRAULIQUE	14
<u>CHAPITRE II : ETUDES MECANIQUES</u>	<u>18</u>
A. STRUCTURE D'UNE TRANSMISSION	18
1. NOTION DE TRANSMISSION DE PUISSANCE MECANIQUE :	18
2. PUISSANCE MECANIQUE P EN WATT (W) :	18
B. TRANSMETTRE L'ENERGIE MECANIQUE	19
CHAINE CINEMATIQUE :	20
C. TRANSMISSION PAR CHAINE	21
1. ETUDE GENERALE :	21
2. ETUDE CINEMATIQUE :	21
3. ETUDES DES FORCES :	21
4. CRITIQUES :	22
5. QUALITES INTRINSEQUES :	22
6. CHAINE A ROULEAUX :	22
7. DIMENSIONNEMENT DES CHAINES :	26
8. DIMENSIONNEMENT DES ARBRES :	32
9. CALCUL DU RENDEMENT DE LA CHAINE :	39
PUISSSANCE REÇUE :	39

10. DIMENSIONNEMENT DES CLAVETTES :	39
D. EMBRAYAGE :	41
1. ROLE DES EMBRAYAGES.	41
2. CLASSIFICATION DES EMBRAYAGES.	41
E. TRANSMISSION PAR ENGRÈNAGE :	46
1. GENERALITES:.....	46
2. DIMENSIONNEMENT DES ROUES ET PIGNONS :	46
3. DIMENSIONNEMENT DES CLAVETTES :	66
4. DIMENSIONNEMENT DES ROULEMENTS:	67
F. DIMENSIONNEMENT DU CARTER ET DU COUVERCLE :	69
1. ROLES DU CARTER / COUVERCLE :.....	69
2. CALCUL DES DIMENSIONS DU CARTER ET COUVERCLE :	70

CHAPITRE III : ETUDES DE FLOTTABILITE71

A. NOTION FONDAMENTALE :	71
1. FLOTTABILITE :.....	71
2. STABILITE :.....	71
3. INSUBMERSIBILITE :	71
4. CARENE :.....	71
CALCUL DU VOLUME DE LA CARENE	71
B. DETERMINATION DE LA MASSE DES ELEMENTS DU CORPS FLOTTANT :	72
1. ELEMENTS DE LA TURBINE	72
C. DIMENSIONNEMENT DU FLOTTEUR :.....	73
D. LE SYSTÈME DE FIXATION DE LA CENTRALE:.....	74
E. DIMENSIONNEMENT DES CÂBLES:	74

CHAPITRE IV : ETUDES ECONOMIQUES ET ETUDES D'IMPACTS ENVIRONNEMENTALES.....76

A. ETUDE ECONOMIQUE	76
1. LES DEVIS ESTIMATIFS ET QUANTITATIFS DES DIVERS MATERIELS.....	76
2. COUT DE L'EQUIPEMENT PRINCIPAL	77
3. ESTIMATION DES AUTRES INVESTISSEMENTS	77
4. CALCUL DU FLUX NET DE TRESORERIE (FNT) OU CASH FLOW	77
5. CALCUL DE LA VALEUR ACTUELLE NETTE (VAN) ET TAUX DE RENTABILITE INTERNE (TRI)	79
6. DETERMINATION DU TRI	79
7. DETERMINATION DU TEMPS DE REMBOURSEMENT OU POT (PAY OUT TIME)	80
B. ETUDES ENVIRONNEMENTALES :	80
1. CADRE JURIDIQUE :	80
2. LES CONSEQUENCES BENEFIQUES DE L'IMPLANTATION D'UNE CENTRALE HYDROELECTRIQUE :	83
3. LES DEFAUTS DUES A L'IMPLANTATION D'UNE CENTRALE HYDROELECTRIQUE :	84

<u>CONCLUSION :</u>88
----------------------------	----------------

<u>BIBLIOGRAPHIE :</u>89
-------------------------------	----------------

<u>ANNEXES.....</u>	90
----------------------------	-----------

TABLE DES TABLEAUX :

Tableau 1 : Mesure des vitesses d'écoulement.....	11
Tableau 2 : Dimension de la plaque	13
Tableau 3 : Série de mesure pour une roue de 3 m de longueur	15
Tableau 4 : Résultat de mesure pour six roues de 0,5 m de longueur chacun.....	16
Tableau 5 :Coefficient d'impact y.....	30
Tableau 6 : Types de charges d'impact.....	0
Tableau 7 : masse des éléments du multiplicateur.....	73
Tableau 8 : Coût de la boîte multiplicatrice.....	77
Tableau 9 : Bilan d'évaluation de FNT.....	79
Tableau 10 : Ratio pour chaque centrale.....	84
Tableau 11 : Pollution dûe à chaque matériaux.....	87

TABLE DES FIGURES :

Figure 1 : Angle entre deux pâles.....	13
Figure 2 : Roue à aubes courbées	14
Figure 3 : Méthode de mesure de la section immergée.....	14
Figure 4 : Courbe de puissance hydraulique	16
Figure 5 :chaine cinématique de la boite multiplicatrice	20
Figure 6:Diagramme de la difference v_{\min} et v_{\max} en fonction du nombre de dents...	26
Figure 7 : flèche de la chaine.....	28
Figure 8 :Angle α	33
Figure 9: Bilan des forces soumises sur les paliers B et C	33
Figure 10 : Diagramme des efforts suivant Ox pour l'arbre de la roue (1)	34
Figure 11:Diagramme des efforts suivant Oy pour l'arbre de la roue (1)	34
Figure 12: Diagramme des moments suivant Ox pour l'arbre de la roue (1)	35
Figure 13:Diagramme des moments suivant Oy pour l'arbre de la roue (1)	35
Figure 14:Bilan des forces soumises aux paliers A et D.....	36
Figure 15 : Diagramme des efforts suivant Ox pour l'arbre du pignon (2)	37
Figure 16:Diagramme des efforts suivant Oy pour l'arbre du pignon (2)	37
Figure 17 : Diagramme des moments suivant Ox pour l'arbre du pignon (2)	38
Figure 18: Diagramme des moments suivant Oy pour l'arbre du pignon (2)	38
Figure 19 : Définition d'un couple	42
Figure 20 : Courbe caractéristique d'une turbine.....	43
Figure 21 : Evolution du couple de la machine receptrice	43
Figure 22: Vue en coupe longitudinale d'un ressort à boudin.....	44
Figure 23:engrenage a denture droite	46
Figure 24 : Dimensions normalisées d'un engrenage.....	46
Figure 25 : Bilan des forces soumises au paliers E et G	54
Figure 26 : Diagramme des efforts suivant Ox pour l'arbre (18).....	54
Figure 27: Diagramme des efforts suivant Oy pour l'arbre (18).....	55
Figure 28 : Diagramme des moments suivant Ox pour l'arbre (18)	55
Figure 29 : Diagramme des moments suivant Oy pour l'arbre (18)	56
Figure 30 : Bilan des forces agissant au paliers H et K	60
Figure 31: Diagramme des efforts suivant Ox pour l'arbre (4).....	61
Figure 32: Diagramme des efforts suivant Oy pour l'arbre (4).....	61
Figure 33: Diagramme des moments suivant Ox pour l'arbre (4)	62

Centrale hydraulienne : Boîte multiplicatrice Mémoire de fin d'études

Figure 34: Diagramme des moments suivant Oy pour l'arbre (4)	63
Figure 35: Bilan des forces agissant sur les paliers P et O	63
Figure 36: Diagramme des efforts suivant Ox pour l'arbre (28)	64
Figure 37: Diagramme des efforts suivant Oy pour l'arbre (28)	64
Figure 38: Diagramme des moments suivant Ox pour l'arbre (28)	65
Figure 39: Diagramme des moments suivant Ox pour l'arbre (28)	66
Figure 40 : Dimension du flotteur.....	73
Figure 41 :Système de fixation	74
Figure 42 :Sollicitation appliquée au câble	75

LISTES DES NOTATIONS :

v_{moy}	: vitesse moyenne d'écoulement	mètre/seconde
D_{roue}	: diamètre de la roue de la turbine	mètre
h_p	: hauteur des pâles	mètre
n_p	: nombre de pâles	pâles
h_i	: hauteur de la partie immergée	mètre
α_p	: angle entre deux pâles	radian
F_1	: effort de traction	N
F_2	: effort dû à la force centrifuge	N
F_3	: effort de traction dû au poids	N
n_1	: vitesse de rotation de la roue dentée (1)	tours /minute
n_2	: vitesse de rotation du pignon denté (2)	tours /minute
n_3	: vitesse de rotation de la roue (3)	tours /minute
n_4	: vitesse de rotation du pignon (4)	tours /minute
n_5	: vitesse de rotation de la roue (5)	tours /minute
n_6	: vitesse de rotation du pignon (6)	tours /minute
z_1	: nombre de dents de la roue dentée (1)	dents
z_2	: nombre de dents du pignon denté (2)	dents
z_3	: nombre de dents de la roue (3)	dents
z_4	: nombre de dents du pignon (4)	dents
z_5	: nombre de dents de la roue (5)	dents
z_6	: nombre de dents du pignon (6)	dents
a	: entraxe	mm
a_n	: entraxe en nombre de maillons	mm
L	: longueur de la chaîne	mm
M_{t1}	: le couple engendré par la turbine	[Nm]
K_I	: le facteur d'application	
K_v	: le facteur dynamique	
k_{HB}	: le facteur de distribution de charge longitudinale	
K_L	: le facteur de lubrification	
K_{HR}	: le facteur de dimension	
Z_R	: le facteur de rugosité	
R_a	: la rugosité	[μm]

Centrale hydraulienne : Boîte multiplicatrice Mémoire de fin d'études

$\sigma_{F\text{lim}}$: la limite d'endurance à la rupture	[N/mm ²]
$\sigma_{H\text{lim}}$: la pression de Hertz	[kgf/mm ²]
$S_{H\text{lim}}$: le coefficient de sécurité	
b : la largeur de la dente de l'engrenage	[mm]
d_{pi} : le diamètre primitif	[mm]
d_{ki} : le diamètre de tête	[mm]
d_{bi} : le cercle de base	[mm]
Z_r : le facteur de recouvrement	
ϵ_p : le rapport de conduite	
ZH : le facteur de forme de la denture	
F_{t1} : l'effort tangentiel sur la roue (1)	[N]
F_{t2} : l'effort tangentiel sur le pignon (2)	[N]
F_{t3} : l'effort tangentiel sur la roue (3)	[N]
F_{t4} : l'effort tangentiel sur le pignon (4)	[N]
F_{t5} : l'effort tangentiel sur la roue (5)	[N]
F_{t6} : l'effort tangentiel sur le pignon (6)	[N]
F_{r1} : l'effort radial sur la roue (1)	[N]
F_{r2} : l'effort radial sur le pignon (2)	[N]
F_{r3} : l'effort radial sur la roue (3)	[N]
F_{r4} : l'effort radial sur le pignon (4)	[N]
F_{r5} : l'effort radial sur la roue (5)	[N]
F_{r6} : l'effort radial sur le pignon (6)	[N]
m : le module de l'engrenage (sans dimension)	
Y_e : le facteur de conduite	
Y_b : le facteur d'inclinaison	
YS : le facteur de concentration de contrainte	

CHAPITRE I : ETUDES HYDRAULIQUES

A. ETUDES TECHNIQUES DU TERRAIN :

1. CRITERES DE CHOIX DU SITE :

Les paramètres de choix reposent sur les priorités suivantes :

- Régime hydrologique : pour le dimensionnement des ouvrages et des équipements ;
- Taux d'utilisation des eaux : pour déterminer le débit disponible ;
- Impacts de l'aménagement sur l'environnement et moyens de correction ;
- Dimensions des ouvrages et évaluation de leur stabilité ;
- Distance entre la génération d'électricité et son utilisation.

2. ETUDE CLIMATOLOGIE :

Les données climatiques indispensables dans l'étude de faisabilité d'une microcentrale sont: la pluviométrie, température, humidité et évaporation. La variation de l'humidité relative et celle des températures influent directement sur l'évaporateur .

B. MESURE DE VITESSE DE L'EAU :

Pour pouvoir déterminer la vitesse moyenne du cours d'eau, nous avons opté pour la méthode flotteur.

1. METHODE FLOTTEUR :

La valeur de la vitesse d'un flotteur et celle du cours d'eau sont à peu près égales. Elle se déduit du temps que met le flotteur à parcourir une portion du cours d'eau AB de longueur connue. Cette dernière doit être supérieure à 50 mètres, et si possible entre 100 à 200 mètres.

Les extrémités A et B repérées, on lâche le flotteur à une vingtaine de mètres en amont de A et en notant exactement l'instant où il passe en A, puis en B. Il faut que le flotteur suive le faisceau de filets dont on veut mesurer la vitesse ; s'il est dévié de sa route, le résultat n'est pas retenu. L'opération est renouvelée plusieurs fois et on prend la moyenne des mesures.

Un bâton lesté est une tige de bois ou un tube métallique de 5 à 6 centimètres de diamètre. La partie inférieure est lestée de manière à que le bâton se tienne à

peu près verticalement dans l'eau. Celle-ci est lâchée et descend, au fil de l'eau avec la tête légèrement inclinée vers l'aval. Si la longueur est environ 94/100 de la profondeur du cours d'eau, sa vitesse présente à peu près de la vitesse moyenne de l'eau dans le plan vertical parcouru.

2. MESURES:

Après quatre mesures différentes, nous avons :

Mesures	Longueur AB [m]	Temps[s]	Vitesses [m/s]
1	55	41,36	1,330
2	55	41,14	1,337
3	55	44,11	1,247
4	55	44,33	1,241

Tableau 1 : Mesure des vitesses d'écoulement

Avec

$$v_{moy} = \frac{v_1 + v_2 + v_3 + v_4}{4}$$

$$v_{moy} = \frac{1,329 + 1,337 + 1,246 + 1,241}{4}$$

D'où

$$v_{moy} = 1,29 \text{ m / s}$$

C. DIMENSIONNEMENT D'UNE HYDRAULIENNE :

1. CALCUL HYDRAULIQUE ET EVALUATION DE LA PUISSANCE :

a) DONNEES DE BASES :

- Rivière de Mandraka Parc à Ambatoloana
- Mois d'Octobre 2007 :
 - Vitesse moyenne de l'eau : 1,29 m/s
 - Largeur de la rivière : 6 m

b) CALCUL DU DIAMETRE DE LA ROUE :

Pour une somme de la surface des aubes à $S=1\text{m}^2$ avec une vitesse de la roue de 2/3 de la vitesse en amont, on obtient un diamètre de veine d'eau de 1,13m.

Alors le diamètre de la roue serait de :

$$D_{roue} = 1,13 \sqrt{\frac{1}{v_r}} \quad (1.1)$$

Où v_r : la vitesse dans la roue

Avec : $v_r = \frac{2}{3} v_{moy}$ (1.2)

Où v_{moy} correspond à la vitesse de l'eau en amont de la roue

Alors $v_r = \frac{2}{3}(1,29) = 0,86 \text{ m/s}$

D'où $D_{roue} = 1,13 \sqrt{\frac{1}{0,86}} = 1,21 \text{ m}$

On prend $D_{roue} = 1,20 \text{ m}$

c) CALCUL DE LA HAUTEUR DE LA PALE :

Pour un courant assez rapide sur le bord des grands cours d'eau, le diamètre des roues à pales de propulsion des bateaux ou des roues au fil de l'eau est inférieur 5 mètres, et leur longueur, varie entre 2 et 5 mètres. Les pales ou aubes ont une hauteur de 1/5 à 1/4 du rayon et le bord inférieur s'enfonce dans l'eau de 5 à 20 centimètres sur le plan vertical.

Donc si nous prenons : $h_p = \frac{1}{4} R_{roue}$

Avec $R_{roue} = \frac{D_{roue}}{2} = \frac{1,20}{2} = 0,60 \text{ m}$

Avec $\begin{cases} h_p : \text{hauteur(pale)} \\ D_{roue} : \text{diamètre(roue)} \end{cases}$ d'où $h_p = 0,15 \text{ m}$

d) DETERMINATION DU NOMBRE DE PALES :

Le nombre de pales est déterminé en fonction de l'angle entre eux

$$n_p = \frac{2\pi}{\alpha_p} \quad (1.3)$$

avec α_p : angle entre 2 pales

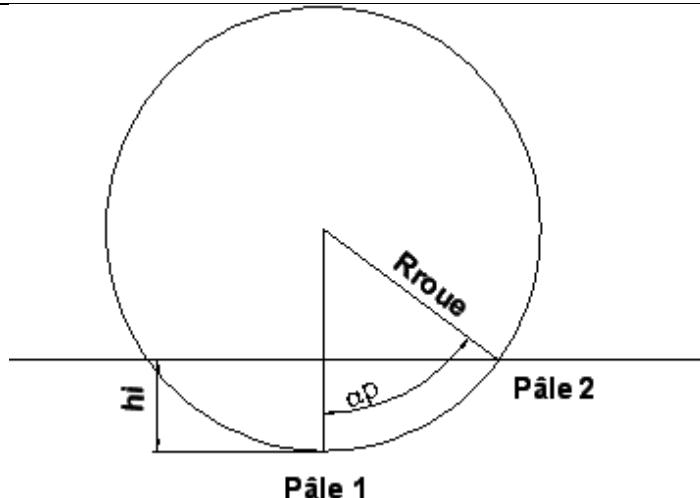


Figure 1 : Angle entre deux pâles

soit $\cos \alpha = \frac{R_{roue} - h_i}{R_{roue}}$, h_i : étant la hauteur de la partie immergée

$$\text{Alors } \cos \alpha = \frac{0,60 - 0,075}{0,60} = 0,875$$

$$\text{On déduit } n_p = \frac{2\pi}{0,16\pi} = 12,43 \text{ pales.}$$

$$\text{soit } n_p = 12 \text{ pales}$$

e) CALCUL DE L'ENVERGURE DE LA PALE

On adopte au début de la conception le dimensionnement de la plaque rectangulaire comme référence ce suivant :

	$\frac{L}{h_p}$	Re	Cx
Plaque rectangulaire 	1		1,16
	5	$> 10^5$	1,20
	20		1,50

Tableau 2 : Dimension de la plaque

$$\text{On prend: } \frac{L}{h_p} = 20$$

$$\text{D'où } L = 3m$$

Le choix de ce rapport $\frac{L}{l}$ dépend à la caractéristique du site

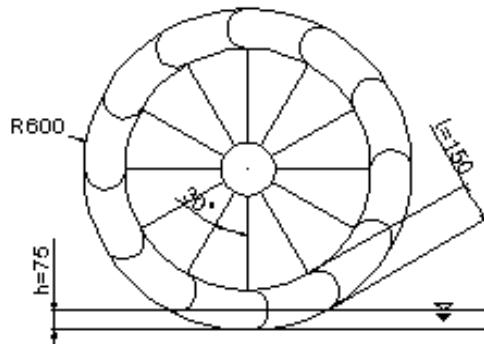


Figure 2 : Roue à aubes courbées

2. DETERMINATION DE LA PUISSANCE HYDRAULIQUE

Nous allons adopter la formule suivante :

$$P_{hyd} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot S \cdot V^3 \quad (1-4)$$

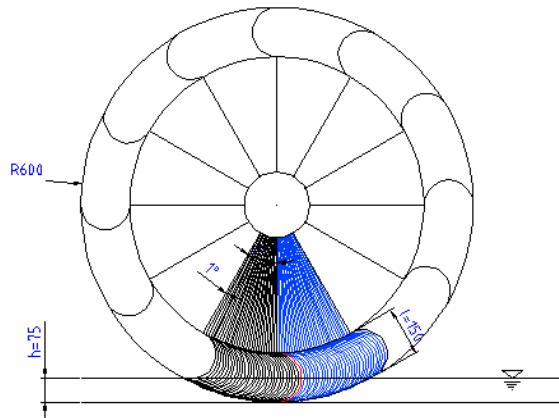


Figure 3 : Méthode de mesure de la section immergée

1^{er} cas :

- Tableau des puissances hydraulique en fonction de la surface immergée des aubes:

Angle [°]	circonférences de la partie immergée [m]		Surfaces [m²]	P hyd[w]
	P1	P2		
0	0	0,1178	0,3534	379,3
1	0,0754	0,1164	0,5754	617,6
2	0,0824	0,1149	0,5919	635,3
3	0,0867	0,1132	0,5997	643,6
4	0,0928	0,1113	0,6123	657,2
5	0,0969	0,1093	0,6186	663,9
6	0,1005	0,1071	0,6228	668,4
7	0,1037	0,1047	0,6252	671
8	0,1065	0,1022	0,6261	672
9	0,109	0,0996	0,6258	671,7
10	0,1113	0,0967	0,624	669,7
11	0,1133	0,0937	0,621	666,5
12	0,1151	0,0906	0,6171	662,3
13	0,1167	0,0873	0,612	656,8
14	0,1178	0,0838	0,6048	649,1
15	0,1178	0,0801	0,5937	637,2
16	0,1204	0,0763	0,5901	633,3
17	0,1213	0,0722	0,5805	623,0
18	0,122	0,068	0,57	611,8
19	0,1225	0,0636	0,5583	599,2
20	0,1229	0,0629	0,5574	598,2
21	0,1231	0,0541	0,5316	570,5
22	0,1232	0,0489	0,5163	554,1
23	0,1231	0,0434	0,4995	536,1
24	0,1228	0,0376	0,4812	516,4
25	0,1224	0,0314	0,4614	495,2
26	0,1217	0,0247	0,4392	471,4
27	0,121	0,0174	0,4152	445,6
28	0,1201	0,0082	0,3849	413,1
29	0,1191	0,005	0,3723	399,6
30	0,1178	0	0,3534	379,3
25	0,1224	0,0314	0,4614	495,2
26	0,1217	0,0247	0,4392	471,4
27	0,121	0,0174	0,4152	445,6
28	0,1201	0,0082	0,3849	413,1
29	0,1191	0,005	0,3723	399,6
30	0,1178	0	0,3534	379,3

Tableau 3 : Série de mesure pour une roue de 3 m de longueur

On a:
$$\begin{cases} S_{\min} = 0,35m^2 \\ S_{\max} = 0,62m^2 \\ P_{hyd_{\min}} = 379,32W \\ P_{hyd_{\max}} = 672,02W \end{cases}$$

Alors $\Delta P_{hyd} = 292,70W$

2^{ème} cas :

Si nous diviserons la longueur de la roue en six parties égales tout en les décalant de 5°.

- Tableau des valeurs des puissances hydrauliques en fonction des surfaces immergées des aubes :

A[1]	circonférences de la partie immergée [m]												S[m ²]	P _{hy} [W]
	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11	P12		
0	0	0,1038	0,1168	0,1246	0,128	0,1277	0,123	0,1145	0,1016	0,085	0,064	0,0375	0,56	604,5
1	0,087	0,1077	0,1192	0,1258	0,1283	0,1269	0,1212	0,1116	0,0978	0,0802	0,058	0,0294	0,59	640,3
2	0,0936	0,1112	0,1213	0,1268	0,1283	0,1258	0,1192	0,1085	0,0938	0,0751	0,0516	0,0205	0,58	630,9
3	0,0991	0,1142	0,1231	0,1275	0,1281	0,1245	0,117	0,1052	0,0895	0,0697	0,0448	0,0103	0,57	618,7
4	0,1038	0,1168	0,1246	0,128	0,1277	0,123	0,1154	0,1016	0,085	0,064	0,0375	0	0,56	605

Tableau 4 : Résultat de mesure pour six roues de 0,5 m de longueur chacun

- Courbe de puissance hydraulique en fonction de la surface immergée des aubes:

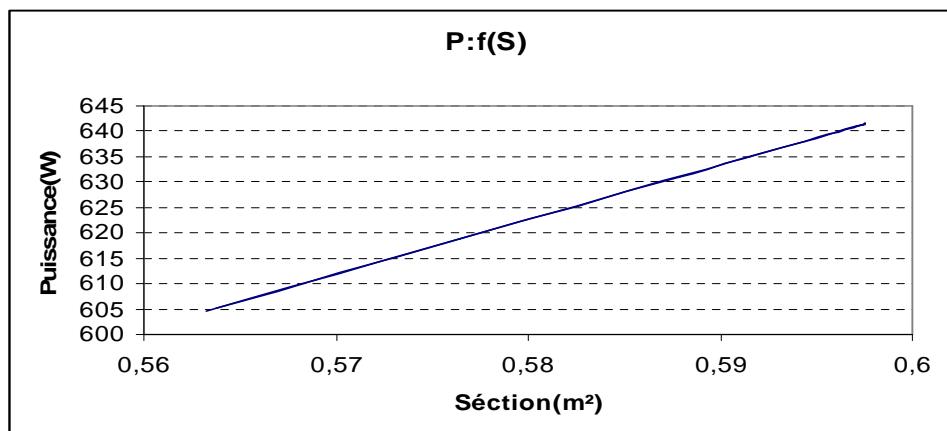


Figure 4 : Courbe de puissance hydraulique

D'après le tableau ci-dessus, on obtient les résultats suivants :

$$\begin{cases} S_{\min} = 0,56m^2 \\ S_{\max} = 0,59m^2 \\ P_{hyd_{\min}} = 604,561W \\ P_{hyd_{\max}} = 640,304W \end{cases}$$

D'où $\Delta P_{hyd} = 35,74W$

Comparaison des deux roues :

La variation de la puissance hydraulique ΔP_{hyd} du second cas est largement inférieure à celle du premier. Donc il convient de diviser la longueur des roues en partie égale et cela facilite en plus notre conception de la turbine.

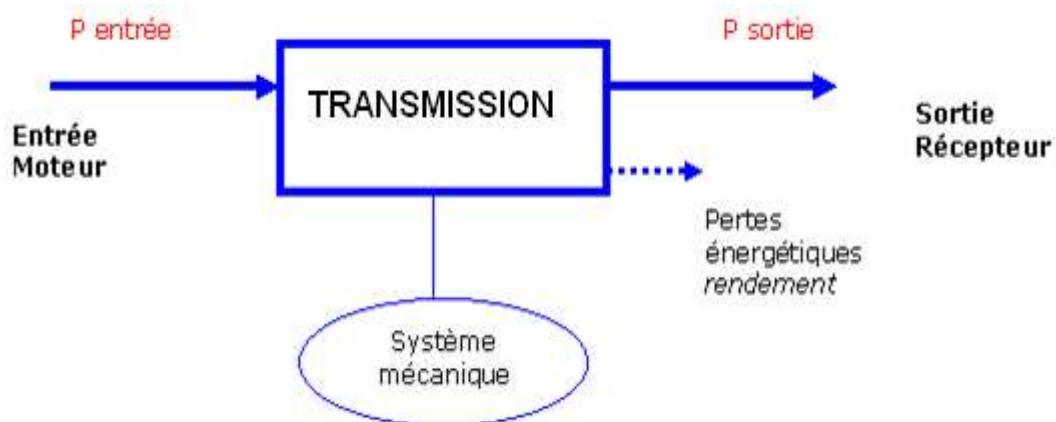
CHAPITRE II : ETUDES MECANIQUES

A. STRUCTURE D'UNE TRANSMISSION

1. Notion de transmission de puissance mécanique :

Elle suppose l'existence d'une « entrée » et d'une « sortie » ou d'un élément « moteur » et d'un élément « récepteur ».

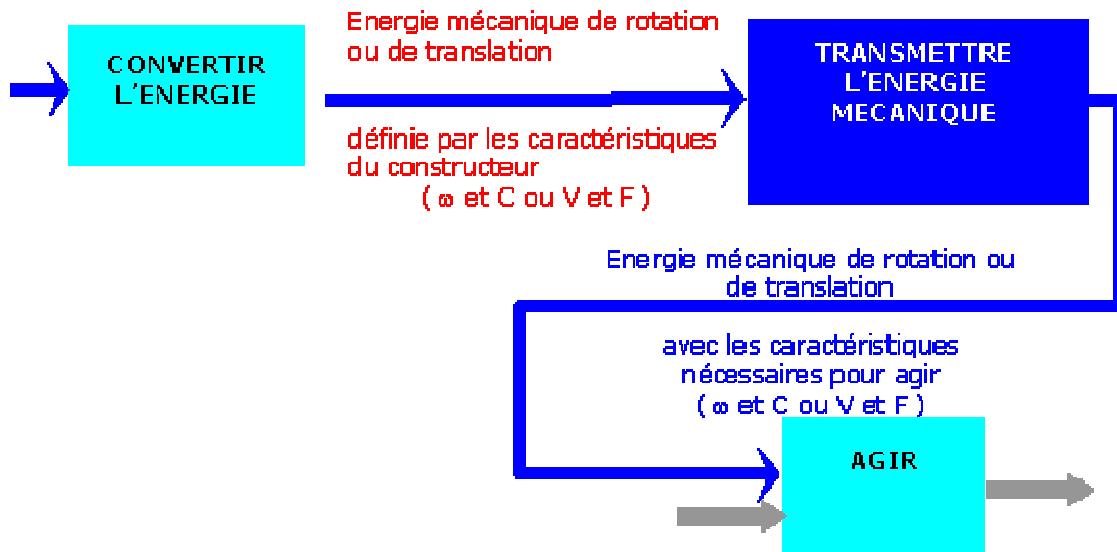
Voir actigramme ci-dessous :



2. Puissance mécanique P en WATT (W) :

Solide en rotation :	Solide en translation rectiligne :
$P = C \cdot \omega$	$P = F \cdot V$
C : couple appliqué en Nm ω : vitesse ou fréquence angulaire en rad/s	F : force appliquée en N V : vitesse linéaire en m/s

B. TRANSMETTRE L'ENERGIE MECANIQUE



Dans la plupart des produits, il apparaît nécessaire de transmettre l'énergie mécanique en sortie du convertisseur (actionneur) au besoin en énergie mécanique pour pouvoir agir (vitesse, effort, nature du mouvement).

Pour transmettre l'énergie mécanique, on peut soit la transformer et/ou l'adapter.
On transforme l'énergie mécanique lorsque l'on modifie la nature du mouvement.

Exemple : Rotation // Translation

On adapte l'énergie mécanique lorsqu'on modifie ses caractéristiques.

Exemple : réduction de la vitesse de rotation



Dans le cas d'un multiplicateur, on adapte l'énergie mécanique de rotation tout multipliant la vitesse de rotation de la turbine pour l'adapter à celle exigée par l'alternateur.

Cette adaptation se fera en trois étages :

Centrale hydraulienne : Boîte multiplicatrice Mémoire de fin d'études

1ere étage : transmission par chaîne ;

2eme étage : transmission par engrenage ;

3eme étage : transmission par engrenage.

Pour faciliter le démarrage et réduire les contraintes mécaniques des composants du générateur, nous inclurons un embrayage à friction entre le pignon 2 et la roue 3.

Chaine cinématique :

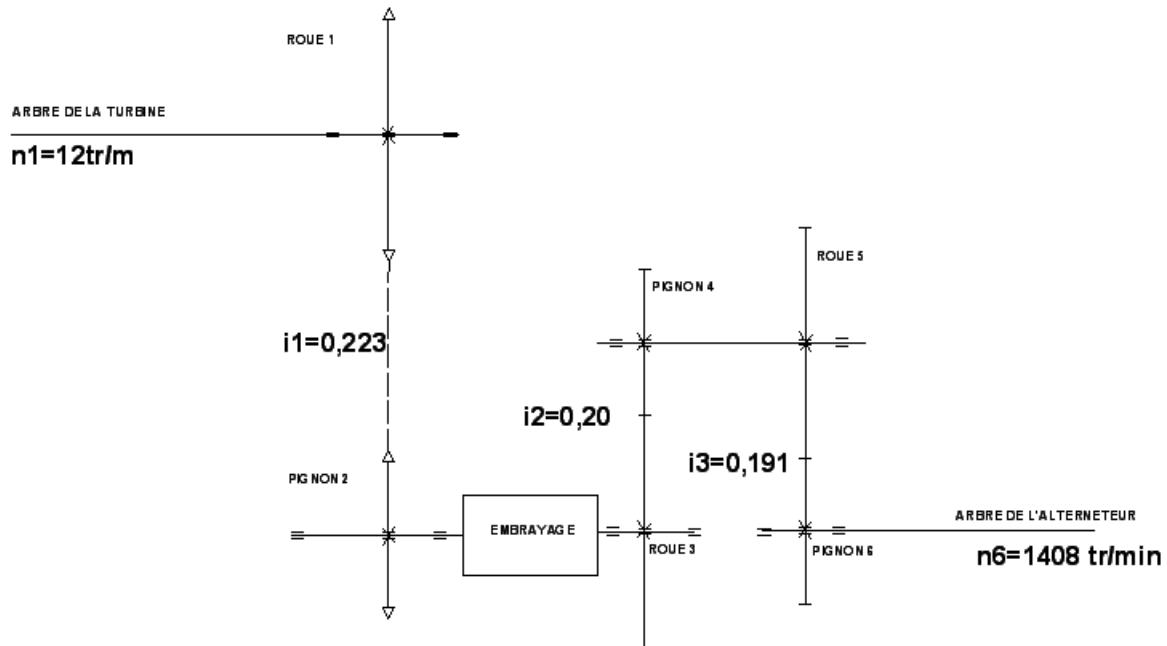


Figure 5 : chaine cinématique de la boite multiplicatrice

C. TRANSMISSION PAR CHAINE :

1. Etude générale :

a) But :

C'est une transmission de puissance entre deux arbres éloignés avec modification du couple transmis et de la vitesse de rotation. Le rapport des vitesses étant rigoureux et constant. Les axes des arbres sont toujours parallèles.

b) Principe de fonctionnement :

Les deux arbres sont munis de roues reliées par un lien non souple articulé : la chaîne. Ces roues sont garnies de dents dans lesquelles engrène la chaîne, ce qui rend tout glissement impossible. Le fonctionnement est identique à celui de l'ensemble formé par deux pignons cylindriques réunis par une roue à denture intérieure.

2. Etude cinématique :

a) Rapport des vitesses :

Soient z_1 et z_2 les nombres de dents des deux roues, n_1 et n_2 leurs nombres de tours par minute, ω_1 et ω_2 leurs vitesses angulaires. La transmission s'effectuant sans glissement, en une minute le chaîne développe le même nombre de dents sur les deux roues :

(2-1)

$$\frac{n_{1\text{menante}}}{n_{2\text{menee}}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

b) Sens de rotation

Nous verrons que les deux roues tournent dans le même sens. La transmission peut s'effectuer dans les deux sens et elle est réversible.

3. Etudes des forces :

La chaîne est soumise :

- à un effort de traction F_1 exercé par la roue motrice 1 sur la chaîne en vue de vaincre la résistance à la rotation de la roue menée 2.

- à un effort dû à la force centrifuge et qui chasse la chaîne vers l'extérieur ; il en résulte une traction supplémentaire F_2 sur la chaîne. (2-2)
- à un effort de traction F_3 dû au poids du brin mou de la chaîne.

Au total, l'effort de traction sur la chaîne est :

$$F = F_1 + F_2 + F_3$$

4. Critiques :

Par rapport à la transmission par courroie, la transmission par chaîne présente les avantages et les inconvénients suivants :

- ✓ Glissement impossible entre les roues et la chaîne, d'où rapport de vitesses rigoureux et constant ;
- ✓ Pas de tension initiale, d'où charge réduite sur les paliers et possibilité de transmettre des couples importantes ;
- ✓ Rendement élevé ;
- ✓ Encombrement en largeur réduit ;
- ✓ Chaîne insensible aux variations hygrométrique.

Mais :

- ✓ la vitesse linéaire maximale doit être plus faible par suite des effets de la force centrifuge ;
- ✓ fonctionnement moins souple et moins silencieux ;
- ✓ prix élevé.

5. Qualités intrinsèques :

- Longue durée de vie ;
- Entretien limite à la protection contre les poussières et au graissage ;
- Souplesse de marche ;
- Entraxe des pignons choisi à volonté ;
- Possibilité de commander plusieurs pignons par une même chaîne.

6. Chaine à rouleaux :

a) Constitution :

Pour remédier aux inconvénients de la chaîne Galle, on a imaginé la chaîne Galle à rouleaux, la chaîne Galle tubulaire, enfin la chaîne tubulaire à rouleaux, qui est la chaîne actuelle. Elle comprend :

- ❖ des maillons intérieurs(ou jumelles) formés de deux joues réunies par deux axes creux emmanchés à force sur les joues.

- ❖ des maillons intérieurs formés de deux joues réunies par deux axes rives ; l'articulation des maillons s'effectue par rotation des axes à l'intérieur des douilles, d'où une surface de contact importante.
- ❖ des rouleaux tournent librement sur les douilles et roulant sur les flancs des dents des roues, d'où frottement réduit.

b) Fermeture de la chaîne :

Pour permettre le montage et le démontage de la chaîne sans démonter les roues, l'un des axes est remplacé par un boulon ou par un axe maintenu par circlips ou par goupilles. On utilise également des attaches spéciales remplaçant les circlips et permettant un démontage et remontage rapides.

c) Roues pour chaines :

(1) Circonférence primitive :

C'est la circonference passant par le centre des axes de la chaîne, lorsque celle-ci est enroulée sur la roue. Le diamètre de cette circonference, ou diamètre primitif, est défini par le pas p de la chaîne et le nombre de dents z de la roue. En effet, la circonference primitive est circonscrite à un polygone régulier à $360 \text{ degrés}/z$ et le cote est égal au pas.

d) Condition d'emploi :

(1) Disposition des roues :

Lorsque la ligne des centres est horizontale, ou voisine de cette position, placer le brin mou en bas, à l'inverse des courroies, afin d'obtenir un dégagement rapide des dents. Lorsque la ligne des centres est verticale, ou voisine de cette position, il est utile d'employer un tendeur de chaîne, celle-ci ayant tendance à sortir du pignon inférieur.

(2) Entraxe :

Bien qu'elle soit en principe quelconque, il faut éviter les entraxes trop courts car cela crée l'usure rapide des chaînes. S'ils sont trop longs, les chaînes seront trop lourdes. L'entraxe optimal est de 40 pas environ.

(3) Choix de la chaîne :

Il s'effectue en fonction de la puissance à transmettre et de la vitesse, ce qui permet de calculer l'effort sur la chaîne.

(4) Choix des nombres de dents :

Il est fonction du rapport de vitesses à obtenir mais le nombre de dents est en général supérieur à 17 et inférieur à 120, afin que la chaîne engrène avec un nombre de dents suffisant. Par ailleurs, on recommande d'adopter des nombres de dents impairs pour que l'usure soit régulière.

(5) Vitesse linéaire :

Elle est limitée par l'effet de la force centrifuge sur la chaîne.

(6) Protection et graissage :

La protection est utile pour éviter les accidents et protéger la chaîne contre les poussières. Elle s'obtient en enfermant les roues et la chaîne dans un carter en tôle qui peut être rendu étanche en cas de graissage par barbotage ou sous pression.

Le graissage est toujours nécessaire :

- pour les faibles vitesses et les puissances réduites, un graissage périodique à la burette ou au pinceau est suffisant ;
- pour les vitesses supérieures à 1m/s, la chaîne doit être placée dans un carter avec graissage par graisseur compte-gouttes ;
- pour une vitesse inférieure à 2m/s, graissage par barbotage ou brouillard d'huile ;
- pour une vitesse inférieure à 7m/s, graissage sous pression par pompe ;
- pour une vitesse supérieure à 7m/s, jet d'huile.

(7) Usure :

Elle détermine une diminution du diamètre des axes et un allongement du pas de la chaîne, d'où un mauvais engrènement. On la réduit par utilisation d'un acier cémenté ou nitruré très dur pour les pièces flottantes (axes et faux rouleaux). De même, l'emploi d'acier mi-dur traité ou acier allié pour le pignon est recommandé.

e) Variante :

Les chaînes à rouleaux, formées de deux sortes de maillons, comportent nécessairement un nombre pair de maillons. Leur longueur varie donc de deux en deux pas. Dans les chaînes à maillons coudés, ceux-ci tous identiques, la longueur varie donc de pas en pas. D'autre part, le remplacement des maillons est facile, car ils sont tous démontables.

f) Emploi :

- ☞ Transmission de puissance aux roues motrices ;
- ☞ Renvoi de mouvement d'un arbre à un autre ;
- ☞ Liaison assurant la synchronisation entre plusieurs organes ;
- ☞ Accouplement de deux bouts d'arbre.

7. Dimensionnement des chaînes :

Nous avons $n_1=12\text{tr/min}$ et la puissance à transmettre est de $W= 450 \text{ W}$. Nous allons adopter,

D'après la norme NF E 26-102, comme référence des chaînes 16B.

Essayons dans la suite déterminer la vitesse maximale du pignon 2.

Nous aurons tout d'abord un pas de :

Pas = 25,4

Si :

(2-3)

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Et si nous prenons : $z_1=76$ dents et $z_2=17$ dents, nous aurons $n_2=53,65 \text{ tr/min}$

(2-4)

a) Vitesse linéaire de la chaîne :

$$\Delta v = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v_{\max}}$$

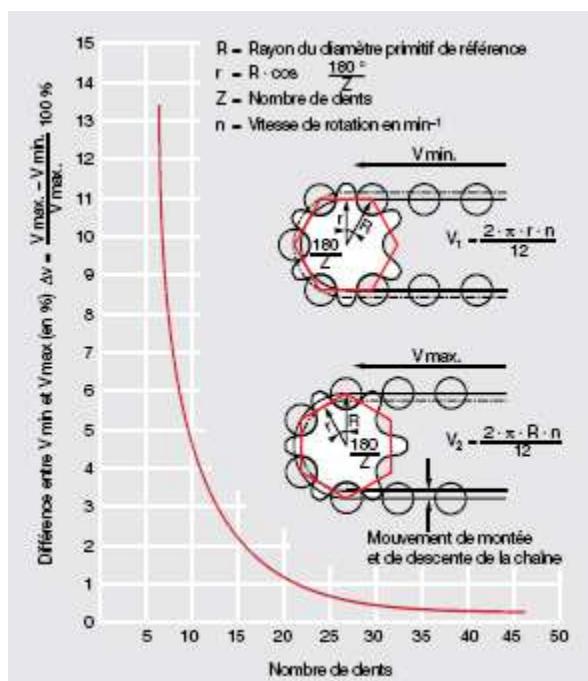


Figure 6: Diagramme de la différence v_{\min} et v_{\max} en fonction du nombre de dents

D'après le diagramme nous aurons :

$$\Delta v = 1,5\%$$

Connaissant l'angle au centre :

$$\alpha = \frac{360}{2z}$$

b) Diamètre primitif de la roue (1) et du pignon (2) :

Comme formule, nous avons le diamètre primitif :

$$d_p = \frac{p}{\sin \alpha}$$

Donc :

$$d_{p1}=614,64\text{mm}$$

$$d_{p2}=138,23 \text{ mm} \quad (2-7)$$

c) Entraxe :

$$a=30^*\text{Pas}$$

$$a=762 \text{ mm}$$

d) Entraxe en nombre de maillons :

$$a_n=30$$

e) Longueur de la chaîne :

Soient :

z_1 : le nombre de dents de la roue menante

z_2 : le nombre de dents de la roue menée

a_n : l'entraxe en nombre de maillons

L : la longueur de la chaîne en maillons (2-8)

i : le rapport de transmission

$$L = 2a + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{\left(\frac{z_1 - z_2}{2\pi}\right)^2}{a} + \frac{\left(\frac{z_1 - z_2}{2\pi}\right)^4}{12a^3}$$

Pour $(z_1 - z_2)=59$, nous aurons $\left(\frac{z_1 - z_2}{2\pi}\right)^2 = 88,22469$

D'où

$$L=109,47 \text{ maillons.}$$

On prend $L_{finale}=110$ maillons.

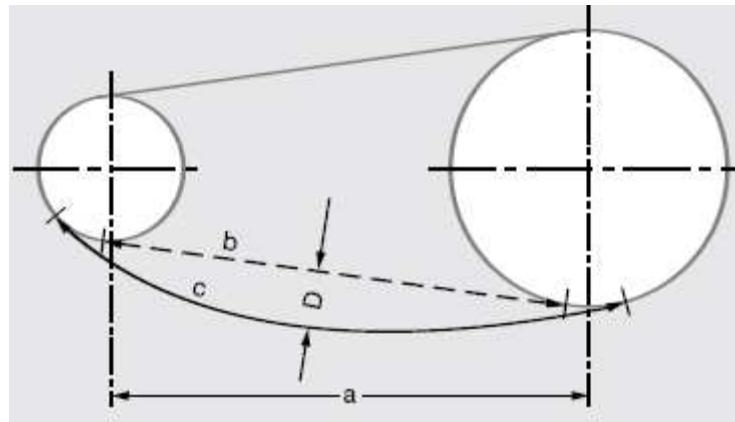
$$L=2794 \text{ mm}$$

Si nous avons un pignon à 76 dents, nous avons un allongement maximal admissible compris entre 2% et 3%. (2-5)

Calcul de l'allongement :

Par interpolation l'allongement=2,7% .

f) Calcul de la flèche de la chaîne m :



(2-9)

Figure 7 : flèche de la chaîne

$$m = \frac{\sqrt{3c^2 - 3E^2}}{4}$$

Avec :

$c=b+\text{allongement de la chaîne}$

En posant $b=E=\text{entraxe}$

$m=151 \text{ mm}$

g) Entraxe réel en nombre de maillons: (2-10)

$$E = \frac{1}{4}L + \frac{1}{8}(z_1 + z_2) + \sqrt{\left(\frac{1}{4}L - \frac{1}{8}(z_1 + z_2)\right)^2 - \frac{1}{2}\left(\frac{z_1 - z_2}{2\pi}\right)^2}$$

$E[\text{maillons}] = 30,29$

$E=769,47 \text{ mm}$

h) Poids de la chaîne : (2-11)

Le poids au mètre est de 2,71 pour un chaîne de type 16 B, donc :

$$\text{Poids}=2,71*L$$

$\text{Poids}=7,571 \text{ kg}$

i) vitesse de la chaîne : (2-12)

D'après Rexnord

$$v = \frac{d.n}{19100}$$

j) Caractéristique de la chaîne :

- diamètre des rouleaux d=15,88 mm
- largeur entre plaques intérieures=17,02 mm
- diamètre de l'axe=8,28 mm
- alésage de la douille=8,33 mm
- hauteur de passage de la chaîne=21,34mm
- largeur des plaques intérieures=21,08 mm
- largeur des plaques extérieures et interne=21,08 mm
- cote de position des cambrages=11,15 mm
- cote de position des plaques coudées=11,15 mm
- jeu disponible pour le débattement des maillons coudes=0,13 mm
- pas transversal=31,88 mm
- largeur extérieure des maillons intérieures=25,45 mm
- largeur intérieure des maillons extérieures=25,58 mm
- largeur hors tout sur axes rives=36,1 mm-68 mm-99,9 mm
- dépassement des axes de jonction=5,4 mm
- charge de mesure= 50 daN (pour un chaîne simple)
- charge de rupture minimale= 4225 daN (pour un chaîne simple)

(2-13)

k) Diamètre extérieur :

$$d_e = d_p + d$$

$$d_{e1} = 630,52 \text{ mm}$$

$$d_{e2} = 154,11 \text{ mm}$$

(2-14)

l) Diamètre intérieur :

$$d_i = d_p - d$$

$$d_{i1} = 598,76 \text{ mm}$$

$$d_{i2} = 122,35 \text{ mm}$$

m) Puissance admissible :

Coefficient d'impact y :

La puissance à transmettre doit être corrigée en fonction du type des machines d'entraînement et à entraîner.

Machine d'entrainement			
Machine entraînée	Moteur à combustion interne équipé d'une transmission hydraulique	Moteur électrique	Moteur à combustion interne équipé d'une transmission mécanique
Fonctionnement sans a coup	1,0	1,0	1,2
Charge d'impact moyenne	1,2	1,3	1,4
Charge d'impact intensive	1,4	1,5	1,7

Tableau 5 : Coefficient d'impact y

Types de charges d'impact :

Fonctionnement sans a coup	Charge d'impact moyenne	Charge d'impact intensive
Machines avec une absorption régulière de puissance, sans sens de rotation réversible	Machines avec une absorption de puissance irrégulière et un sens de rotation réversible	Machines avec une absorption de puissance élevée et irrégulière pour un sens de rotation réversible
Transporteurs continus, ventilateurs, pompes centrifuges, agitateurs	Machines outils, pompes à piston, machines textiles, machines de traitement du bois	Engins routiers, scarificateurs d'asphalte, tritureuses, entraînements de pelle excavatrices
Entraînements par tambours avec une absorption de puissance constante, sans sens de rotation réversible	Monte-charges, transélévateurs, entraînements par tambours avec sens de rotation réversible	Pressage, estampage, entraînement par tambours avec inversion de marche par a coups

(2-15)

Tableau 6 : Types de charges d'impact

$$W_k = W \cdot y$$

Avec $y=1$

$$W_k = 450 \text{ W}$$

(2-16)

n) Puissance tabulaire :

$$W_T = \frac{W_K}{MF}$$

$$W_T = 264,7 \text{ N}$$

o) Efforts agissant sur la chaîne :

$F_1[\text{N}]$: effort du à la puissance à transmettre

$F_2[\text{N}]$: effort du à la force centrifuge

$F_3[\text{N}]$: effort caténaire

$W[\text{W}]$: puissance à transmettre

$v[\text{m /s}]$: vitesse linéaire

$n_1 [\text{tours/min}]$: vitesse de la roue

$n_2[\text{tours/min}]$: vitesse du pignon

$d_{p1} [\text{mm}]$: diamètre primitif de la roue

$d_{p2} [\text{mm}]$: diamètre primitif du pignon

z_1 : nombre de dents de la roue

z_2 : nombre de dents du pignon

$P [\text{mm}]$: pas de la chaîne

$Q [\text{kg}]$: poids d'un mètre de chaîne

$M [\text{mm}]$: mou en mètre

$D [\text{mm}]$: flèche de la chaîne

$L [\text{mm}]$: distance de l'entraxe

(2-17)

$$F_1 = \frac{P}{\omega_2 \cdot r_2}$$

(2-18)

$$F_1 = 1158,89 \text{ N}$$

$$F_2 = \frac{2 \cdot q \cdot V^2}{D_p}$$

Comme $v=0,39 \text{ m/s}$,

$$F_2 = 1,34 \text{ N}$$

$$F_2=5,97 \text{ N} \quad (2-19)$$

$$F_3 = g \left(\frac{QL^2}{8D} + QD \right)$$

$$F_3=17,05 \text{ N}$$

F_2, F_2' et F_3 sont négligeable devant F_1 . Seul F_1 sera considérée dans la suite des calculs.

p) Poids de la roue et du pignon : (2-20)

$$P_i = m_i \cdot g = d \cdot \rho_0 \cdot v_i \cdot g \quad (2-21)$$

$$v_i = \frac{\pi b_1}{4} (d_{ei}^2 - z_i d_1^2)$$

b_1 =largeur entre plaques intérieures

d_1 =diamètre du rouleau

Volume de la roue (1)= 0,005 m^3

Volume du pignon (2)=0,0002 m^3

En prenant pour l'acier la densité égal à 7,8.

Poids de la roue (1)=387,03 N

Poids du pignon (2)=19,90 N

8. Dimensionnement des arbres :

a) Moment de torsion : (2-22)

$$M_t = \frac{p}{W} \quad (2-23)$$

$$W = 2 * \pi * n$$

$$M_{t1}=358,10 \text{ N.m}$$

$$M_{t2}=80,10 \text{ N.m}$$

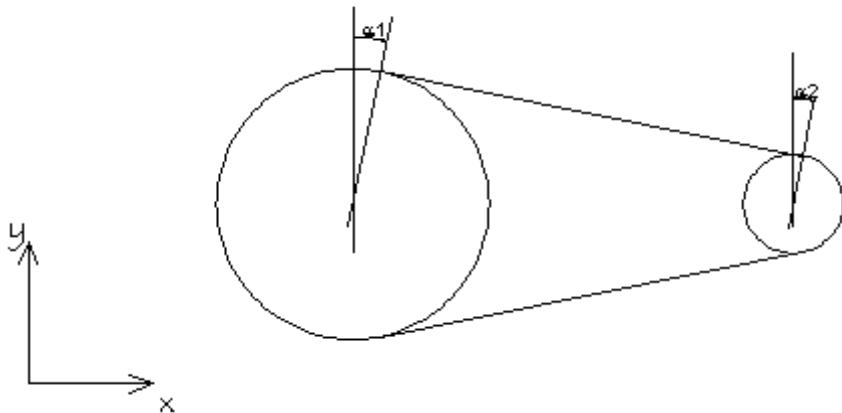


Figure 8 :Angle α

$$\alpha = \frac{180}{z} \quad (2-24)$$

$$\alpha_1=10,58 \text{ degré}$$

$$\alpha_2=2,36 \text{ degré}$$

Pour la roue 1 :

➤ Suivant (Ox)

$$F_{1x}=1139,18 \text{ N}=F_t$$

➤ Suivant (Oy)

$$F_{1y}=212,78 \text{ N}=F_r$$

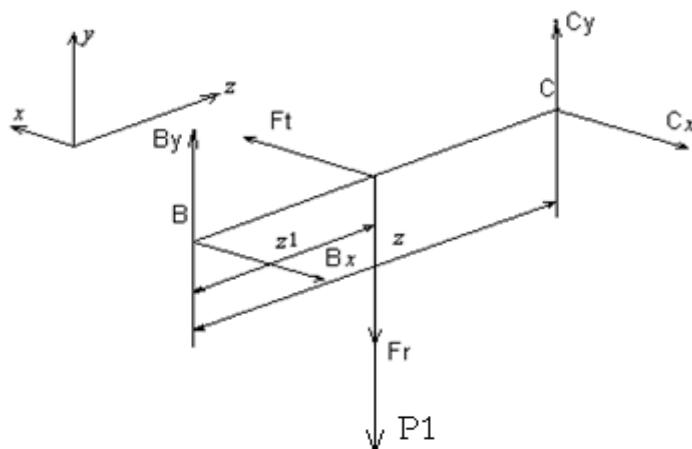


Figure 9: Bilan des forces soumises sur les paliers B et C

$$z_1 = \frac{z}{2} = 70 \text{ mm}$$

$$\sum M / B = 0$$

$$\Rightarrow C_x = F_t \frac{z_1}{z} = 569,59 N$$

$$\Rightarrow C_y = F_r \frac{z_1}{z} + P_1 \frac{z_1}{z} = 300 N$$

$$\sum M / C = 0$$

$$\Rightarrow B_x = F_r \frac{z_1}{z} = 569,59 N$$

$$\Rightarrow B_y = F_r \frac{z_1}{z} = 300 N$$

➤ Effort suivant x :

En B, pour z=0 : T_x=-569,59 N

Pour z=z1 : T_x=0 N

En C, T_x=569,59 N

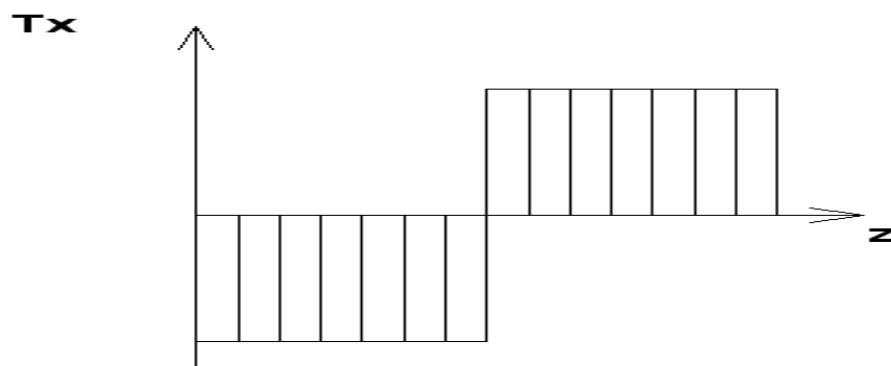


Figure 10 : Diagramme des efforts suivant Ox pour l'arbre de la roue (1)

➤ Effort suivant y :

En B, pour z=0 : T_y=-300 N

Pour z=z1 : T_y=0 N

En C, T_y=300 N

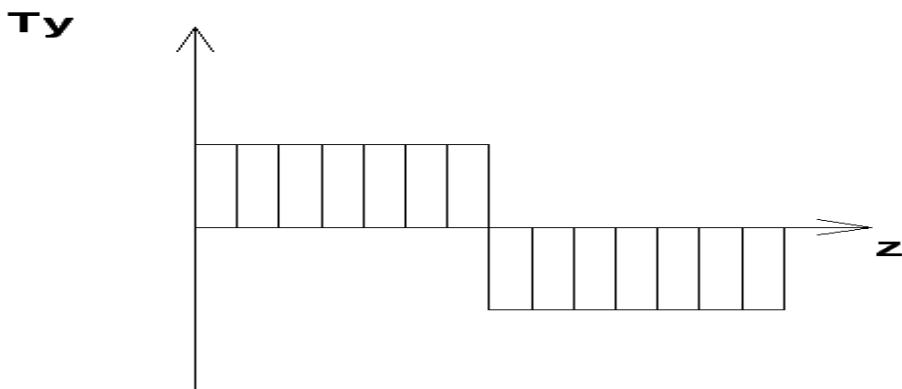


Figure 11: Diagramme des efforts suivant Oy pour l'arbre de la roue (1)

➤ Moment suivant x :

En B, pour $z=0$: $M_x=0$ N.m

Pour $0 < z < z_1$: $M_x = -B_x \cdot z$

Pour $z=z_1$: $M_x = -B_x \cdot z_1 = 39,87$ N.m

Pour $z_1 < z$: $M_x = -B_x \cdot z + (F_r + P_1) \cdot (z - z_1)$

En C, $M_x=0$ N.m

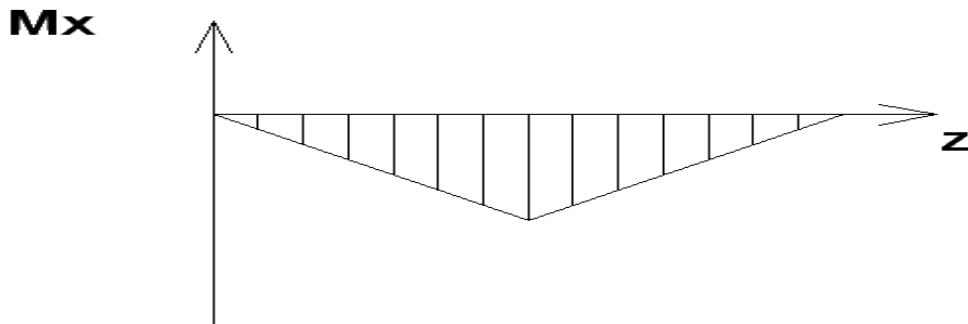


Figure 12: Diagramme des moments suivant Ox pour l'arbre de la roue (1)

➤ Moment suivant y :

En B, pour $z=0$: $M_y=0$ N.m

Pour $0 < z < z_1$: $M_y = B_y \cdot z$

Pour $z=z_1$: $M_y = B_y \cdot z_1 = 21$ N.m

Pour $z_1 < z$: $M_y = -B_y \cdot z + F_t \cdot (z - z_1)$

En C, $M_y=0$ N.m

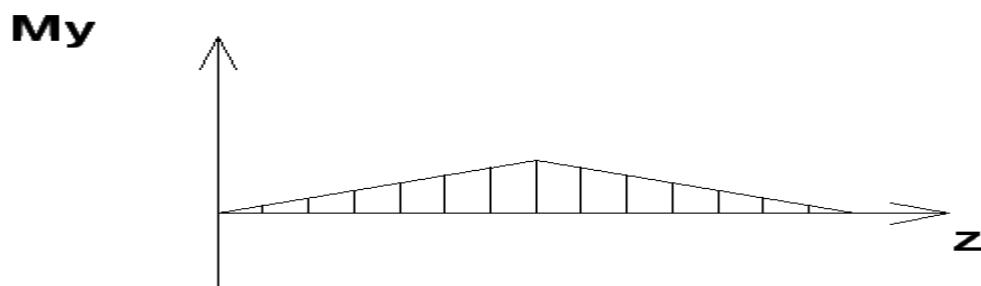


Figure 13: Diagramme des moments suivant Oy pour l'arbre de la roue (1)

b) Diamètre de l'arbre 1 :

Pour un acier **C30** et un coefficient de sécurité **s=4**.

Le moment de flexion maximal est :

$$M_f = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad (2-25)$$

$M_{x\max}=39,87$ N.m

$M_{y\max}=20 \text{ N.m}$

D'où $M_f=44,60 \text{ N.m}$

(1) Etude de flexion :

$$M_{fideal} = \frac{1}{2} M_f + \frac{1}{2} \sqrt{M_f^2 + M_t^2} \quad (2-26)$$

$M_{fideal}=202,73 \text{ N.m}$

On utilise alors la condition de résistance en flexion pour avoir le diamètre, à savoir :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32.s.M_{fideal}}{\pi.\sigma_e}} = 158 \text{ mm} \quad (2-27)$$

(2) Etude de torsion :

$$M_{tideal} = \sqrt{M_f^2 + M_t^2} \quad (2-28)$$

$M_{tideal}=360,86 \text{ N.m}$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16.s.M_{tideal}}{\pi.\sigma_e}} = 150 \text{ mm} \quad (2-29)$$

D'où le diamètre de l'arbre $d_8 = 180 \text{ mm}$

Pour le pignon 2 :

➤ Suivant (0x) :

$F_{2x}=1157,4 \text{ N}=F_{t2}$

➤ Suivant (0y) :

$F_{2y}=47,7 \text{ N}=F_{r2}$

$P_2=19,90 \text{ N}$

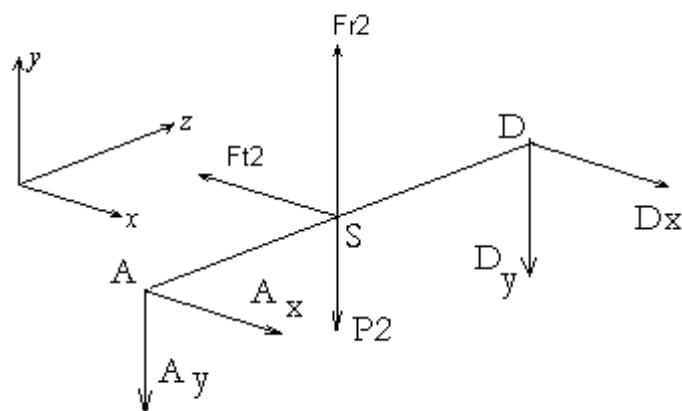


Figure 14:Bilan des forces soumises aux paliers A et D

Si : $[AS]=[SD]=70\text{mm}$

$$\sum M / A = 0$$

$$\Rightarrow D_x = 578,7 \text{ N}$$

$$\Rightarrow D_y = 13,9 \text{ N}$$

$$\sum M / D = 0$$

$$\Rightarrow A_x = 578,7 \text{ N}$$

$$\Rightarrow A_y = 13,9 \text{ N}$$

➤ Effort suivant x :

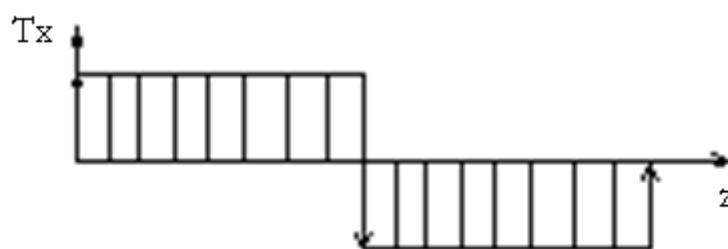


Figure 15 : Diagramme des efforts suivant Ox pour l'arbre du pignon (2)

➤ Effort suivant y :

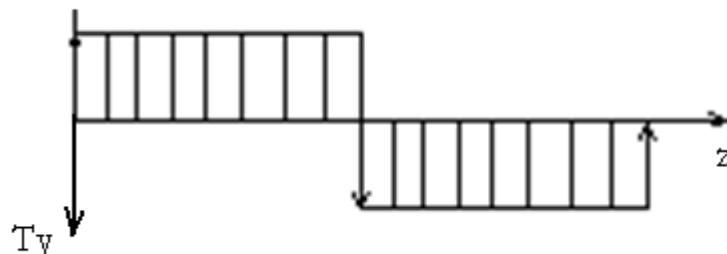


Figure 16: Diagramme des efforts suivant Oy pour l'arbre du pignon (2)

➤ Moment suivant x :

Entre A et S

$$M_x = A_x * z \quad \text{pour } z=0, M_x=0$$

$$\quad \text{pour } z=70, M_x = 40509 \text{ N.mm}$$

Entre S et D

$$M_x = A_x \cdot z - F_{t2} \cdot (z-70) \quad \text{pour } z=70, M_x = 40509 \text{ N.mm}$$

En D

$$M_x = 0$$

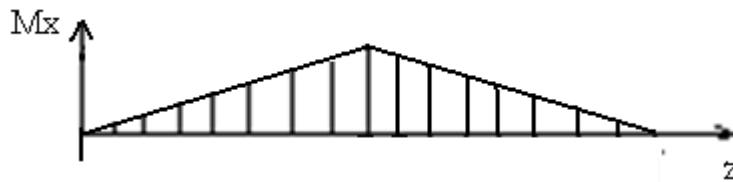


Figure 17 : Diagramme des moments suivant Ox pour l'arbre du pignon (2)

➤ Moment suivant y :

Entre A et S

$$M_y = -A_y \cdot z \quad \text{pour } z=0, M_y=0$$

$$\quad \quad \quad \text{pour } z=70, M_y=-973 \text{ N.mm}$$

Entre S et D

$$M_y = -A_y \cdot z + (F_{r2} - P_2) \cdot (z - 70) \quad \text{pour } z=70, M_y=-973 \text{ N.mm}$$

En D

$$M_y = 0$$



Figure 18: Diagramme des moments suivant Oy pour l'arbre du pignon (2)

c) Diamètre de l'arbre 2 :

Avec un acier C30 et un coefficient de sécurité s=4.

Pour :

$$M_{x\max} = 40,509 \text{ N.m}$$

$$M_{y\max} = 0,973 \text{ m}$$

D'après(2-25), M_f=40,52 N.m

(1) Etude de flexion :

D'après (2-26) et (2-27), nous aurons :

$$d \geq 20 \text{ mm}$$

(2) Etude de torsion :

D'après (2-28) et (2-29), nous aurons :

$$d \geq 18 \text{ mm}$$

On prend un diamètre d₁₂=30 mm

9. Calcul du rendement de la chaîne :

Puissance reçue :

$$P_{recue} = F_2 \cdot r_2 \cdot \omega_2$$

$$P_{recue} = 449,80 \text{ W}$$

$$\eta_{chaine} = \frac{P_{recue}}{P_{transmise}}$$

$$\eta_{chaine} = 99\%$$

10. Dimensionnement des clavettes :

a) Clavette de la roue (1):

Nous avons :

$$l_{nec} = \frac{M_t}{p_a \left(\frac{d}{2} \right) h_i}$$

Pour $d=180 \text{ mm}$, nous obtenons :

$$a = 45$$

$$j = d_1 - 15 = 165$$

$$b = 25$$

$$k = d_1 + 10,4 = 190,4$$

$$s_{min} = 1,6$$

$$h_1 = d_1 - j - s = 13,4 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow h_i = h_2 < h_1$$

$$h_2 = k - d_1 - s = 8,8 \text{ mm}$$

Nous avons une clavette A60 avec $p_a = 30 \text{ N / mm}^2$

Donc avec : $m_{t1} = 80400 \text{ N.mm}$

Nous obtenons :

$$l_{nec1} = 15 \text{ mm}$$

$$\text{Or, } l_{C1} = l_{nec1} + a \quad \Rightarrow \quad l_{C1} = 60 \text{ mm}$$

l_{C1} est choisie suivant la norme NFE 01-001, d'où:

Une clavette parallèle, forme A, 40x22x60 pour la roue (1).

b) Clavette du pignon (2):

Pour $d_2 = 30 \text{ mm}$:

$$a = 10$$

$$j = d_2 - 5 = 25$$

$$b = 8$$

$$k = d_2 + 3.3 = 33,3$$

$$s = 0.4$$

$$\begin{aligned} h_1 &= 4,6 \text{ mm} \\ h_2 &= 2,9 \text{ mm} \end{aligned} \Rightarrow h_i = h_2$$

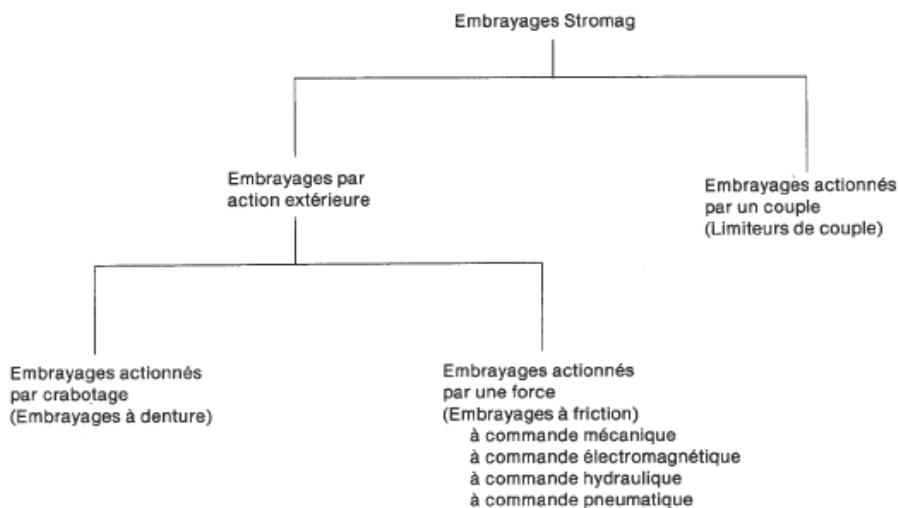
Donc ; $l_{nec2} = 61,37 \text{ mm}$

D'où : $l_{C2} = l_{nec2} + a$

$$l_{C2} = 71,37 \text{ mm}$$

Soit une clavette parallèle, forme A, 10x8x80 pour le pignon (2)

D. EMBRAYAGE :



1. Rôle des embrayages.

Les embrayages ont pour but de transmettre une puissance entre 2 arbres sans modification du couple ni de la vitesse, avec possibilité de rendre les 2 arbres solidaires (embrayés) ou indépendants (débrayés).

2. Classification des embrayages.

a) Embrayages par obstacles.

La liaison est par obstacles.

La commande ne peut être faite qu'à l'arrêt.

Pas de progressivité.

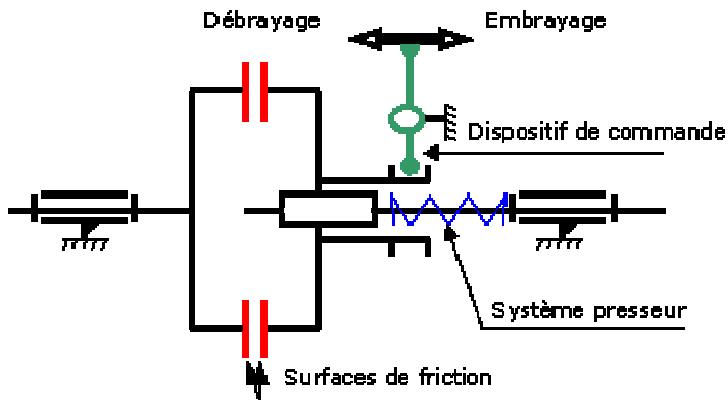
b) Embrayage à friction

- La liaison est obtenue par adhérence.
- La commande peut se faire pendant la marche.
- Possibilité de progressivité.

(1) Constituants.

- Dispositif de commande
- Système presseur
- Surfaces de friction
- Embrayage

- Débrayage



(2) conditions à remplir.

- marche normale sans glissement.
- débrayage complet sans risque de glissement.
- construction robuste, entretien minimal, réglages faciles.

Embrayage à disques :

La fonction consiste à transmettre aux machines réceptrices soit directement soit par l'intermédiaire d'autres machines des couples et de les interrompre.

Définition d'un couple :

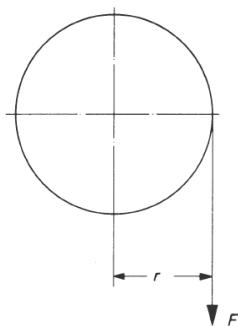


Figure 19 : Définition d'un couple

Couples des machines motrices :

La courbe de ces machines est un des caractéristiques à tenir compte pour le choix de l'embrayage.

Dans notre cas, la machine motrice est une turbine.

Courbe caractéristique :

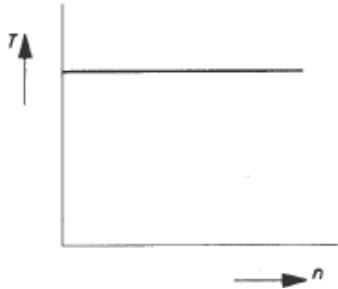
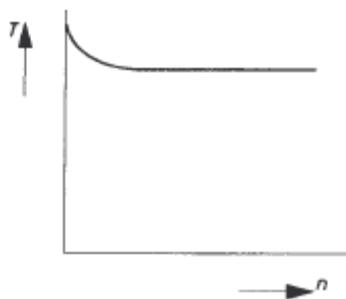


Figure 20 : Courbe caractéristique d'une turbine

Couples des machines réceptrices :

L'évolution du couple de ces machines dépend de l'état de charge de celle-ci.

Evolution du couple de la machine :



Couple $T=\text{constante}$

Figure 21 : Evolution du couple de la machine réceptrice

(3) Dimensionnement de l'embrayage :

Soient :

$r - r'$ [mm]: rayons extérieur et intérieur des surfaces frottantes en mètre

S: nombre de disques (pair)

p_u [N/mm²] pression unitaire par m²

D_m [mm]: diamètre moyen des surfaces frottantes en mètre

l : largeur de la couronne frottante en mètre

T : couple moteur

F_{emb} : effort d'embrayage

(2-30)

$$F_{emb} = \pi \cdot p \cdot (r^2 - r'^2) = \pi \cdot D_m \cdot l \cdot p_u$$

$$S = \frac{3 \cdot T \cdot (r^2 - r'^2)}{4 \cdot F \cdot f \cdot (r^3 - r'^3)} = \frac{3 \cdot T}{4 \cdot \pi \cdot p \cdot f \cdot (r^3 - r'^3)} \quad (2-31)$$

Les disques sont souvent alternes bronze et acier

$f = 0,04$ dans l'huile

$f = 0,3$ pour un fonctionnement a sec

$f = 0,2$ pour un graissage

si nous avons $r' = 0,6r$ tout en travaillant a sec avec $r' = 42$ mm et $p = 0,75$ MPa :

$$F = 7389 \text{ N}$$

Avec un couple moteur $T=M_{t2}=80,10 \text{ N.m}$:

$$S=2$$

(4) Dimensionnement du ressort :

(a) Théorie :

Le ressort utilisé pour assurer la friction entre les deux lamelles.

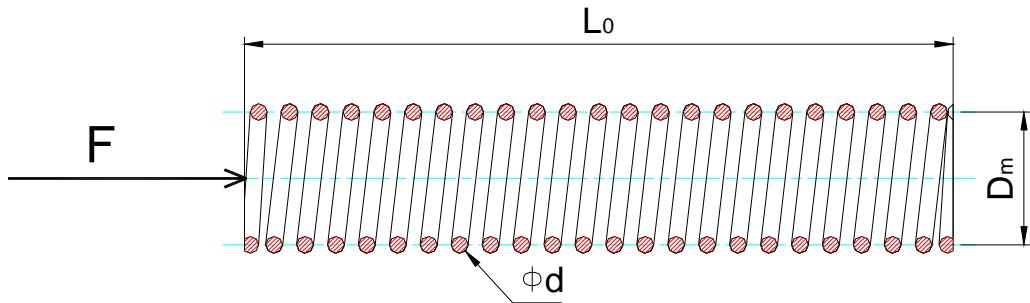


Figure 22: Vue en coupe longitudinale d'un ressort à boudin

(b) La contrainte de torsion :

(i) Expression simple :

La contrainte de torsion est déterminée par la relation suivante :

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} \text{ avec } \begin{cases} M_t = F \cdot \frac{D_m}{2} \\ W_p = \frac{\pi d^3}{16} \end{cases} \quad (2-33)$$

Où finalement

$$\tau_t = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{D_m}{d^3} \cdot F \quad (2-34)$$

La contrainte de torsion en pratique :

$$\tau_{tp} = K \tau_t = K \frac{8}{\pi} \cdot \frac{D_m}{d^3} \cdot F \quad (2-35)$$

Calcul des éléments du ressort :

Calcul du diamètre du fil :

D'après la condition de résistance la contrainte maximale appliquée au fil du ressort doit être inférieure à la contrainte de torsion admissible. Or nous avons travaillé avec une charge dynamique, alors il faut tenir compte du coefficient de correction K qui est déterminé ainsi :

$$K = \frac{4m - 1}{4m - 4} + \frac{0,615}{m} \quad (2-36)$$

Et en posant $m = d_m/d_{\text{ressort}}$; ou $d_m = m \cdot d_{\text{ressort}}$

La contrainte de torsion du fil se détermine ainsi :

$$\tau_{t,p} = K \cdot \frac{8}{\pi} \cdot \frac{D_m}{d^3} \cdot F \leq \tau_{t,adm} ; \quad (2-37)$$

(c) Matériaux :

Le matériau constitutif est l'acier inoxydable (acier Nickel au Chrome) de très haute qualité d'usinage dont la contrainte tangentielle admissible est de : $\tau_{adm} = 290[\text{N/mm}^2]$ et le module d'élasticité transversale est de : $G = 8.104 [\text{N/mm}^2]$

Alors le diamètre du fil est donc :

$$d \geq \sqrt{K \cdot \frac{8}{\pi} \cdot \frac{F \cdot m}{\tau_{t,adm}}} \quad (2-38)$$

Et pour la construction, nous avons adopté un coefficient de correction dont le rapport de diamètre moyen par le diamètre du fil est de $m = 8$

$$\text{Où : } K = \frac{4 \times 8 - 1}{4 \times 8 - 4} + \frac{0,615}{8} = 1,184$$

Alors $F=7389 \text{ N}$

$$d_{\text{ressort}} \geq 8,50 \text{ mm}$$

Et suivant la norme nous avons choisi : $d_{\text{ressort}} = 9,2 \text{ mm}$

Nous pouvons déduire : $d_m = 68 \text{ mm}$

(d) Calcul de la longueur libre du ressort :

Sur toute la longueur du ressort, le guidage est assuré, alors la longueur libre est déterminée ainsi : $L_0 \geq 5(D_i + d)$

Alors dans ce cas, choisissons $L_0 = 386 \text{ mm}$

(e) Calcul du nombre de spires actives

Puisque :

$$L_0 = nP + 1,5d_{\text{ressort}} \quad (2-39)$$

avec $P = 30$, $n = 12$ spires.

(f) Caractéristiques du ressort :

Diamètre du fil : $d_{\text{ressort}} = 9,2 \text{ mm}$

Diamètre moyen : $d_m = 68 \text{ mm}$

Pas : $P = 7,629 \text{ mm}$

Nombre de spires actives : $n = 12$

E. TRANSMISSION PAR ENGRÈNAGE :

1. Généralités:

a) Définition:

Un engrenage est un ensemble de deux roues munies de dents assurant un entraînement dit positif (sans glissement possible) entre deux axes peu éloignés l'un de l'autre.

ENGRENAGE A DENTURE DROITE :

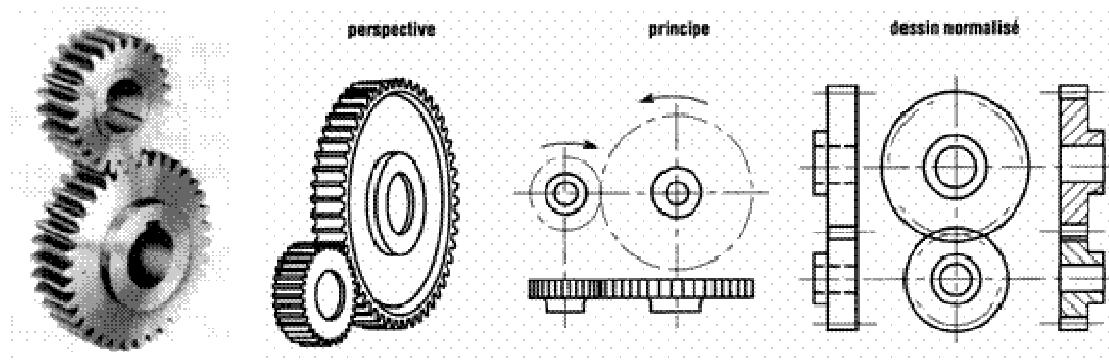


Figure 23:engrenage a denture droite

b) Dimensions normalisées:

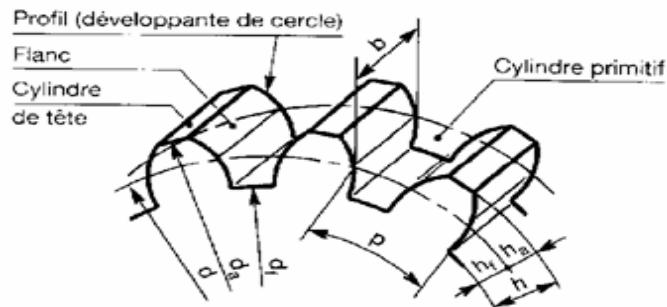


Figure 24 : Dimensions normalisées d'un engrenage

Nombre de dents	Z	Creux	$hf = 1,25 \text{ m}$
Module	m	Hauteur de dent	$h = 2,25 \text{ m}$
Diamètre primitif	$d = m.Z$	Largeur de dent	b
Saillie	$ha = m$	Pas au primitif	$p=\pi m$

2. Dimensionnement des roues et pignons :

a) Roue (3) et pignon (4)

Comme l'arbre transmet un même couple pour la roue du second multiplicateur :

$$M_{t2}=M_{teng3}=80,10 \text{ N.m}$$

$$F_{teng3} = \frac{2000.M_{t2}}{d_{p3}} = 1335N$$

$$F_{reng3} = F_{teng3} \cdot \tan \alpha_0 = 485,90N$$

Nous allons prendre les données suivantes :

☞ **Puissance=450 W**

☞ **i=1/5**

☞ **n3=53,65 tr/min**

☞ **Angle de pression normale $\alpha=20^\circ$**

(1) Moment de torsion+flexion :

$$M_t = \frac{P}{\omega} \quad (2-40)$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (2-41)$$

$$M_t = 80,09 \text{ N.m}$$

$$W_t = \frac{M_t}{\tau_t} \quad (2-42)$$

$$\tau_t = 18 \text{ N / mm}^2$$

$$W_t = 4450 \text{ mm}^3$$

$$W_z = \frac{W_t}{2} \quad (2-43)$$

$$W_z = 2225 \text{ mm}^3$$

$$M_f = W_z \sigma_f \quad (2-44)$$

$$\sigma_f = 27 \text{ kgf / mm}^2$$

$$M_f = 58,89 \text{ N.m}$$

$$M_c = \sqrt{M_f^2 + \left(\frac{a}{2} M_t \right)^2} \quad (2-45)$$

Avec pour un arbre plein $a=1,2$

$$M_c = 85,54 \text{ N.m}$$

(2) Rapport de largeur de dents :

$$\frac{b}{d_{p3}} = 0,3 + \frac{i}{20} = 0,31$$

$$(3) \quad \underline{\text{Diamètre primitif de la roue :}} \quad (2-46)$$

Les facteurs intervenants :

(a) Facteur d'application :

C'est un facteur dépendant du type de machine motrice et ces heures de fonctionnement. Il est note par K_I .

Comme la machine fonctionne en continu, $K_I=1,5$.

(b) Facteur dynamique K_V :

Ce facteur tient compte de la charge dynamique interne de l'organe telle que la déformation élastique des arbres, des paliers et de carter. Aussi il est fonction de la vibration avec les dents conjuguées c'est-à-dire de la rigidité des dents, des arbres et du carter.

Pour notre cas, $K_V=1,175$.

(c) Facteur de distribution de charge longitudinale K_{HB} :

Ce facteur tient compte de la distribution de charge longitudinale le long de la largeur de la denture. Sa valeur sera $K_{HB}=0,85$.

(d) Facteur de lubrification K_L :

Comme son nom l'indique, il tient compte de la lubrification.

Ici, $K_L=0,85$.

(e) Facteur de dimension K_{HR} :

En général, nous prenons sa valeur à l'unité car il ne tient compte que de la dimension de l'organe. Donc $K_{HR}=1$.

(f) Facteur de rugosité Z_R :

Sa valeur est prise en fonction de la rugosité des flancs de la denture. La valeur de la rugosité maximale est de $R_a=3,2\mu m$ et le facteur sera : $Z_R=1$.

Caractéristiques des matériaux constituants les engrenages :

- ❖ acier allié de cémentation : C15
- ❖ limite d'endurance à la rupture : $S_{Flim} = 22,54 \text{ daN/mm}^2$
- ❖ pression de Hertz : $S_{Hlim} = 156,86 \text{ daN/mm}^2$
- ❖ coefficient de sécurité : $\delta_{Hlim} = 1,3$

$$d_{p3} > 245 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{i+1}{i} \cdot Q_{HA} \cdot \left(Q_{H\beta} \cdot \frac{\delta_{H\min}}{Q_{HD} \cdot \sigma_{H\min}} \right)^2 \right) \frac{Mc}{b}} \cdot \frac{b}{d_{o3}}$$

Avec

$$Q_{HA} = K_I \cdot K_V \cdot K_{H\beta} = 1,5 \cdot 1,175 \cdot 1,1 = 1,93875$$

$$Q_{H\beta} = Z_H \cdot Z_\tau \sqrt{K_{H\alpha}}$$

Le facteur $K_{H\alpha}$ sera déterminé par :

$$K_{H\alpha} = 1 + 2(q_L - 0,5) \left(\frac{1}{Z_\varepsilon^2} - 1 \right)$$

Avec la bonne qualité de la denture, on a : $q_L = 0,5$ donc $K_{H\alpha} = 1$

D'après le diagramme des facteurs de recouvrement $Z_\varepsilon = 0,89$

D'après le diagramme des coefficients Z_H , nous avons $Z_H = 1,3$

Le facteur de forme de la denture $Z_H = 1,7$. Donc la valeur du coefficient sera

$$Q_{H\beta} = \sqrt{1,035} \cdot 1,57 \cdot 0,983 = 1,57$$

La valeur du facteur $Q_{HD} = K_L \cdot K_{HX} \cdot Z_r \cdot Z_V = 0,85 \cdot 1 \cdot 1,00 \cdot 1,02 = 0,867$

$d_{p3} > 85,12 \text{ mm}$

on prendra :

$d_{p3} = 150 \text{ mm}$

(4) Largeur de la denture de la roue :

$$b = \left(\frac{b}{d_{p3}} \right) d_{p3}$$

$b_3 = 46,5 \text{ mm}$

(5) Module :

(2-47)

$$m = \frac{F_0}{b} Q_{FA} \cdot Q_{FB} \cdot Y_F \cdot \frac{S_{F \min}}{Q_{FD} \cdot \sigma_{F \lim}}$$

Avant de calculer le module m , on déterminer les différents variables dans l'expression.

✓ $Q_{FA} = K_I \cdot K_V \cdot K_{F\beta}$

(2-48)

Avec :

$$K_{F\beta} = \frac{1 + K_{H\beta}}{2} = 0,925$$

D'où : $Q_{FA} = 1,63$

✓ $Q_{F\beta} = Y_e \cdot K_{F\alpha} \cdot Y_\beta$

Nous avons :

$$\varepsilon_p = 3 \cdot Z_\varepsilon^2 - 4$$

Avec $Y_\varepsilon = 0,615$: facteur de conduite

K_{Fa} : le facteur de répartition de charge transversale que l'on peut déterminer par la relation suivante : $K_{Fa} = 1 - 2(\varepsilon_p - 1)(q_L - 0,5)$; Or $q_L = 0,5$

D'où $K_{Fa} = 1$

Y_β : facteur d'inclinaison qui est égal à l'unité.

D'où $Q_{FB} = 1,44$

Y_F : facteur de forme qui est égal à 2,15.

$\delta_{Flim} = 1,7$

$$\checkmark \quad Q_{FD} = Y_S \cdot K_{Fx}$$

Avec Y_S : facteur de concentration de contrainte égal à 0,5

K_{Fx} : le facteur de dimension, égal à 1

D'où $Q_{FD} = 0,5$

m=1,7483

Donc nous allons prendre un module normalisé dans la série principale égal à **2**.

(6) Nombre de dents du pignon:

$$Z_3 = \frac{d_{p3}}{m}$$

Nous aurons **Z₃=75 dents**.

(7) Nombre de dents normales du pignon :

$$Z_n = \frac{Z_n}{Z} \cdot Z_3 \quad (2-49)$$

Avec

$$\frac{Z_n}{Z} = \frac{1}{\cos^3 \beta_0} \quad (2-50)$$

$$m = \frac{m_n}{\cos(\beta_o)} \quad (2-51)$$

(8) Nombre de dents de la roue :

$$Z_4 = i \cdot Z_3 \quad (2-52)$$

Z₄=15 dents

(9) Nombre de dents normales de la roue :

De la formule (43), nous aurons : (2-56)
Z_n=17 dents

(10) Rapport de transmission réel :

$$i' = \frac{Z_4}{Z_3}$$

i'=0,20

(11) Vitesse du pignon :

De la formule(1), nous aurons :

$$N_4 = i \cdot N_3$$

N₄=268,25 tr/min

(12) Angle de pression :

(X₁+X₂)=0,3 pour une bonne qualité de denture

$$\operatorname{inv} \alpha = \frac{2(X_1 + X_2)}{Z_1 + Z_2} \operatorname{tg} \alpha_0 + \operatorname{inv} \alpha_0$$

avec $\alpha_0=20^\circ$ d'où $\operatorname{inv} \alpha=0,01733085$

$\alpha=20^\circ 59'40''$

(2-53)

(13) Entraxe :

$$a_0 = \frac{m}{2} (Z_3 + Z_4)$$

$$a = a_0 \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha}$$

a=90,58 mm (2-54)

(14) Somme des coefficients de déport : (2-55)

$$X_1 + X_2 = \frac{(Z_1 + Z_2)(\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_0)}{2 \operatorname{tg} \alpha_0}$$

X₁+X₂=0,2999

Soit X₁=0,15 et X₂=0,1499

(15) Diamètres primitifs de la roue et du pignon :

$$d_{p_i} = m \cdot Z_i$$

d_{p3}=m.Z3=150 mm

d_{p4}=m.Z4=30 mm

(16) Diamètre de cercle de tête :

$$d_{k3} = 2.(a + m_n - m_n X 2) - d_{p4}$$

d_{k3}=153,4mm

d_{k4}=33,4mm

(2-57)

(17) Cercle de base :

$$d_{bI} = d_{pI} \cdot \cos \alpha_0$$

d_{b3}=140,95 mm

d_{b4}=28,19 mm

(2-58)

(18) Rapport de conduite :

$$\varepsilon_p = \frac{\sqrt{d_{k3}^2 - d_{b3}^2} + \sqrt{d_{k4}^2 - d_{b4}^2} - 2a \sin \alpha}{2.m.\pi.\cos \alpha_0}$$

ε_p= 1,14808

(19) Épaisseur des dents :

$$\delta_3 = \delta_4 = \delta = \frac{m.\pi}{2}$$

δ=3,14 mm

(20) Calcul des résistances de matériaux :

(a) Resistance à la rupture :

$$F_{teng} = \frac{2000.Mt2}{dp3} = 1068N$$

$$F_{reng} = F_{teng} \operatorname{tg} \alpha_0 = 388,72N$$

(2-60)

Finalement :

$$F_{b3} = \sqrt{F_{t3}^2 + F_{r3}^2}$$

F_{b3}=1209,48 N

(b) Calcul du couple M_{t4} :

(2-61)

$$M_{t4} = \frac{d_{p4}}{2000} F_{t4}$$

avec $F_{t4}=F_{t3}$ et $F_{r4}=F_{r3}$

$M_{t4}=16,68 \text{ N.m}$

(c) Contrainte au pied de la dent :

➤ Pour la roue :

$$\sigma_{F3} = \frac{W_{F03}}{m_n} \cdot Y_{F3} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \quad (2-62)$$

$$W_{F03} = \frac{F_0}{b_3} \cdot K_I \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \quad (2-63)$$

Avec

$$K_I=1,5$$

$$K_V=1,1$$

$$K_{F\alpha}=1$$

$$K_{F\beta}=0,925$$

D'où $W_{F03}=46,80$

$$Y\beta=0,83$$

$$YF3=2,2$$

$$Y\varepsilon=1$$

$$\sigma_{F3}=52,02 \text{ N/mm}^2$$

➤ Pour le pignon :

$$W_{F03}=46,80$$

$$\sigma_{F3}=52,02 \text{ N/mm}^2$$

(d) Pression d'Hertz :

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{W_{H0}}{d_{p3}} \cdot \frac{i+1}{i}} \cdot Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \quad (2-64)$$

$$Z_M=84,7$$

$$Z_H=1,65$$

$$Z_\varepsilon=0,9$$

$$W_{H0}=45,16$$

$$\sigma_H = 169,05 \text{ N/mm}^2$$

b) Dimensionnement de l'arbre de la roue 3 :

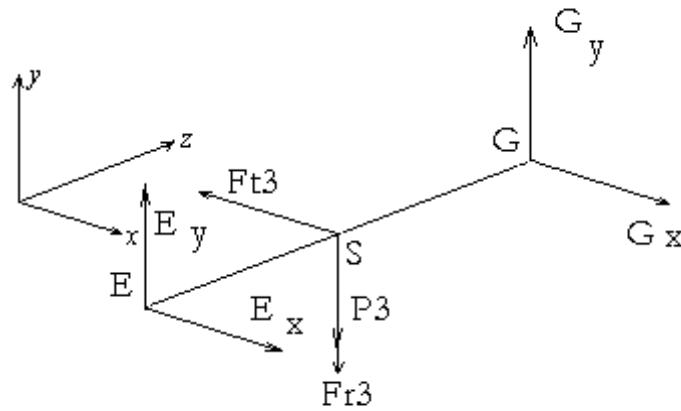


Figure 25 : Bilan des forces soumises au paliers E et G

Nous avons :

$$F_{r3}=1068 \text{ N}$$

$$F_{t3}=338,72 \text{ N}$$

Si : $[ES]=[SG]=70\text{mm}$

$$\begin{aligned} \sum M / E &= 0 \\ \Rightarrow D_x &= 534N \\ \Rightarrow D_y &= 169,36N \\ \sum M / D &= 0 \\ \Rightarrow A_x &= 534N \\ \Rightarrow A_y &= 169,36N \end{aligned}$$

Effort suivant x :

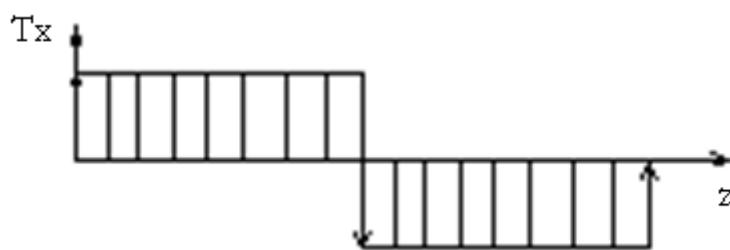


Figure 26 : Diagramme des efforts suivant Ox pour l'arbre (18)

Effort suivant y :

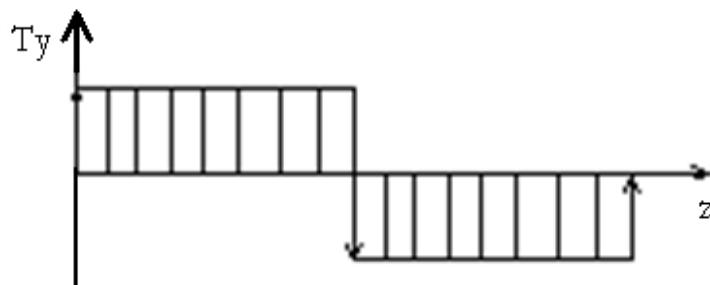


Figure 27: Diagramme des efforts suivant Oy pour l'arbre (18)

Moment suivant x :

Entre E et S

$$M_x = E_x \cdot z \quad \text{pour } z=0, M_x=0$$

$$\quad \quad \quad \text{pour } z=70, M_x = 37380 \text{ N.mm}$$

Entre S et G

$$M_x = E_x \cdot z - F_{t3} \cdot (z-70) \quad \text{pour } z=70, M_x = 37380 \text{ N.mm}$$

En D

$$M_x=0$$

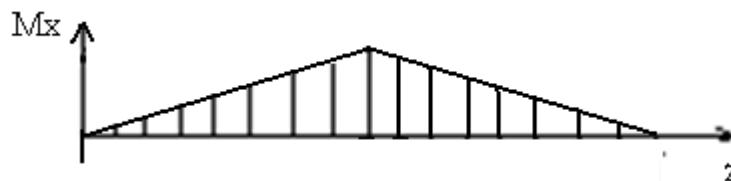


Figure 28 : Diagramme des moments suivant Ox pour l'arbre (18)

Moment suivant y :

Entre E et S

$$M_y = E_y \cdot z \quad \text{pour } z=0, M_y=0$$

$$\quad \quad \quad \text{pour } z=70, M_y=11855,2 \text{ N.mm}$$

Entre S et D

$$M_y = E_y \cdot z - (F_{r2} - P_2) \cdot (z-70) \quad \text{pour } z=70, M_y=11855,2 \text{ N.mm}$$

En D

$$M_y=0$$

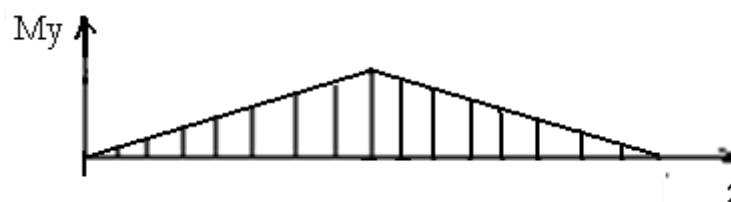


Figure 29 : Diagramme des moments suivant Oy pour l'arbre (18)

En prenant **un acier C30** avec un coefficient de sécurité **s=4**.

Si :

$$M_{x\max}=37,38 \text{ N.m}$$

$$M_{y\max}=11,8552 \text{ N.m}$$

D'où d'après (2-25), $M_f=39,215 \text{ N.m}$

(1) Etude de flexion :

D'après (2-26) et (2-27):

$$M_{f\text{ideal}}=64,19 \text{ N.m}$$

$$d \geq 20mm$$

(2) Etude de torsion :

D'après (2-28) et (2-29):

$$M_{t\text{ideal}}=89,18 \text{ N.m}$$

$$d \geq 18mm$$

Nous prendrons un diamètre $d_{18}= 30 \text{ mm}.$

c) **Roue (5) et pignon (6) :**

Nous allons prendre les données suivantes :

☞ **Puissance=450 W**

☞ **i=1/5,6**

☞ **n₅= 268,25tr/min**

☞ **Angle de pression normale α=20°**

(1) **Moment de torsion+flexion :**

D'après les formules (2-40), (2-41), (2-42), (2-43), (2-44) et (2-45), nous aurons :

$$M_t = 16,01 \text{ N.m}$$

$$W_t = 889,96 \text{ mm}^3$$

$$W_z = 444,98 \text{ mm}^3$$

$$M_f = 11,78 \text{ N.m}$$

Avec pour un arbre pleine $a=1,2$

$$M_c = 16,17 \text{ N.m}$$

(2) **Rapport de largeur de dents :**

$$\frac{b}{d_{p5}} = 0,3 + \frac{1}{20 + 5,6} = 0,308$$

(3) **Diamètre primitif de la roue :**

De la formule (2-46) :

$$d_{p5} > 45,12 \text{ mm}$$

Nous allons prendre

$$d_{p5} = 70 \text{ mm}$$

(4) **largeur de la denture de la roue :**

De la formule (2-47) :

$$b_{56} = 21,625 \text{ mm}$$

(5) **module :**

De la formule (2-48) :

$$m = 1,26$$

donc nous allons prendre un module normalisé dans la série principale de **1,5**.

(6) Nombre de dents du pignon:

De la formule (2-49) :

Nous aurons **Z₅=47 dents**.

(7) Nombre de dents normales du pignon :

De la formule (2-50), (2-51) et (2-52) :

Z_n= 53 dents

(8) Nombre de dents de la roue :

De la formule (2-53) :

Z₆=10 dents

(9) Nombre de dents normales du la roue :

De la formule (2-51) :

Z_n=13 dents

(10) Rapport de transmission réel :

i'=0,19148

Δi=6,25%

(11) Vitesse du pignon :

N₆=1400 tr/min

(12) Angle de pression :

(X₁+X₂)=0,3 pour une bonne qualité de denture

α=21°31'34,46"

(13) Entraxe :

a=43,18 mm

(14) Somme des coefficients de déport :

X₁+X₂=0,2999

(15) Diamètres primitifs de la roue et du pignon :

d_{p5}=m.Z₅=70,5 mm

d_{p6}=m.Z₆=15 mm

(16) Diamètre de cercle de tête :

$$d_{k5}=71,55 \text{ mm}$$

$$d_{k6}=16,55 \text{ mm}$$

(17) Cercle de base :

$$d_{b5}=66,24 \text{ mm}$$

$$d_{b6}=14,09 \text{ mm}$$

(18) Rapport de conduite :

$$\epsilon_p = 0,45735$$

(19) Épaisseur des dents :

$$\delta=2,35 \text{ mm}$$

(20) Calcul des résistances de matériaux :

(a) Resistance à la rupture :

$$F_{t5}=457,42 \text{ N}$$

$$F_{r5}=272,96 \text{ N}$$

$$F_{b5}=532,67 \text{ N}$$

(b) Calcul du couple M_{t6} :

Avec $F_{t6}=F_{t5}$ et $F_{r5}=F_{r6}$

$$M_{t6}=3,069 \text{ N.m}$$

(c) Contrainte au pied de la dent :

Pour la roue :

$$W_{F05}=34,48$$

$$\sigma_{F3}=97,78 \text{ N/mm}^2$$

Pour le pignon :

$$W_{F06}=34,48$$

$$\sigma_{F6}=97,78 \text{ N/mm}^2$$

(d) Pression d'Hertz :

$$W_{H0}=33,37$$

$$\sigma_H=202,25 \text{ N/mm}^2$$

d) Diamètre de l'arbre du pignon 4 :

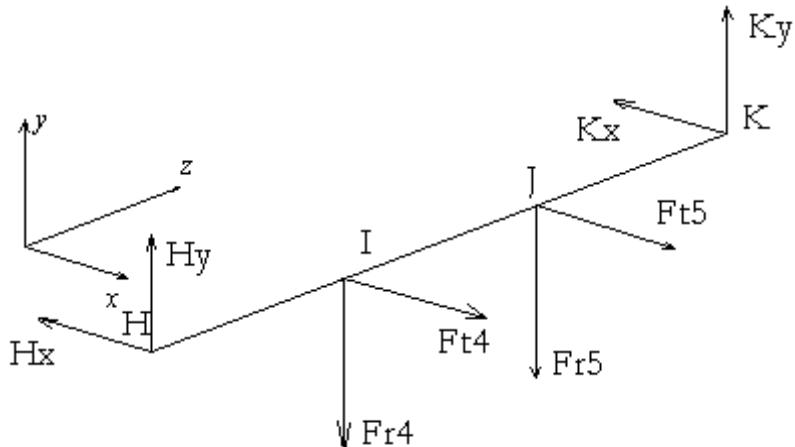


Figure 30 : Bilan des forces agissant au paliers H et K

Nous avons :

$$F_{t4}=1335 \text{ N}$$

$$F_{r4}= 485,90 \text{ N}$$

De même, $M_{t4}=M_{t5}$

$$F_{t5}=457,42 \text{ N}$$

$$F_{r5}=272,96 \text{ N}$$

Donc nous aurons :

$$\begin{aligned} \sum M / H &= 0 \\ \Rightarrow K_x &= 749,95 \text{ N} \\ \Rightarrow K_y &= 343,94 \text{ N} \\ \sum M / K &= 0 \\ \Rightarrow H_x &= 1042,47 \text{ N} \\ \Rightarrow H_y &= 414,92 \text{ N} \end{aligned}$$

❖ Effort suivant x :

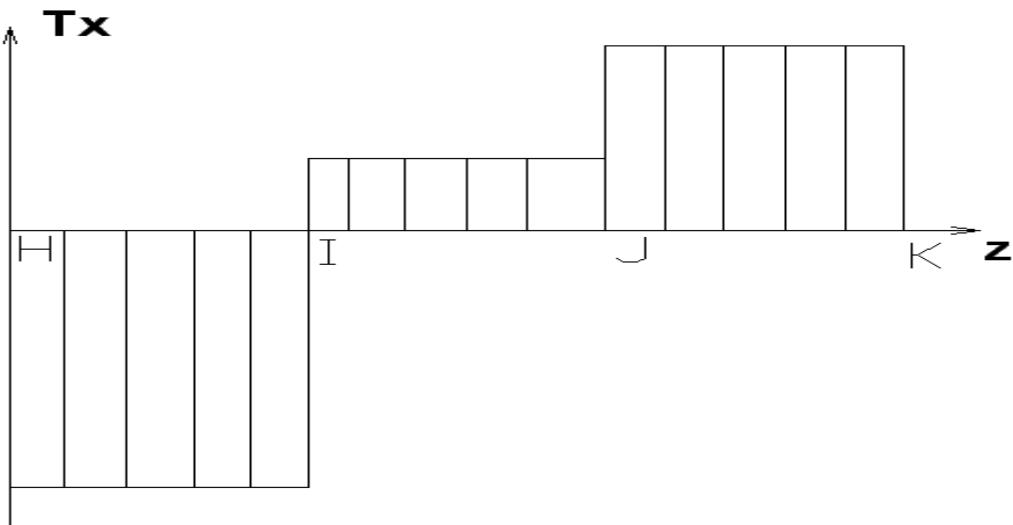


Figure 31: Diagramme des efforts suivant Ox pour l'arbre (4)

❖ Effort suivant y :

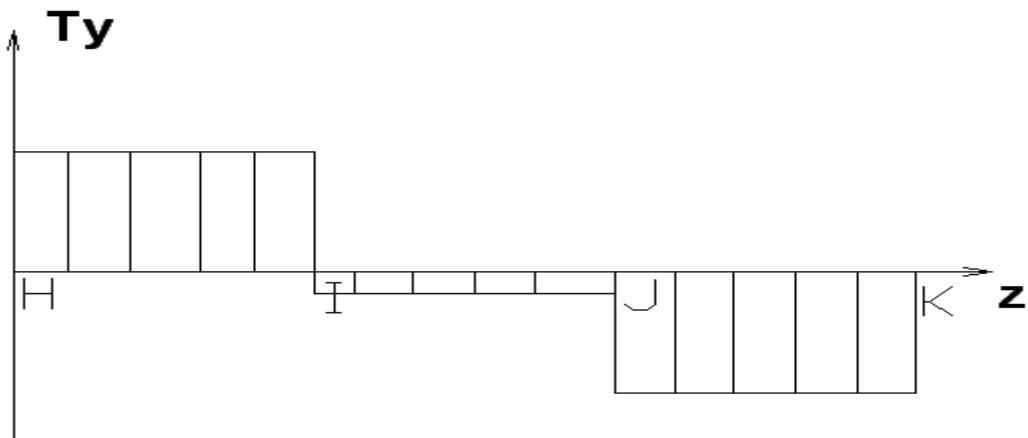


Figure 32: Diagramme des efforts suivant Oy pour l'arbre (4)

❖ Moment suivant x :

Entre H et I

$$M_x = -H_x \cdot z \quad \text{pour } z=0, M_x=0$$

$$\quad \quad \quad \text{pour } z=70, M_x=-72972,9 \text{ N.mm}$$

Entre I et J

$$M_x = -H_x \cdot z + F_{t4} \cdot (z-70) \quad \text{pour } z=70, M_x= -72972,9 \text{ N.mm}$$

pour $z=140$, $M_x=-52495,8 \text{ N.m}$

Entre J et K

$$M_x = -H_x.z + F_{t4}.(z-70) + F_{t5}.(z-140)$$

pour $z=140$, $M_x=-52495,8 \text{ N.m}$

pour $z=210$, $M_x=0$

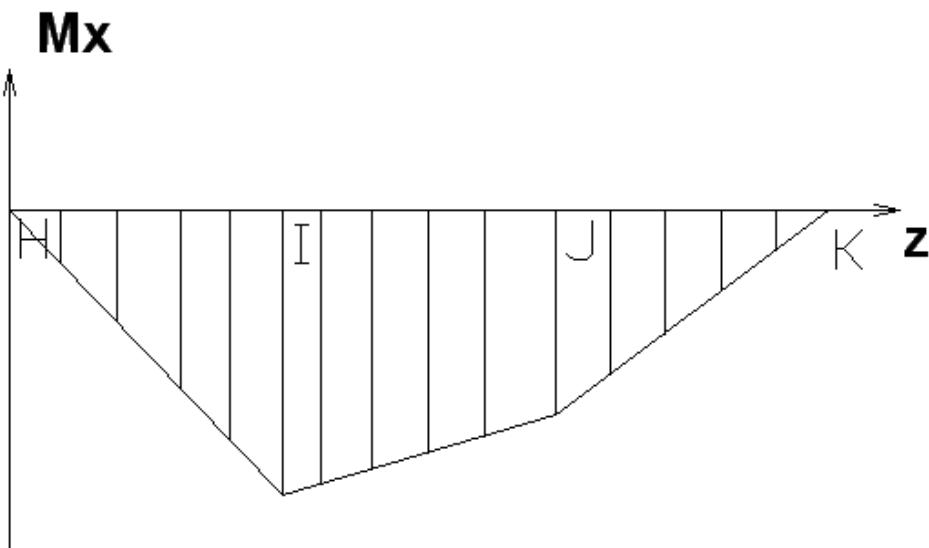


Figure 33: Diagramme des moments suivant Ox pour l'arbre (4)

❖ Moment suivant y :

Entre H et I

$$M_y = H_y.z$$

pour $z=0$, $M_y=0$

pour $z=70$, $M_y=29044,4 \text{ N.mm}$

Entre I et J

$$M_y = H_y.z - F_{r4}.(z-70)$$

pour $z=70$, $M_y=29044,4 \text{ N.mm}$

pour $z=140$, $M_y=24075,8 \text{ N.m}$

Entre J et K

$$M_y = -H_y.z + F_{r4}.(z-70) + F_{r5}.(z-140)$$

pour $z=140$, $M_y=24075,8 \text{ N.m}$

pour $z=210$, $M_y=0$

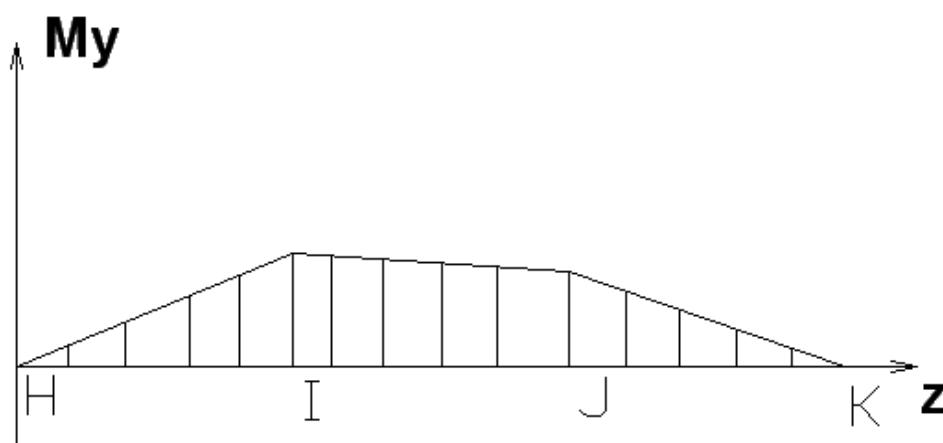


Figure 34: Diagramme des moments suivant Oy pour l'arbre (4)

Si nous prenons un acier **C 30** avec un coefficient de sécurité **s=4**. Si :

$$M_{x\max} = -72,97 \text{ N.m}$$

$$M_{y\max} = 29,044 \text{ N.m}$$

$$\text{D'où d'après (2-25), } M_f = 78,53 \text{ N.m}$$

(1) Etude de flexion :

D'après (2-26) et (2-27):

$$M_{f\text{ideal}} = 79,33 \text{ N.m}$$

$$d \geq 22mm$$

(2) Etude de torsion :

D'après (2-28) et (2-29):

$$M_{t\text{ideal}} = 80,14 \text{ N.m}$$

$$d \geq 17mm$$

D'où le diamètre $d_4 = 24 \text{ mm}$.

e) Dimensionnement de l'arbre du pignon (6) :

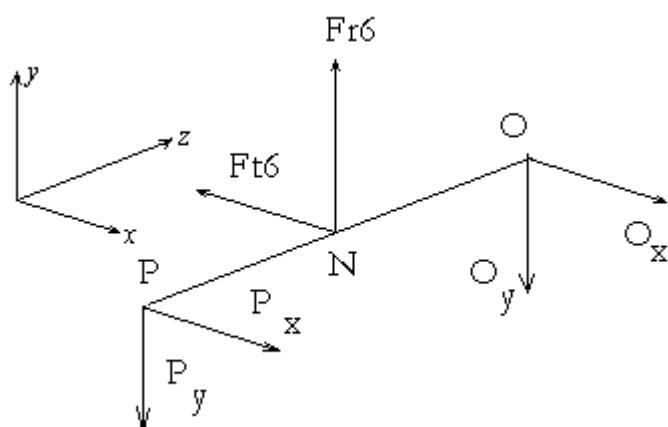


Figure 35: Bilan des forces agissant sur les paliers P et O

Nous avons :

$$F_{t6} = 457,42 \text{ N}$$

$$F_{r6} = 272,96 \text{ N}$$

$$\text{Si : } [PN] = [NO] = 70 \text{ mm}$$

$$\sum M / P = 0$$

$$\Rightarrow O_x = 228,76N$$

$$\Rightarrow O_y = 136,48N$$

$$\sum M / O = 0$$

$$\Rightarrow P_x = 228,76N$$

$$\Rightarrow P_y = 136,48N$$

- Effort suivant x :

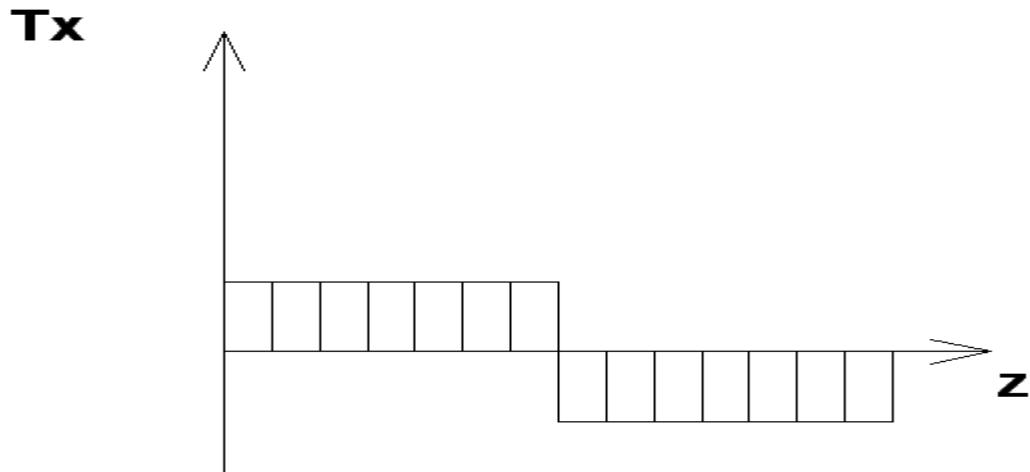


Figure 36: Diagramme des efforts suivant Ox pour l'arbre (28)

- Effort suivant y :

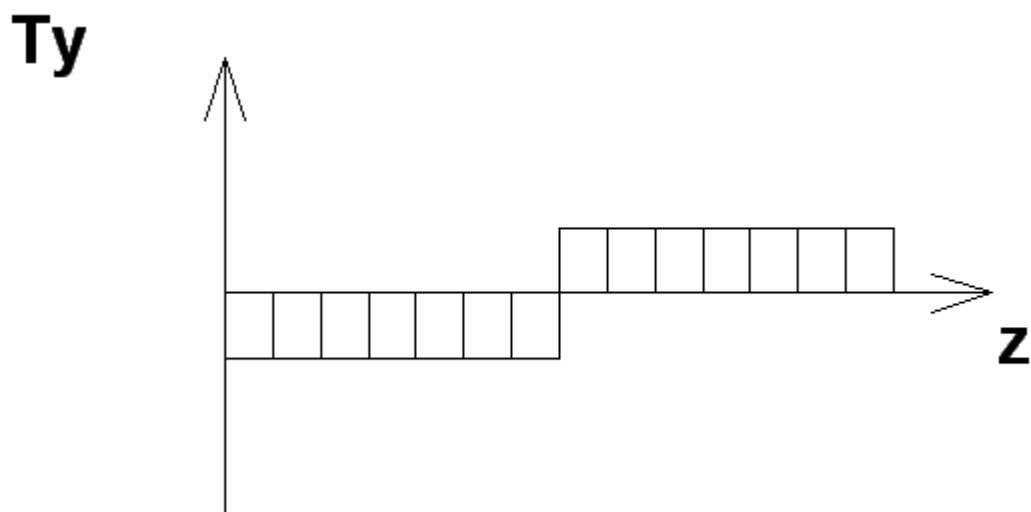


Figure 37: Diagramme des efforts suivant Oy pour l'arbre (28)

- **Moment suivant x :**

Entre P et N

$$M_x = P_x \cdot z \quad \text{pour } z=0, M_x=0$$

$$\quad \quad \quad \text{pour } z=70, M_x = 16013,2 \text{ N.mm}$$

Entre N et O

$$M_x = P_x \cdot z - F_{t6} \cdot (z-70) \quad \text{pour } z=70, M_x = 16013,2 \text{ N.mm}$$

En O

$$M_x=0$$

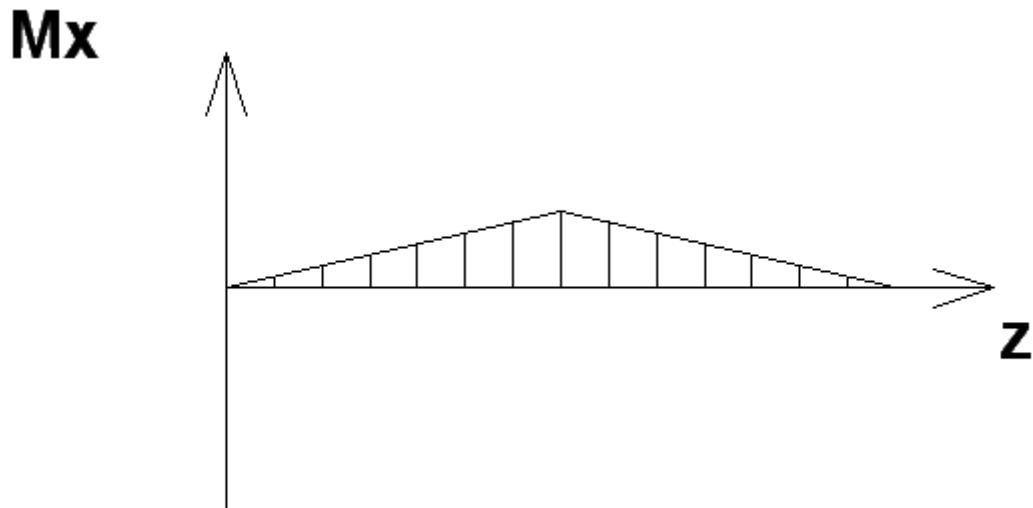


Figure 38: Diagramme des moments suivant Ox pour l'arbre (28)

- **Moment suivant y :**

Entre P et N

$$M_y = P_y * z \quad \text{pour } z=0, M_y=0$$

$$\quad \quad \quad \text{pour } z=70, M_y=-9553,6 \text{ N.mm}$$

Entre N et O

$$M_y = P_y \cdot z - F_{r6} \cdot (z-70) \quad \text{pour } z=70, M_y=-9553,6 \text{ N.mm}$$

En O

$$M_y=0$$

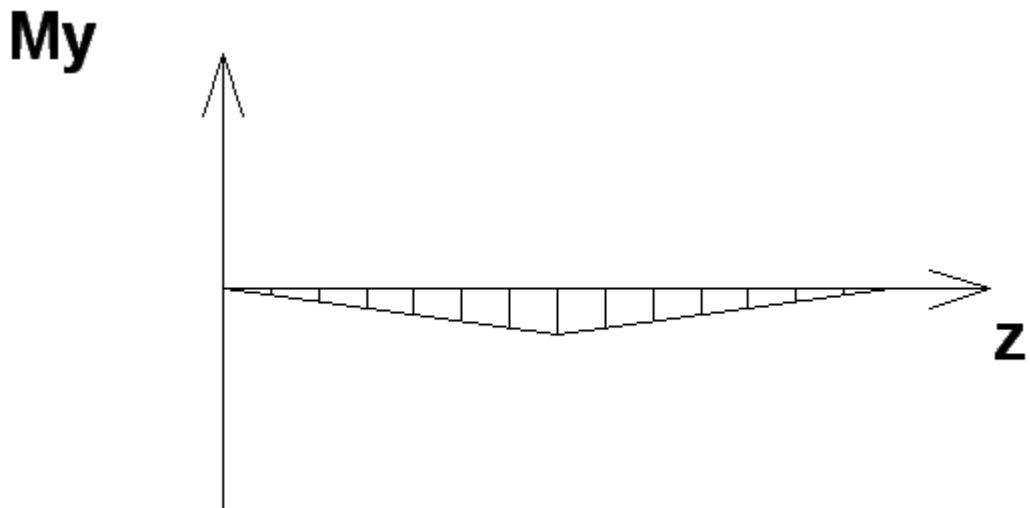


Figure 39: Diagramme des moments suivant O_x pour l'arbre (28)

Si nous prenons **un acier XC32** avec un coefficient de sécurité **s=4**.

Si :

$$M_{x\max} = 16,013 \text{ N.m}$$

$$M_{y\max} = -9,335 \text{ N.m}$$

D'où d'après (25), $M_f = 18,535 \text{ N.m}$

(1) La flexion :

D'après (26) et (27):

$$M_{f\text{ideal}} = 10,92 \text{ N.m}$$

$$d \geq 12 \text{ mm}$$

(2) La torsion :

D'après (28) et (29):

$$M_{t\text{ideal}} = 18,78 \text{ N.m}$$

$$d \geq 12 \text{ mm}$$

D'où le diamètre $d_{28} = 12 \text{ mm.}$

3. DIMENSIONNEMENT DES CLAVETTES :

a) Clavette de la roue (3):

Pour $d_{18} = 30 \text{ mm}$, nous avons les caractéristiques suivantes :

$$a = 10$$

$$j = d_{18} - 5 = 25$$

$$b = 8$$

$$k = d_{18} + 3.3 = 33,3$$

$$s = 0.4$$

$$\begin{aligned} h_1 &= 4,6 \text{ mm} \\ h_2 &= 2,9 \text{ mm} \end{aligned} \Rightarrow h_i = h_2$$

Donc ; $l_{néc2} = 61,37 \text{ mm}$

D'où :
$$l_{C2} = l_{néc2} + a$$

$$l_{C2} = 71,37 \text{ mm}$$

Nous choisissons donc :

Une clavette parallèle, forme A, 10x8x80 pour la roue (3)

b) Clavette de la roue (5):

Pour $d_4 = 40 \text{ mm}$, nous avons :

$$\begin{aligned} a &= 12 & j &= d_4 - 4 = 35 \\ b &= 8 & k &= d_4 + 3.3 = 43,3 \\ s &= 0.4 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_1 &= 4,6 \text{ mm} \\ h_2 &= 2,9 \text{ mm} \end{aligned} \Rightarrow h_i = h_2 = 2,9 \text{ mm}$$

Donc ; $l_{néc2} = 9,25 \text{ mm}$

D'où :

$$l_{C2} = 21,25 \text{ mm}$$

Nous choisissons donc :

Une clavette parallèle, forme A, 12x8x30 pour la roue (5)

4. DIMENSIONNEMENT DES ROULEMENTS:

a) Choix du type :

Le choix du roulement se fait à l'aide des critères suivants :

- La nature des efforts à encaisser (intensité et direction).
- Les conditions d'utilisation (lubrification, nature du montage, fonctionnement avec choc, ...)
- La vitesse maximale à ne pas dépasser.
- L'encombrement à respecter.

b) Calculs :

- Lorsque le type de roulement étant choisi, le calcul permet de déterminer la dimension du roulement capable d'encaisser, pour une durée de vie fixée, les efforts appliqués.
- Le calcul qu'on vient d'établir suit la norme NF E 22-391 / 392.

(1) Définitions :

Après que l'effort radial F_r et l'effort axial F_a sont connus ; il faut procéder aux étapes de calcul suivantes pour aboutir à la durée de vie du roulement :

- *Charge statique de base (Co)* : C'est la charge radiale pour les roulements ou axiale et centrée pour les butées, sous laquelle la déformation permanente totale, au contact d'un des chemins de roulement et de cet élément roulant le plus chargé, atteint 0,0001 du diamètre de cet élément.
- *Charge dynamique de base (C)* : c'est la charge radiale, constante en grandeur et direction, sous laquelle un groupe de roulements apparemment identiques, avec bague extérieure immobile, atteint une durée nominale égale à 1 million de tours de la bague intérieure.
- *Charge dynamique équivalente (P)* : c'est la charge fictive dont l'influence sur la durée serait la même que celle des charges agissant réellement.
- *Durée nominale (L)* : c'est la durée atteinte ou dépassée par 90% des roulements apparemment identiques et en nombre suffisant fonctionnant dans les mêmes conditions.

(2) Dimensionnement des roulements de chaque palier :

Dans notre cas, les efforts radiaux sont tous largement inférieurs à 200daN. Pour les arbres inférieurs à 100 mm, on utilise des roulements à une rangée de billes à contact radial sans encoche de remplissage de série de dimension 10 et des roulements à rouleaux cylindriques de série de dimension 22.

	d[mm]	D[mm]	B[mm]
Palier A	25	47	12
Palier B	160	290	80
Palier C	160	290	80
Palier D	35	62	14
Palier E	35	62	14
Palier G	25	47	12
Palier K	25	47	12
Palier H	30	55	13
Palier P	12	28	8
Palier O	17	35	10

F. DIMENSIONNEMENT DU CARTER ET DU COUVERCLE :

Le multiplicateur est logé dans une boîte en deux parties assemblées par des vis intercalées d'une matière composite comme les joints d'étanchéité :

- La partie inférieure est appelée : le carter
- La partie supérieure : la couvercle

1. Rôles du carter /couvercle :

Le carter couvercle permet :

- D'assurer l'étanchéité, pour protéger la graisse contre les poussières et contre d'autres agents nuisibles.
- De mieux positionner l'emplacement des éléments de transmission, tels que : guidage en rotation, blocage en translation.
- De conserver les graisses pour la lubrification des éléments de transmission.
- De faciliter le remplacement des lubrifiants (cas de vidange).

Mais pour que les conditions soient remplies, il est conseillé de procéder aux calculs suivants, pour le dimensionnement. Tous les paramètres à calculer sont tous fonction de l'entraxe de fonctionnement, qui est déjà calculé au paragraphe précédent, où $a_n = a_0 = 110\text{mm}$.

2. Calcul des dimensions du carter et couvercle :

Précédemment, nous avons pu trouver que le plus grand entraxe est $a_{34}=90,58$ mm.

De cette valeur, nous essayerons de déterminer les dimensions convenables au carter et couvercle.

a) Epaisseur de la paroi du carter :

$$\delta=0,03 \quad a_{34}+5=7,72 \text{ mm}$$

b) Epaisseur de la paroi du couvercle :

$$\delta_1=0,8\delta=6,18 \text{ mm}$$

c) Epaisseur de la bride du couvercle :

$$\delta_2=1,5\delta=11,58 \text{ mm}$$

d) Epaisseur de la bride du carter :

$$\delta_2=2\delta=15,44 \text{ mm}$$

e) Longueur intérieure du couvercle :

$$l=D_{pp}+a_{34}+C$$

Avec :

D_{pp} : la distance entre l'axe du pignon et la paroi, déterminée par :

$$D_{pp}=\frac{a_{34}}{2}$$

C : la distance entre l'axe de la roue et la paroi, qui est sensiblement égale à

$$a_{34}$$

D'où $l=226,45$ mm

f) Largeur intérieure du carter et couvercle :

$$B=0,4 \quad a_{34}=36,23 \text{ mm}$$

g) Hauteur du carter :

$$H=a_{34}=90,58 \text{ mm}$$

CHAPITRE III : ETUDES DE FLOTTABILITE

A. NOTION FONDAMENTALE :

1. Flottabilité :

C'est la possibilité de l'organe de se maintenir en position d'équilibre vertical par rapport à la surface libre de l'eau.

2. Stabilité :

C'est la capacité de la centrale toute entière de revenir seul à la position d'équilibre après la disposition des forces extérieures.

3. Insubmersibilité :

C'est la capacité de l'organe flottant de rester en flottaison après l'envahissement par l'eau d'une partie du volume constituant la coque tout en gardant la stabilité.

4. Carène :

C'est la partie immergée de l'élément flottant.

Calcul du volume de la carène

Le volume de la carène dépend de la masse totale de tous les organes ainsi que les différentes forces qui agissent sur l'ensemble.

- La force de pesanteur (poids) \vec{F}_g :

$$\vec{F}_g = M \cdot \vec{g} \quad (3-1)$$

avec $M = \sum_i m_i$ (masse totale)

- Les forces de pression de l'eau \vec{F}_t : c'est la résultante des pressions élémentaires qui agissent sur la carène.

$$\vec{F}_t = \sum_i \vec{P}_i \quad (3-2)$$

$$\vec{F}_t = \gamma \cdot \nabla = \rho \cdot \nabla \cdot \vec{g}$$

Où :

- γ : poids volumique
- V : volume d'eau déplacée, avec $V = V + V_{app}$
- ρ : masse volumique de l'eau ($\rho = \frac{1Kg}{m^3}$ pour l'eau douce)
- V : volume de la carène
- V_{app} : volume des appendices (nul dans notre cas).

Il y a équilibre quand :

$$F_g = F_i \quad (3-3)$$

$$\text{D'où } V = \frac{M}{\rho}$$

B. DETERMINATION DE LA MASSE DES ELEMENTS DU CORPS FLOTTANT :

1. Eléments de la turbine

PIECES	MASSE (kg)
ARBRES	8
ROUES ET PIGNONS	38
CLAVETTE	0,5
VISSERIES	0,3
ROULEMENTS	1
CHAINE	7
SYSTEME D'EMBRAYAGE	2
CARTER	2
COUVERCLE	2
TOTAL	60

Tableau 7 : masse des éléments du multiplicateur

- Pour l'alternateur $m=15 \text{ kg}$
- Pour la turbine $m=365 \text{ kg}$
- Pour le flotteur $m=50 \text{ kg}$

D'où la masse total du central flottant est :

$$M = 365 + 15 + 60 + 50 = 500 \text{ kg}$$

Alors le volume de la carène $V = \frac{500}{1} = 500 \text{ dm}^3$

C. DIMENSIONNEMENT DU FLOTTEUR :

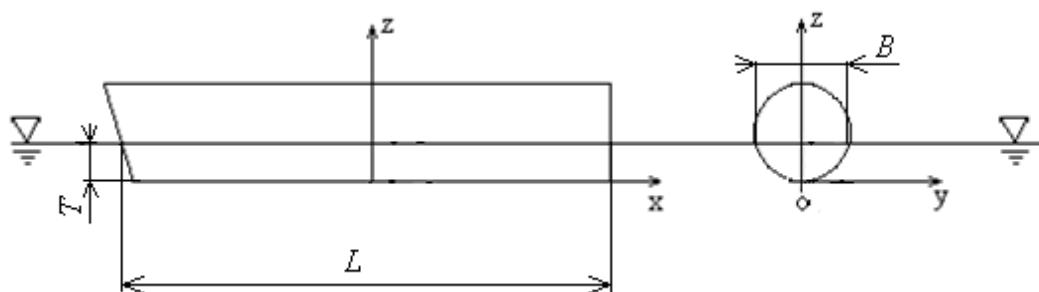


Figure 40 : Dimension du flotteur

Avec

- L : indique la longueur entre deux perpendiculaires mesurées à la ligne de flottaison ;
- B : c'est la largeur du flotteur à la ligne de flottaison ;
- T : c'est le tirant d'eau.

Nous avons comme relation :

- $\frac{L}{B} = 2,1 \text{ à } 2,5$ (plus ce terme est faible, plus la stabilité est meilleure)
- $\frac{B}{T} = 7,7 \text{ à } 10$

En prenant $\frac{L}{B} = 2,1$ et $\frac{B}{T} = 7,7$ et en fixant $L=2m$, on obtient les dimensions caractéristiques de la carène.

$$\begin{cases} L = 2m \\ B = 0,9m \\ T = 0,12m \end{cases}$$

Pour la dimension du flotteur, seule celle de la carène est importante mais pour le reste, on doit penser à économiser de la matière. Pour cela, on va considérer un flotteur en demi cylindre de rayon 1m.

D. LE SYSTÈME DE FIXATION DE LA CENTRALE:

Un système d'amarrage sur les rives doit être préconisé pour assurer une bonne fixation de l'ensemble .

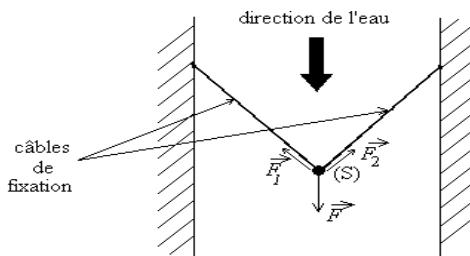


Figure 41 :Système de fixation

Le système est soumis à un effort dû à l'écoulement de l'eau pouvant être décomposé en deux suivant les câbles de fixation.

Décomposition

- Suivant Ox : $F_1 = F_2$
- Suivant Oy : $F_1 = F_2 = \frac{F}{2x\cos\alpha}$
α étant l'écartement des câbles par rapport à Oy.

En $\alpha = 45^\circ$, on obtient une vitesse de $\frac{1,29m}{s}$.

On a : $F = 48.98N$

$$\text{D'où } F_1 = F_2 = \frac{48,98}{2x0,707} = 34,65N$$

E. DIMENSIONNEMENT DES CÂBLES:

Si on isole les câbles :

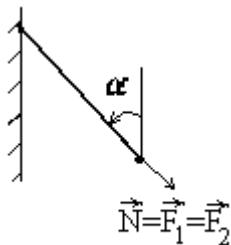


Figure 42 :Sollicitation appliquée au câble

Les câbles sont soumis à une contrainte de traction.

La formule relative à cette contrainte est donnée par la loi de HOOKE :

$$\sigma = \frac{N}{S}$$

Avec $S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$

On peut encore ajouter à la relation précédente, la condition suivante :

$$\sigma = \frac{4N}{\pi \cdot d^2} \leq \sigma_{adm} = \frac{\sigma_e}{s}$$

Où : $s = 3$. Avec la limite élastique $\sigma_e = 230 N / mm^2$ pour un acier inoxydable Z6C13

D'où $d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot s \cdot N}{\pi \cdot \sigma_e}}$ alors $d \geq 1,07 mm$

D'après le catalogue, on prend $d = 5 mm$

CHAPITRE IV : ETUDES

ECONOMIQUES ET ETUDES D'IMPACTS

ENVIRONNEMENTALES

A. ETUDE ECONOMIQUE

L'objectif de cette étude est d'assurer la rentabilité ou la faisabilité du projet. Pour cela, il est nécessaire de calculer différents paramètres tels que les investissements et les coûts d'exploitation.

1. LES DEVIS ESTIMATIFS ET QUANTITATIFS DES DIVERS MATERIELS

Comme il s'agit d'une centrale hydroélectrique flottante, produisant de l'énergie électrique, les fournitures de l'installation sont donc évaluées par le tableau récapitulatif suivant :

Pour la boîte multiplicatrice :

N	Désignation	U	Quantité	Montant[Ar]
1	arbre ø40	m	1	280 000
2	arbre ø20	m	0,25	64 000
3	arbre ø180	m	0,25	110 000
4	roulement à rouleaux cylindrique	Nb	2	50 000
5	roulement à une rangée de bille	Nb	8	150 000
6	clavette	Nb	5	40 000
7	visserie	Nb	12	3 000
8	Carter	Nb	1	20 000
9	couvercle	Nb	1	20 000
10	engrenage	Nb	2	15 000
11	joint d'étanchéité	Nb	6	3 000
12	roue dentée	Nb	2	20 000
13	Chaîne	m	3	9 000
14	support			10 000
15	Système d'embrayage			40 000
16	Main d'œuvre			9 000
TOTAL				1 000 000

Tableau 8 : Coût de la boîte multiplicatrice

2. COUT DE L'EQUIPEMENT PRINCIPAL

Le matériel comprend tous les équipages de la centrale, nous avons évalué le matériel sur un an de fonctionnement. Celui-ci est présenté par le tableau de devis estimatif et quantitatif du projet.

Ce coût est de $I_0 = 11\ 675\ 850\text{ Ar}$

3. ESTIMATION DES AUTRES INVESTISSEMENTS

Les différents autres coûts des investissements en limite des unités de fabrication peuvent être estimés à partir du coût du matériel principal.

L'estimation de ces différents coûts est représentée par le tableau suivant :

L'imprévue : $I_1 = 11675850 \times 0.3 = 3502755\text{ Ar}$

L'investissement total de la centrale:

$$I_t = I_0 + I_1 = 15\ 178\ 605\text{ Ar}$$

4. CALCUL DU FLUX NET DE TRESORERIE (FNT) OU CASH FLOW

Par définition, les FNT ou Cash – flow sont les bénéfices nets acquises sur un projet pendant sa durée de vie. On estime une durée de vie de 50 ans pour une centrale et considérons que le système, en général a besoin de maintenance dont on a estimé à 10% de l'investissement total

Calcul du gain énergétique équivalent en électricité en une journée :

La puissance de l'alternateur est de 450W, alors il fournit une puissance électrique 0,45 kWh. Alors le gain d'électricité journalier est:

$$E = 0,45 \times 24 = 10,8\text{ kWh}$$

Le coût économisé par jour d'électricité :

On prend comme référence le prix du kW de l'énergie, si on utilise du groupe électrogène

Prix d'un litre de gasoil : 2 400 Ar

Consommation : 0,35l/kWh

Alors le prix du kW de l'énergie est de $\frac{2400}{0.35} = 840\text{ Ar}$

Dans notre cas on prend, le prix du kW de l'énergie électrique à 750 Ar. Ce qui correspond à un gain de $10,8 \times 750 = 8\ 100\text{ Ar}$

Soit un bénéfice annuel de $8100 \times 365 = 2956500$ Ar

On adopte un amortissement linéaire et une valeur du taux sur les bénéfices de 30 % pour cette étude.

Nous aurons comme amortissement

$$\cdot I_t \times 0,35 = 15178605 \times 0,35 = 5312511 \text{ Ar}$$

En bref, nous pouvons donc établir l'échéancier suivant :

Bilan :

- Durée de vie : 50ans
- $I_t = \text{Ar } 15178605$
- Valeur de revente à la 50^{ème} année : nulle

Exploitation :

- Bénéfice : Ar 2956500
- Charges : $2956500 \times 20\% = 591300$ Ar (bénéfice x 20%)
- L'amortissement linéaire : Ar 5312511
- Impôt sur les bénéfices : 35 %

Les FNT seront évalués d'après ce bilan par le tableau ci-dessous

Année	1	2	...	49	50
(1) : Recettes	2956500	2956500	2956500	2956500	2956500
(2) : Charge = (1) $\times 0,2$	591300	591300	591300	591300	591300
(3) : Dotation aux amortissements = Bénéfice $\times 0,35$	1034775	1034775	1034775	1034775	1034775
(4) : Résultat d'exploitation avant amortissement = (1) - (2)	2365200	2365200	2365200	2365200	2365200
(5) : Résultat d'exploitation Après amortissement = (4) - (3)	1330425	1330425	1330425	1330425	1330425
(6) : IBS = (5) $\times 0,35$	465648.75	399127.5	399127.5	399127.5	399127.5
(7) : FNT = (1) - [(2) + (6)]	1899551.3	1966072.5	1966072.5	1966072.5	1966072.5

Tableau 9 : Bilan d'évaluation de FNT

5. CALCUL DE LA VALEUR ACTUELLE NETTE (VAN) ET TAUX DE RENTABILITE INTERNE (TRI)

La VAN ou Discounted Cash-flow est la somme des revenus annuels actualisés, calculée pendant toute la durée de vie de l'investissement sur le montant du capital investi (CA).

Comme les valeurs des flux nets de trésoreries sont constantes pendant la période de fonctionnement de la centrale, on peut donc pour la suite de l'étude procéder par des progressions géométriques.

$$\Rightarrow \text{VAN} = \sum \text{FNT} - \text{CA}$$

Cette valeur varie en fonction du taux d'actualisation. Quand ce dernier augmente, la VAN augmente aussi.

Le Taux de Rentabilité Interne ou (TRI) est égal à la valeur du taux d'actualisation « i » pour lequel la VAN s'annule. C'est aussi le taux d'intérêt maximum auquel on pourra accepter pour financer l'investissement du projet.

Supposons que le prix du kWh d'électricité subit une augmentation de 2% chaque année.

Calcul de la VAN à 15% :

$$\text{En posant } X = \frac{1+0,02}{1+0,15} = 0,88$$

$$\begin{aligned} \text{VAN} &= \sum \text{FNT} - \text{CA} = 1899551(X^1 + X^2 + \dots + X^{50}) - 15178605 \\ &= 1899551x \left(\frac{1-X^{50}}{1-X} \right) - 15178605 \end{aligned}$$

$$\text{VAN} = 624464 \text{ Ar}$$

Calcul de la VAN à 16%

$$X = \frac{1+0,02}{1+0,16} = 0,87$$

$$\text{VAN} = -580499 \text{ Ar}$$

6. DETERMINATION DU TRI

La VAN s'annule donc pour un taux d'actualisation compris entre 15% et 16%

$$\Rightarrow 15\% < \text{TRI} < 16\%$$

Par interpolation:

$$TRI = 15 + (16 - 15)x \frac{0 - 624464}{-580499 - 624464}$$

TRI = 15,51% > 15%

7. DETERMINATION DU TEMPS DE REMBOURSEMENT OU POT (PAY OUT TIME)

C'est le temps correspondant à la durée d'exploitation nécessaire pour récupérer le montant de l'investissement. Il est défini par la formule:

$$FNT * POT = I_t$$

$$\Rightarrow POT = \frac{I_t}{FNT}$$

$$POT = \frac{I_t}{FNT} = \frac{15178605}{1899551} = 7,9 \text{ ans}$$

POT = 7,9 ans ≈ 7 ans 10 mois 24 jours

Le temps de retour de l'investissement est de 7ans 10 mois pour une durée de vie de 50 ans, de plus le taux de rentabilité interne est de 15,51% > 15%. Alors le projet d'installation de notre centrale hydro-électrique flottante est rentable. Le coût de la boîte multiplicatrice ne renferme que les 8% du coût d'équipement principal.

B. ETUDES ENVIRONNEMENTALES :

Par définition, l'environnement est l'ensemble des milieux naturels ou façonnés par l'homme, y compris les milieux humains et les facteurs sociaux et culturels qui les déterminent, ainsi que les éléments biotiques et abiotiques de la nature.

Alors pour que l'environnement contribue au développement durable, il faut que le projet présent doive satisfaire aux conditions suivantes :

- Rentable économiquement,
- Equitable au niveau social,
- Durable pour l'environnement.

Mise en contexte du projet :

1. Cadre juridique :

a) Charte de l'environnement :

Dans l'article 3 du DECRET N° 99-954 DU 15 DECEMBRE 1999 modifié par le décret n°2004-167 du 03 février 2004.

Conformément aux dispositions de l'article 10 de la Loi n° 90-033 du 21 Décembre 1990 portant Charte de l'Environnement, les projets d'investissements publics ou privés, qu'ils soient soumis ou non à autorisation ou à approbation d'une autorité administrative, ou qu'ils soient susceptibles de porter atteinte à l'environnement doivent faire l'objet d'une étude d'impact.

b) Décret MECIE :

Le décret MECIE (décret n° 99 954 du 15 Décembre 1999 fixant les nouvelles dispositions relatives à la mise en compatibilité des investissements avec l'environnement), dans l'annexe II relatif aux hydrocarbures et Energie fossile (implantation offshore) précise que le présent projet est obligatoirement soumis à une étude d'impact environnemental.

C'est pourquoi on a essayé d'établir ce petit ouvrage, qui ne sera pas tout à fait une étude exhaustive, mais qui essayera un dressage d'une directive sur les lignes à suivre lors de la réalisation de l'étude en question du projet.

Loi n°99- 021sur la politique de gestion et de contrôle des pollutions industrielles :

Relatif aux troubles de voisinage et nuisances, dans son Article n°37 précise que :

Conformément à l'article 218 de la Loi sur la Théorie Générale des Obligations, le trouble de voisinage tels que bruits, odeurs, nuisances de toutes sortes ayant pour origine une activité industrielle engage la responsabilité de celui qui les a provoqués ou aggravés par sa faute.

Dans son Article n°38 affirme que :

Cependant, en cas de troubles ou nuisances anormales et excédant les inconvénients ordinaires du voisinage, celui qui les a causés en est responsable même en l'absence de faute.

L'appréciation du caractère normal ou anormal de trouble ou de la nuisance prend notamment en compte la localisation de l'activité industrielle, la densité et la nature des milieux humains avoisinants, la réalité et l'intensité des atteintes subies ainsi que leur perpétuation.

Et de dans son Article n°39 :

Une réglementation particulière sera établie sur les dispositions à prendre en vue de limiter les troubles ou nuisances occasionnés par des activités industrielles et pouvant causer une gêne excessive au voisinage.

c) Présentation du promoteur :

L'Ecole Supérieure Polytechnique d'Antananarivo forme des élèves futurs ingénieurs de telle sorte qu'ils soient compétents et professionnels après une durée de cinq ans. Pour y arriver, chaque élève doit accomplir des travaux de recherche sur un thème bien déterminé pour remplir le cursus. Pour cela, l'enseignant dirige l'étudiant durant l'élaboration du travail.

d) Contexte et justification du projet :

La recherche s'est basée sur l'implantation d'un centrale hydroélectrique flottante sur une rivière dans la région d'Ambatoloana afin d'alimenté un parc.

e) Les ressources utilisées :

Les ressources utilisées peuvent être distinguées comme suit :

(1) ressource naturelle :

Comme ressource naturelle , nous allons exploiter une rivière alimentant le centrale de Mandraka.

(2) ressources artificielles :

Les ressources artificielles sont des matériaux de construction de différents éléments constituant le système, et l'on peut citer :

- Les aciers de différentes types pour la conception de la turbine et du multiplicateur de vitesse avec les éléments et dispositifs en mécanique y afférant.
- Un alternateur avec tous les dispositifs de régulation adaptés

(3) ressources humaines :

Les ressources humaines ce sont les mains d'œuvre utilisée lors de l'implantation et lors de l'assemblage des éléments.

f) Critère de détermination du site :

Comme critère, nous allons nous référer sur la rivière le plus prêt du parc tout en tenant compte d'une grande vitesse d'écoulement d'eau.

Description des composantes du milieu récepteur les plus pertinentes :

(1) Milieu biologique :

Les milieux biologiques sont les suivants :

les écosystèmes présents, les ressources de la diversité biologique, habitats particuliers, zones à protéger et les mesures de conservation, la faune, la flore et la végétation.

(2) Milieu humain :

Les composantes du milieu humain tiennent compte des éléments et les caractéristiques de l'environnement social, économique, culturel et spatial dans la zone et sa périphérie ou dans la région concernée par l'installation de l'aérogénérateur.

2. LES CONSEQUENCES BENÉFIQUES DE L'IMPLANTATION
D'UNE CENTRALE HYDROELECTRIQUE :

Les hydrauliques constituent un autre type d'équipement permettant de produire de l'électricité sur un cours d'eau. Leur particularité est qu'elles ne nécessitent aucun génie civil et récupèrent l'énergie cinétique de l'écoulement selon le principe de la roue hydraulique.

Elles sont par conséquent bien adaptées aux rivières.

Comme conséquence, nous aurons tout d'abord une électrification permanente pour une région bien cible pouvant s'adapter aux besoins finaux sous réserve de la disponibilité en eau.

Ensuite, la source d'énergie est à la fois gratuite et à long terme mais en plus le plus fiable d'après le ratio suivant :

Centrales	Fiabilité [%]	Ratio
Grande centrale hydroélectrique	86	100-200
Petite centrale hydroélectrique	83	80-100
Centrale éolienne	0,6	10-30
Centrale photovoltaïque	0,6	20-50(solaire thermique)
Centrale géothermique	1,6	-
Biomasse	3,5	-

Tableau 10 : Ratio pour chaque centrale

Aussi, les coûts d'exploitation sont faibles en raison de la non utilisation de combustibles impliquant une réduction des émissions de CO₂. En plus, nous pouvons avoir pour quelque mois de construction une installation fiable et flexible permettant des démarriages et arrêts instantanés en réponse avec les fluctuations rapides de la demande. Enfin comme la centrale est flottante donc nous n'aurons pas de dérangement sur le plan terrain. Et les éléments du système ne seront plus pour le secteur hydroélectrique et ne seront en conséquence produits de masse et souvent même disponible sur le marché de l'occasion donc réduction des coûts d'investissement.

3. LES DEFAUTS DUES A L'IMPLANTATION D'UNE CENTRALE HYDROELECTRIQUE :

Comme nous allons opérer sur une rivière qui alimente la JIRAMA, il serait fort possible que des perturbations au niveau de ce dernier surgissent. Et c'est l'inconvénient majeur de cette installation.

En plus, la durée de retour de l'investissement est assez longue.

La présence d'une centrale sur un cours d'eau peut aussi entraver le mouvement des poissons et leur cycle de reproduction. L'augmentation de la température de l'eau et la diminution de l'oxygène dans l'eau autour du barrage n'est pas favorable à la vie aquatique.

Quand nous parlons de la mécanique, il faut toujours considérer le mode de lubrification. Donc une dégradation due au lubrifiant pourrait se produire.

❖ Paramètres de caractérisation d'un site hydroélectrique

La caractérisation d'un site repose sur un certain nombre de paramètres dont le régime de la rivière, le bassin versant, la longitude, la latitude, les apports moyens, les cotes amont, les cotes aval et bien d'autres. La latitude et la longitude permettent de localiser le site, les cotes amont et aval déterminent la hauteur de chute et l'apport moyen de la quantité d'eau exploitable.

❖ Analyse environnementale de la filière hydroélectrique

L'objectif de ce paragraphe est d'analyser le cycle de vie d'une microcentrale hydroélectrique afin de comprendre les enjeux environnementaux qui y sont liés et de comparer cette filière à d'autres filières de production d'électricité. La filière hydroélectrique présente comme particularités sur le plan environnemental de mettre en jeu d'autres critères d'implantation tels que ceux liés à la protection des sites naturels et du paysage, ou encore aux répercussions sur la flore et la faune.

❖ Bilan environnemental

L'impact sur la nature et le paysage est prépondérant dans l'énergie hydraulique. Il est pratiquement inévitable de provoquer une altération des sites lors de la construction des installations et ces modifications sont le plus souvent irréversibles. Le préjudice causé à la nature est étroitement lié au type d'installation et des améliorations écologiques (débits résiduels, perméabilité, zones sèches/humides) sont envisageables par étapes. Ces impacts sont en général plus complexes, plus liés au site, et moins faciles à quantifier, à comparer et à contrôler que les impacts

liés au réchauffement climatique. Aussi, le choix de critères adéquats pour l'évaluation de l'impact sur l'hydrobiologie est très problématique.

La nuisance est généralement sonore, limitée à quelques jours et doit être prise en compte si le site est situé dans un parc naturel ou en montagne, entraînant une perturbation de la faune.

L'élargissement ou la création de la route qui mène au barrage constitue un impact négatif (intrusion visuelle et nuisance aux des animaux) mais peut constituer un impact positif lorsque la route permet de désenclaver une ou plusieurs localités rurales.

En ce qui concerne l'impact sur le changement climatique, trois sources majeures d'émissions sont à prendre en considération en hydroélectricité :

- les activités liées à la construction du barrage, de la centrale et des digues,
- le pourrissement de la biomasse des surfaces inondées produit des quantités significatives de CO₂ et de CH₄,
- la consommation de combustibles fossiles si l'aménagement hydroélectrique ne fonctionne qu'une partie de l'année et s'il faut compenser ce déficit.

La quantité des émissions varie en fonction de la topographie, du volume du réservoir, des matériaux utilisés pour la construction, du type d'écosystème inondé, du climat local, etc. Une particularité de la filière hydroélectrique est la durée de vie de l'aménagement à prendre en considération dans le calcul des émissions spécifiques. Etant donné que la restauration d'un aménagement consomme très peu d'énergie, les experts de l'AIEA1 ont convenu d'utiliser 100 ans comme durée de vie de référence pour le calcul des émissions spécifiques (Gagnon et van de Vate, 1997). Il est important de préciser que cette recommandation n'est pas appropriée pour une évaluation économique ou financière.

Dans tous les cas, la première source devra être analysée. Le calcul des émissions de gaz à effet de serre sera déduit des consommations énergétiques calculées à partir des valeurs spécifiques du tableau 5.9. Le tableau 5.10 donne les émissions spécifiques liées à la fabrication de certains matériaux. Les valeurs sont indiquées pour chaque polluant en gramme par kilogramme de matériaux.

Materiaux\Emissions	SO2	NOx	CO2	N2O	CH4	NMVOC	CO
Acier	14,50	9,50	2306,50	0,07	0,04	0,16	0,93
Aluminium	21	13	3433,50	0,11	0,07	0,15	0,75
Cuivre	35,61	23,29	6536	0,19	0,16	0,25	1,57
Plastiques(polyester et résine)	22,91	14,71	3941	0,12	0,08	0,2	1,1
PVC	14,75	10,49	3113	0,09	0,08	0,2	1,04
Caoutchouc	16,06	10,61	3398	0,1	0,06	0,18	1,06
Béton	0,01	2,5	703	0	0	0	0
Plomb	18,19	19,82	2953	0,11	0,07	0,55	2,03
Zinc	47,49	35,66	6653	0,23	0,12	0,6	2,39
Isolation,laine de roche(/m3)	6,08	2,82	1042	0,03	0,02	0,06	0,82
Isolation,laine de verre	4,98	3,96	1008	0,03	0,03	0,08	0,36

Tableau 11 : Pollution dûe à chaque matériaux

L'évaluation des deux autres sources dépend du type et de la grandeur de l'aménagement.

Ainsi, les aménagements au fil de l'eau ne sont pas concernés par les émissions dues à l'inondation. Par contre, les aménagements à réservoirs émettent des gaz polluants (CO2, CH4) dont l'intensité est fonction principalement de la profondeur et de la surface du réservoir.

Les coûts de protection de la nature devraient être pris en compte bien qu'ils soient difficiles à quantifier et en cas d'autres usages de l'eau (irrigation, adduction, etc.), les coûts d'investissement devront être pondérés.

CONCLUSION :

Une centrale hydroélectrique transforme l'énergie cinétique de l'eau en énergie électrique. La boîte multiplicatrice est un des éléments assurant ce rôle.

L'électricité fait partie des facteurs de développement d'un pays. Une installation de ce genre serait alors bénéfique pour le site de MANDRAKA PARC car en plus le retour d'investissement du projet est de 7 à 10 ans.

Toutefois, nous pourrions améliorer le projet en approfondissant sur le côté hydraulique car dans notre cas, nous n'avons pu exploiter qu'une partie du cours d'eau. Nous pourrions envisager de faire plusieurs installations mais il faut toujours prendre compte le côté environnement surtout la faune et la flore et c'est un des inconvénients de l'hydraulienne par rapport aux autres énergies renouvelables.

BIBLIOGRAPHIE :

(1) André CAUVIN- Henri GUERREE

« Elément d'hydraulique »

Edition EYROLLES, 1986

(2) A.CHEVALIER

« GUIDE DE DESSINATEUR INDUSTRIEL »

Edition 1979

(3) <http://www.clients.newel.net> /particulier/amader.

(4) <http://www.stomag.com>

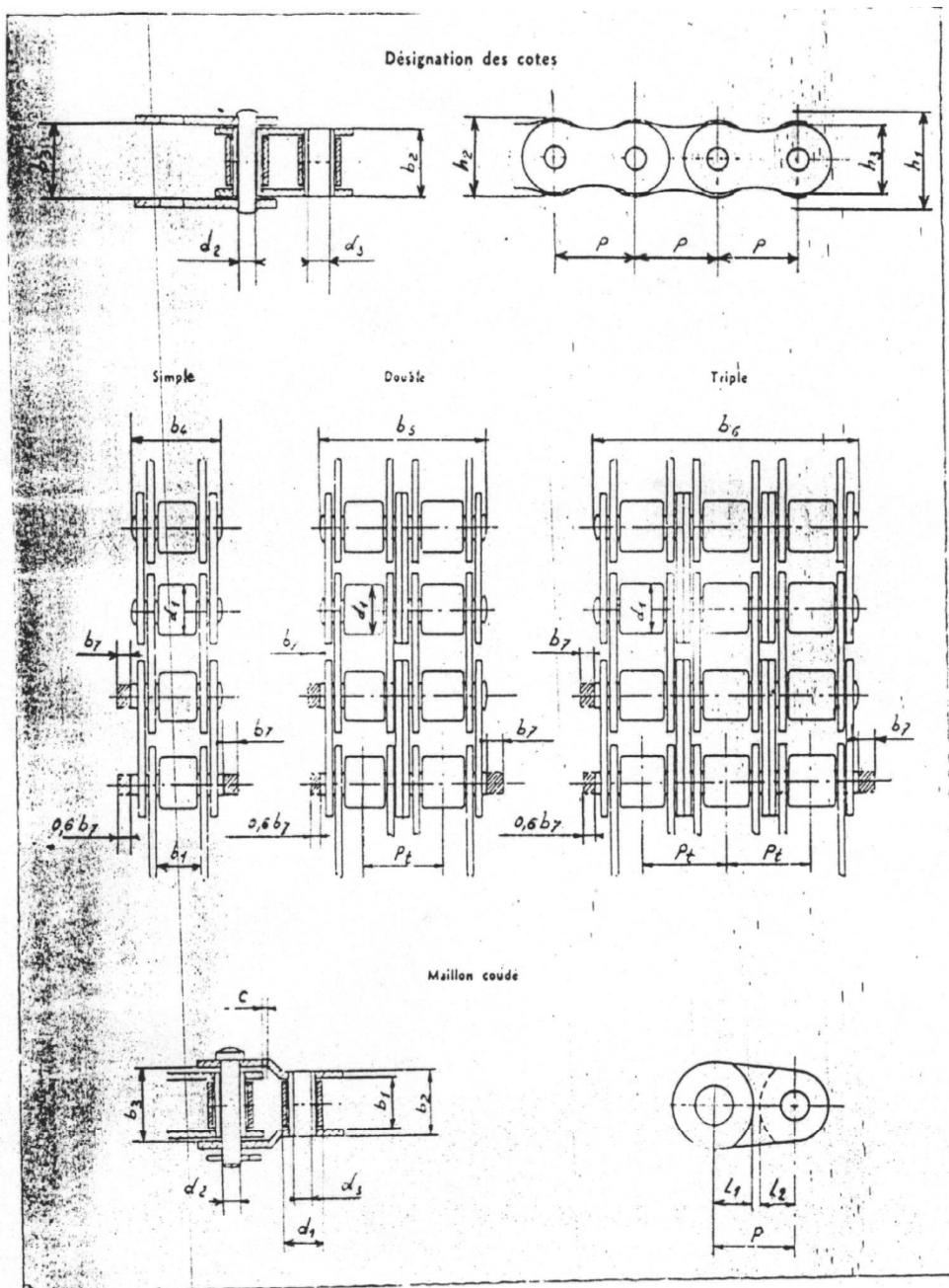
**(5) Harison Fidéle RAZANAKOLONA – AMELIORATION D'UN
AEROGENERATEUR CLASSIQUE A L'AIDE D'UN DISPOSITIF DE
COMMANDÉ DES PALES – Mémoire 2006**

(6) SYNECOT–Les organes de transmission mécanique

**(7) G. GOUSSEINON – Éléments de machine Tome II (Projets de cours des
« éléments de machines) – Edition 1986**

**(8) G. Pissarenko, A. Yakoolev et V. Matveev – Aide mémoire de RDM – traduit du
russe par SEGASAYO - Edition Mir Moscou**

ANNEXES



- b₁ : largeur entre plaques intérieures
- b₂ : largeur extérieure du maillon interieur
- b₃ : largeur extérieure du maillon interieur
- b₄, b₅, b₆ : largeur hors-tout sur axes rivés
- b₇ : dépassement des axes de jonction
- c : jeu disponible pour le débattement du maillon coudé
- d₁ : diamètre du rouleau
- d₂ : diamètre de l'axe
- d₃ : alésage de la douille
- h₁ : hauteur de passage de la chaîne
- h₂ : largeur des plaques intérieures
- h₃ : largeur des plaques extérieures et intermédiaires
- l₁ - l₂ : cote de position des cambrages des plaques coudées
- p : pas
- Pt : pas transversal.

Type de transmission	FERMEE	OUVERTE
Transmission par engrenage avec roues cylindriques	0,96 ÷ 0,98	0,93 ÷ 0,95
Transmission par engrenage avec roues coniques	0,95 ÷ 0,97	0,92 ÷ 0,94
Transmission par roue et vis-sans-fin, à nombres d'entrée de la vis-sans-fin $z_1 = 1$	0,56 ÷ 0,7	-
Transmission par roue et vis-sans-fin, à nombres d'entrée de la vis-sans-fin $z_1 = 2$	0,7 ÷ 0,75	-
Transmission par roue et vis-sans-fin, à nombres d'entrée de la vis-sans-fin $z_1 = 3$	0,85 ÷ 0,9	-
Transmission par chaîne	0,95 ÷ 0,97	0,90 ÷ 0,93
Transmission par courroie	-	0,95 ÷ 0,96

Remarques : pour la transmission à vis-sans-fin avec la possibilité d'obtenir l'autofreinage
 $\eta = 0,4$; les pertes de frottement dans les paliers sont évaluées par $\eta = 0,99 - 0,995$ pour une paire des paliers lisses et par $\eta = 0,98 - 0,99$ pour une paire de paliers coulissés.

Transmission	Valeur recommandée	Valeur maximale
Transmission fermée à l'engrenage avec roues cylindriques	3 - 6	12,5
Transmission fermée à l'engrenage avec roues coniques	2 - 3	6,3
Transmission ouverte à l'engrenage	3 - 7	15 - 20
Transmission à vis-sans-fin fermée	10 - 40	80
Transmission à vis-sans-fin ouverte	10 - 60	120
Transmission par courroie plate	2 - 5	6
Transmission par courroie avec le galet tendeur	4 - 6	8
Transmission par courroie trapézoïdale	2 - 5	7
Transmission par chaîne	2 - 6	8

BRAMPTON et RENOLD
Chaines à Rouleaux - (Symbole B)

ISO et MARNOR	Référence BRAMPTON	RENOLD	Tal		Largeur entre plaques intérieures	Voie de chaîne	Pas transversal	Surface de travail nominale	Charge de rupture	Poids au mètre
			A	B						
05B-1	SIMPLE		mm	mm	mm	mm	mm	mm	daN	kg
05B-1		*110500	8,00	5,00	3,00	11		11	441	0,16
06B-1	B 10 038	\$110038	9,53	6,35	5,72	17		29	895	0,39
081-1		111 044	12,70	7,75	3,30	14		24	895	0,30
083-1		111 046	12,70	7,75	4,88	16		34	1 180	0,41
088-1	B 10 043	*110046	12,70	8,51	7,75	22		50	1 785	0,68
10B-1	B 10 053	*110056	15,88	10,16	9,65	24		67	2 245	0,85
12B-1	B 10 063	*110066	19,05	12,07	11,68	27		89	2 891	1,16
16B-1	B 10 088	*110088	25,40	15,88	17,02	41		207	4 449	2,71
20B-1	B 10 103	110 106	31,75	19,05	19,56	47		290	6 450	3,70
24B-1		110 127	38,10	25,40	25,40	70		548	110 672	6,70
28B-1		110 147	44,45	27,94	30,99	82		735	12 887	8,25
32B-1		110 166	50,80	29,21	30,99	84		807	16 900	9,22
40B-1		110 206	63,50	39,37	38,10	102		1 271	26 672	15,48
48B-1		110 245	76,20	48,26	45,72	125		2 058	40 000	24,71
56B-1		110 281	88,90	53,98	53,34	142		2 787	57 791	33,20
64B-1		\$110325	101,60	63,50	60,96	155		3 626	71 119	47,62
72B-1		110 366	114,30	72,39	68,58	180		4 613	100 019	59,50
	DOUBLE									
05B-2		114 500	8,00	5,00	3,00	18	5,64		774	0,31
06B-2	B 14 038	\$114038	9,53	6,35	5,72	28	10,24		1 735	0,74
08B-2	B 14 043	114 046	12,70	8,51	7,75	36	13,92	10	3 116	1,34
10B-2	B 14 056	114 056	15,88	10,16	9,65	41	16,59	134	4 361	1,70
12B-2	B 14 063	114 066	19,05	12,07	11,68	46	19,46	178	5 782	2,31
16B-2	B 14 083	114 088	25,40	15,88	17,02	73	31,88	413	8 898	5,42
20B-2	B 14 103	114 106	31,75	19,05	19,56	88	36,45	587	12 900	7,40
24B-2		114 127	38,10	25,40	25,40	119	48,36	1 103	20 453	13,75
28B-2		114 147	44,45	27,94	30,99	142	59,56	1 470	25 784	16,80
32B-2		114 166	50,80	29,21	30,99	142	58,55	1 613	33 800	18,45
40B-2		114 206	63,50	39,37	38,10	174	72,29	2 548	53 341	31,55
48B-2		114 245	76,20	48,26	45,72	216	91,21	4 123	80	50,00
56B-2		114 281	88,90	53,98	53,34	249	106,60	5 574	111 132	67,60
64B-2		\$114325	101,60	63,50	60,96	276	119,89	7 252	142 296	95,24
	TRIPLE									
06B-3	B 16 038	\$116038	9,53	6,35	5,72	38	10,24	84	2 490	1,10
08B-3	B 16 043	116 046	12,70	8,51	7,75	50	13,92	150	4 450	1,99
12B-3	B 16 063	116 066	19,05	12,07	11,68	66	19,46	267	8 673	3,45
16B-3	B 16 083	116 088	25,40	15,88	17,02	105	31,88	619	13 348	8,13
20B-3	B 16 103	116 106	31,75	19,05	19,56	130	36,45	885	19 350	11,10
24B-3		116 127	38,10	25,40	25,40	167	48,36	1	30 674	20,75
28B-3		116 147	44,45	27,94	30,99	201	59,56	2	38 674	25,40
32B-3		116 166	50,80	29,21	30,99	201	58,55	2	56 556	27,67
40B-3		116 206	63,50	39,37	38,10	246	72,29	3 619	80 014	47,62
48B-3		116 245	76,20	48,26	45,72	307	91,21	6 181	120 021	75,45

*Nous fabriquons des chaînes inox dans ces types - Tous détails sur demande.

**Chaînes à plaques latérales droites

NOMBRE DE DENTS (z ₂) STANDARD DE LA ROUE	NOMBRE DE DENTS STANDARDS DES PIGNONS (z ₁)					
	15	17	19	21	23	25
15	1	0,883	0,790	0,714	0,652	0,600
17	1,133	1	0,894	0,809	0,738	0,680
19	1,266	1,118	1	0,904	0,826	0,760
21	1,400	1,235	1,105	1	0,913	0,840
23	1,533	1,353	1,211	1,095	1	0,900
25	1,666	1,471	1,316	1,19	1,087	1
38	2,533	2,235	2	1,81	1,652	1,520
57	3,800	3,353	3	2,71	2,478	2,280
76	5,066	4,470	4	3,619	3,304	3,040
95	6,333	5,588	5	4,524	4,130	3,800
114	7,436	6,705	6	5,428	4,956	4,560
122	8,133	7,126	6,421	5,809	5,304	4,880

Tab. 1 VITESSES MAXIMALES SUIVANT PAS DE LA CHAINE				
Pas [mm]	VITESSE ANGULAIRE MAXIMALE [tr/mm]	VITESSE LINÉAIRE MAXIMALE [m/s]		
	CLASSE I	CLASSE II	CLASSE I	CLASSE II
9,525	$8 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	24	15
12,7	$7 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3$	28	20
15,875	$5 \cdot 10^3$	$3 \cdot 10^3$	24	14
19,05	$4 \cdot 10^3$	$2 \cdot 10^3$	24	14
25,04	$2,5 \cdot 10^3$	$2 \cdot 10^3$	18	14
31,75	$1,6 \cdot 10^3$	10^3	16	12
38,1	$1,3 \cdot 10^3$	10^3	16	11
44,45	10^3	$0,8 \cdot 10^3$	14	11
50,8	$0,7 \cdot 10^3$	$0,6 \cdot 10^3$	11	10
63,5	$0,5 \cdot 10^3$	$0,45 \cdot 10^3$	10	9
76,2	$0,4 \cdot 10^3$	$0,35 \cdot 10^3$	8,5	7,5

Tableau de sélection des chaînes série B norme NF E 26-102. Puissances en W											
Pas (mm)	06 B	08 B	10 B	12 B	16 B	20 B	25 B	31,75	37,50	43,75	50 B
Tours/minute	Classe I	Classe II	Classe I								
10	33	33	100	100	120	210	210	500	500	1 120	1 120
25	80	80	250	250	300	530	530	1 260	1 260	2 600	2 600
50	160	160	500	500	600	1 060	1 060	2 370	2 370	4 950	4 700
100	325	325	820	820	1 020	1 020	1 700	1 700	4 850	4 850	9 300
150	425	425	1 100	1 100	1 420	1 370	2 500	2 260	6 950	6 600	13 800
200	530	530	1 390	1 390	1 840	1 700	3 300	2 880	9 200	8 300	18 300
250	640	640	1 645	1 645	2 300	2 015	4 110	3 400	11 200	9 800	22 400
300	745	745	1 900	1 900	2 760	2 330	4 920	3 920	13 200	11 200	26 500
350	830	830	2 125	2 125	3 230	2 615	5 800	4 385	15 300	12 500	30 100
400	920	920	2 350	2 350	3 700	2 900	6 680	4 850	17 400	13 800	34 000
450	1 010	1 010	2 565	2 565	4 150	3 160	7 520	5 325	19 000	15 100	37 500
500	1 100	1 100	2 780	2 780	4 600	3 420	8 350	5 800	20 600	16 400	41 200
600	1 290	1 290	3 220	3 220	5 550	4 000	10 000	6 650	24 200	19 000	47 500
700	1 440	1 440	3 650	3 650	6 450	4 450	11 600	7 360	27 500	21 200	53 300
800	1 600	1 600	4 080	4 000	7 360	4 900	13 300	8 300	30 600	23 100	58 500
900	1 710	1 710	4 560	4 350	8 320	5 300	14 800	8 900	34 000	24 900	63 200
1 000	2 040	1 840	5 100	4 620	9 200	5 650	16 400	9 500	37 200	26 200	66 500
1 200	2 400	2 030	6 000	5 200	11 000	6 600	19 000	11 000	43 000	29 700	57 300
1 400	2 760	2 220	6 900	5 770	11 900	6 900	20 700	11 740	42 000	31 250	47 000
1 500	2 950	2 320	7 360	6 050	12 600	7 200	21 500	12 100	42 500	32 000	44 000
1 600	3 110	2 410	7 770	6 200	13 600	7 420	20 350	12 300	40 000	32 200	41 000
1 750	3 350	2 540	8 400	6 500	14 400	7 750	18 600	12 600	36 500	32 100	-
2 000	3 750	2 760	9 450	6 800	15 400	7 900	16 200	12 700	32 300	30 600	-
2 500	4 400	3 030	10 800	7 360	12 600	8 050	12 100	12 100	29 500	-	-
3 000	5 080	3 100	12 400	7 300	9 500	7 600	8 800	-	27 000	-	-
3 500	5 800	3 020	9 450	6 800	7 700	-	6 750	-	-	-	-
4 000	5 700	2 700	7 000	5 720	5 900	-	5 400	-	-	-	-
5 000	3 740	1 470	4 080	3 000	4 850	-	-	-	-	-	-
6 000	2 550	-	2 850	-	-	-	-	-	-	-	-
7 000	1 700	-	2 440	-	-	-	-	-	-	-	-
8 000	1 200	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

		CHAINES DÉRIVÉES DES SÉRIES EUROPÉENNES - (Symbole B)																						
		Dimensions en millimètres																						
		Dimensions en millimètres																						
Symbole	P	Diamètre du rouleau	Largeur entre plaques inférieures	Diamètre de l'axe	Altitude de la douille	Hauteur de passage de la chaîne	Largeur des plaques inférieures	Largeur des plaques supérieures et intermédiaires	Coste de position des combages des plaques condensées	Les disponibles pour le débit du million tonnes	Pré-transversal	Largeur extérieure du million tonnes	Largeur intérieure du million tonnes	Largur horizontale sur axes fixes	Déplacement des axes de fonction	Charge de mesure en décalage	Charge de rupture min. en décalage	Charge de rupture max. en décalage						
	P	d ₁	b ₁	d ₂	d ₃	h ₁	h ₂	h ₃	t ₁	t ₂	t ₃	t ₄	t ₅	b ₁	b ₂	b ₃	b ₄	b ₅						
		max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	min	max	Simple	Double	Triple					
GS B	8,00	5,00	3,00	2,31	2,36	7,37	7,11	7,11	3,71	3,71	0,08	5,64	4,77	4,90	8,6	14,3	19,9	3,1	10	15	452	785	1 120	
GS B	9,525	6,35	5,72	3,28	3,33	8,52	8,26	8,26	4,32	4,32	0,08	10,24	8,53	8,66	13,5	23,8	34,0	3,3	8	15	22	895	1 700	2 490
GS B	12,70	8,51	7,75	4,45	4,50	12,07	11,81	10,92	5,66	6,12	0,08	13,92	11,30	11,43	17,0	31,0	44,9	3,9	13	26	39	1 785	3 115	4 450
10 B	15,875	10,16	9,65	5,08	5,13	14,99	14,73	13,72	7,11	7,62	0,10	16,59	13,28	13,41	19,6	36,2	52,8	4,1	20	40	60	2 225	4 450	6 675
12 B	19,05	12,07	11,68	5,72	5,77	16,39	16,13	16,13	8,33	8,33	0,10	19,46	15,62	15,75	22,7	42,2	61,7	4,6	28	56	84	2 890	5 780	8 670
16 B	25,40	15,88	17,02	8,28	8,33	21,34	21,08	21,08	11,15	11,15	0,13	31,88	25,45	25,58	36,1	68,0	99,9	5,4	50	100	150	4 225	8 450	12 675
20 B	31,75	19,05	19,56	10,19	10,24	26,68	26,42	26,42	13,89	13,89	0,15	36,45	29,01	29,14	42,2	79,7	116,1	6,1	78	156	234	6 450	12 900	19 350
24 B	38,10	25,40	25,40	14,63	14,68	33,73	33,40	33,40	17,55	17,55	0,16	46,3	37,92	38,05	53,4	101,8	150,2	6,6	111	222	333	9 780	15 550	23 340
22 B	44,45	27,94	30,99	15,90	15,95	37,46	37,08	37,08	19,51	19,51	0,20	53,52	46,58	46,71	65,1	124,7	184,3	7,4	151	302	453	12 900	25 800	38 700
32 B	50,80	29,21	30,99	17,81	17,86	42,72	42,29	42,29	22,20	22,20	0,20	54,55	45,57	45,70	67,4	126,0	184,5	7,9	200	400	600	16 900	33 800	50 700
40 B	62,50	39,37	38,10	22,89	22,94	53,49	52,96	52,96	27,76	27,76	0,20	72,29	55,75	55,88	82,6	154,9	227,2	10,2	312	624	936	26 235	52 470	78 705
48 B	76,20	48,26	45,72	29,24	29,39	64,52	63,88	63,88	33,45	33,45	0,20	91,21	70,56	70,69	99,1	190,4	281,6	10,5	445	890	1 335	40 015	80 020	120 045
56 B	88,30	57,98	53,34	34,32	34,37	78,64	77,85	77,85	40,61	40,61	0,20	106,60	81,33	81,46	114,6	221,2	311,7	11,7	610	1 220	2 220	54 235	108 470	
64 B	101,60	61,50	60,96	39,40	39,45	91,08	90,17	90,17	47,07	47,07	0,20	119,69	92,02	92,15	130,9	250,8	313,0	795	1 590	71 130	142 260			
72 B	114,30	72,39	68,58	44,68	44,53	104,67	103,63	103,63	53,37	53,37	0,20	135,27	103,81	103,94	147,4	283,7	343,0	1010	2 020	89 800	179 600			

Facteur de correction de la puissance par le nombre de brins (tab 3)

Tableau - Valeurs de k₁

Nombre de brins de la chaîne	k ₁
1	1
2	0,6
3	0,43

Facteur de correction de la puissance par la nature de service (tab 4)

Tableau - Facteurs de service k₂

	Moteur électrique ou turbine	Source d'énergie			Moteur à combustion interne à transmission hydraulique	Moteur à combustion interne à transmission mécanique			
		8h	16h	24h					
Durée journalière.....	8h	16h	24h	8h	16h	24h	8h	16h	24h
Groupe A.....	1,00	1,05	1,10	1,00	1,05	1,10	1,05	1,10	1,22
Groupe B.....	1,10	1,22	1,39	1,05	1,20	1,33	1,33	1,45	1,61
Groupe C.....	1,39	1,55	1,72	1,33	1,45	1,65	1,58	1,71	1,85
Groupe D.....	1,71	1,91	2,13	1,58	1,70	1,85	1,85	2,02	2,22

Facteur de correction de la puissance par le nombre de maillons (tab 5)

Tableau - Valeurs de k₃

Nombre de maillons	k ₃
30 à 40.....	3,0
40 à 50.....	2,5
50 à 60.....	2,0
60 à 80.....	1,5
80 à 140.....	1,0
140 à 160.....	0,8
160 à 180.....	0,7
180 à 200.....	0,6
200 et plus.....	0,5

Vitesse angulaire du pignon moteur tr/mn	Pas de la chaîne			
	76,2 - 63,5	50,8 - 44,45	26,4 - 19,06	12,7 - 9,525
0	4 000	4 750	5 420	6 850
5	3 900	4 620	5 280	6 670
10	3 750	4 450	5 100	6 400
15	3 600	4 270	4 880	6 150
20	3 450	4 090	4 680	5 900
25	3 300	3 910	4 470	5 650
30	3 200	3 800	4 340	5 480
35	3 100	3 680	4 220	5 300
40	3 000	3 560	4 070	5 140
45	2 930	3 470	3 980	5 020
50	2 860	3 390	3 880	4 900
55	2 800	3 320	3 800	4 780
60	2 730	3 240	3 700	4 660
65	2 660	3 160	3 620	4 540
70	2 600	3 080	3 530	4 450
75	2 550	3 020	3 460	4 370
80	2 500	2 960	3 390	4 280
85	2 450	2 900	3 320	4 200
90	2 400	2 840	3 260	4 120
95	2 350	2 780	3 190	4 020
100	2 300	2 720	3 120	3 940
120	2 200	2 610	2 990	3 760
140	2 100	2 490	2 850	3 600
160	2 000	2 370	2 720	3 420
180	1 950	2 310	2 650	3 340
200	1 920	2 270	2 610	3 290
225	1 875	2 220	2 550	3 210
250	1 830	2 170	2 490	3 130
275	1 790	2 120	2 430	3 070
300	1 755	2 080	2 380	3 010
350	1 690	2 000	2 300	2 900
400	1 630	1 930	2 220	2 790
450	1 590	1 880	2 160	2 720
500		1 840	2 100	2 650
600		1 780	2 040	2 580
700		1 720	1 970	2 480
800		1 660	1 900	2 400
900		1 600	1 830	2 310
1 000		1 540	1 760	2 220
1 200		1 470	1 680	2 120
1 400			1 600	2 020
1 600			1 520	1 920
1 800			1 430	1 810
2 000			1 350	1 710
2 500			1 210	1 540
3 000			1 090	1 370
3 500				1 200
4 000				1 030
4 500				850
5000 et plus				680

Vitesse de la chaîne en m/s	Mode de Graissage	Puissance à transmettre inférieure à 10 ch	Puissance à transmettre 10 à 50 ch	Puissance à transmettre supérieure à 50 ch
		CARACTÉRISTIQUES DU LUBRIFIANT A UTILISER		
10 m et au-dessus	Arrosage par pompe	Viscosité ENGLER à 50°C 2,8/2,9 - SAE 10	Viscosité ENGLER à 50°C 4,8/5 - SAE 20	Viscosité ENGLER à 50°C 8,8/9,2 - SAE 30
Entre 5 et 10 m	Arrosage par pompe	Viscosité ENGLER à 50°C 4,8/5 - SAE 20	Viscosité ENGLER à 50°C 8,8/9,2 - SAE 30	Viscosité ENGLER à 50°C 13,2 6 SAE 40
Maxi 6 m/s	Barbotage	Viscosité ENGLER à 50°C 8,8/9,2 - SAE 30	Viscosité ENGLER à 50°C 13,2 6 SAE 40	
	Compte-gouttes	Viscosité ENGLER à 50°C 9,47 - SAE 30	Viscosité ENGLER à 50°C 15,8 - SAE 50	
5 m et au-dessous	Barbotage	Viscosité ENGLER à 50°C 8,8/9,2 - SAE 30	Viscosité ENGLER à 50°C 13,2 - SAE 40	
	Compte-gouttes	Viscosité ENGLER à 50°C 9,47 - SAE 30	Viscosité ENGLER à 50°C 15,8 - SAE 50	
	Pinceau	Viscosité ENGLER à 100°C 26/30		

Tableau - Vitesse d'utilisation des chaînes suivant leurs applications	
Application des chaînes	Vitesse m/s
Transporteurs et élévateurs.....	0,10 à 0,30
Chaîne d'assemblage.....	0,005 à 0,05
Transporteurs à palettes.....	0,20 à 0,50
Transporteurs à raclettes.....	0,20 à 0,50
Convoyeurs racleurs.....	0,30 à 0,40
Convoyeurs pousseurs	0,30 à 0,40
Convoyeurs à rail aérien.....	0,05 à 0,30
Distributeurs.....	0,02 à 0,10
Elévateurs à balancelles.....	0,10 à 0,30
Elévateurs à godets espacés	0,50 à 2,00
Elévateurs à godets continus.....	0,20 à 0,80
Elévateurs à godets basculants.....	0,20 à 0,40

Facteur dynamique K_v

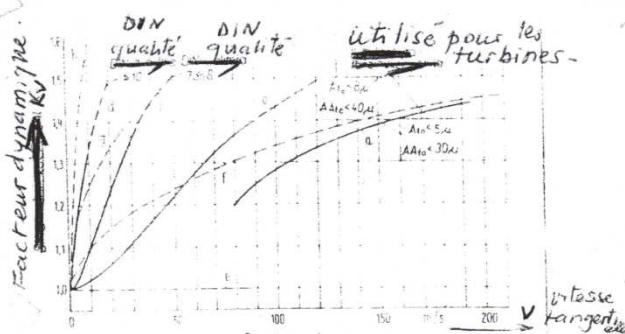


Diagramme 1.

a...d (Winter, Hösel)

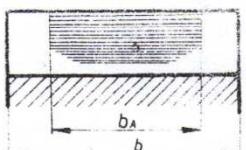
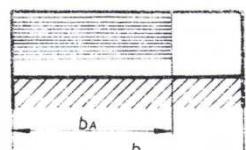
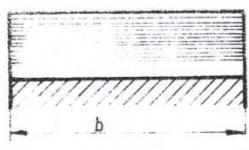
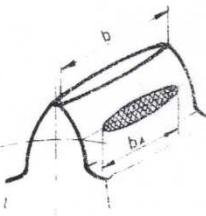
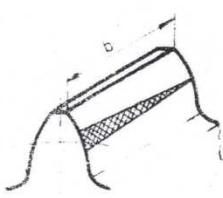
e standard AGMA

f (Henriot qualité I)

g (Henriot qualité II), (AGMA courbe 2)

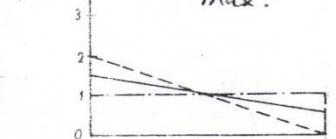
h (Henriot qualité III), (AGMA courbe 3)

Diagramme 2.

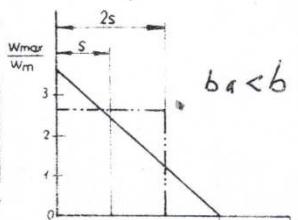


W_m charge linéaire
 W_{max} charge linéaire max.

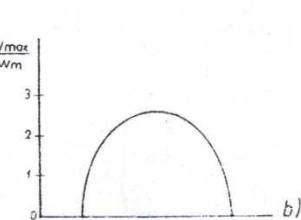
$$K_{HP} = \frac{W_{max}}{W_m}$$



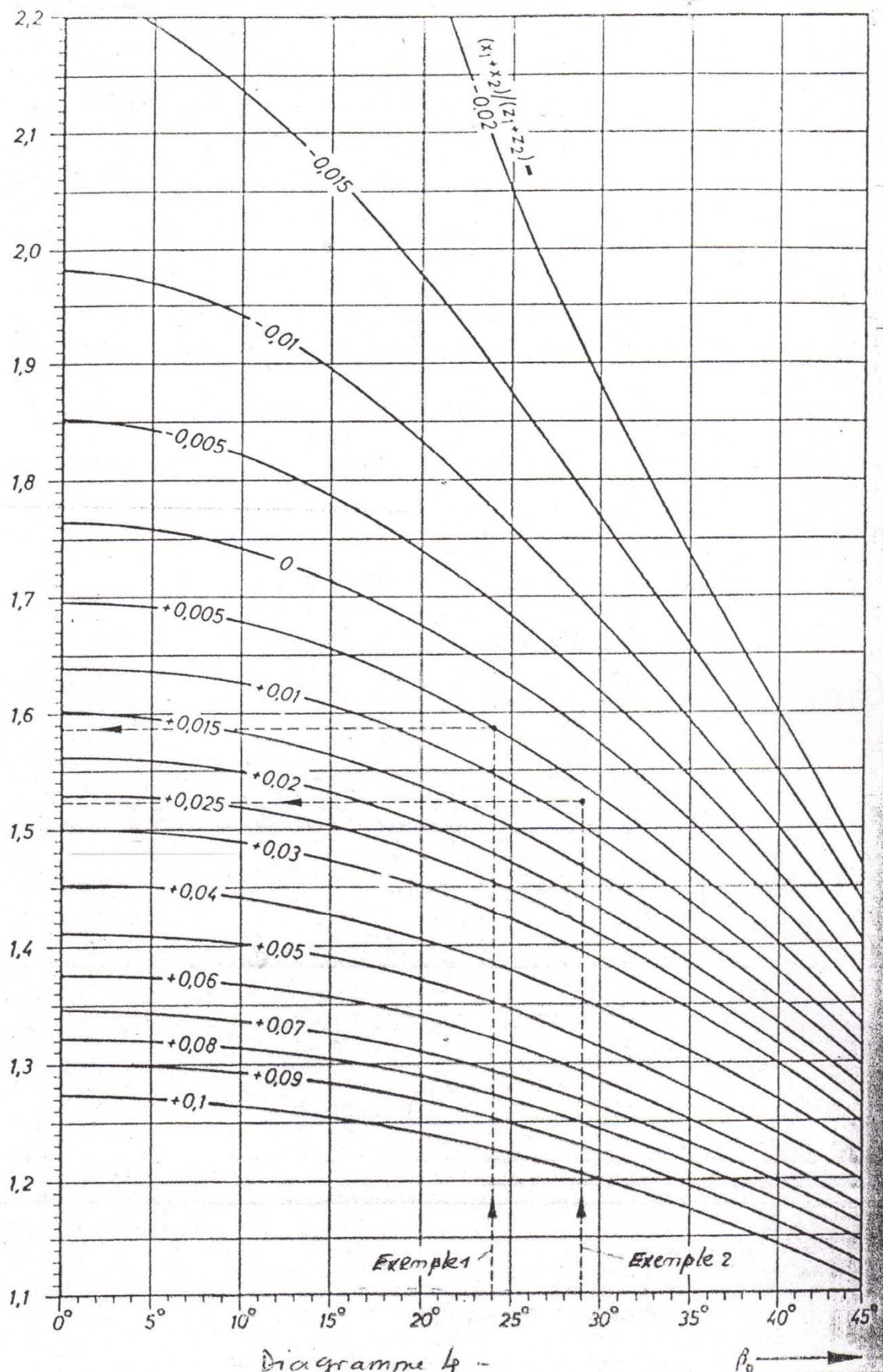
Mauvaise distribution sur toute la largeur
 $1 \leq K_{HP} \leq 2$ $K_{FB} \geq 1 + K_{HP}$

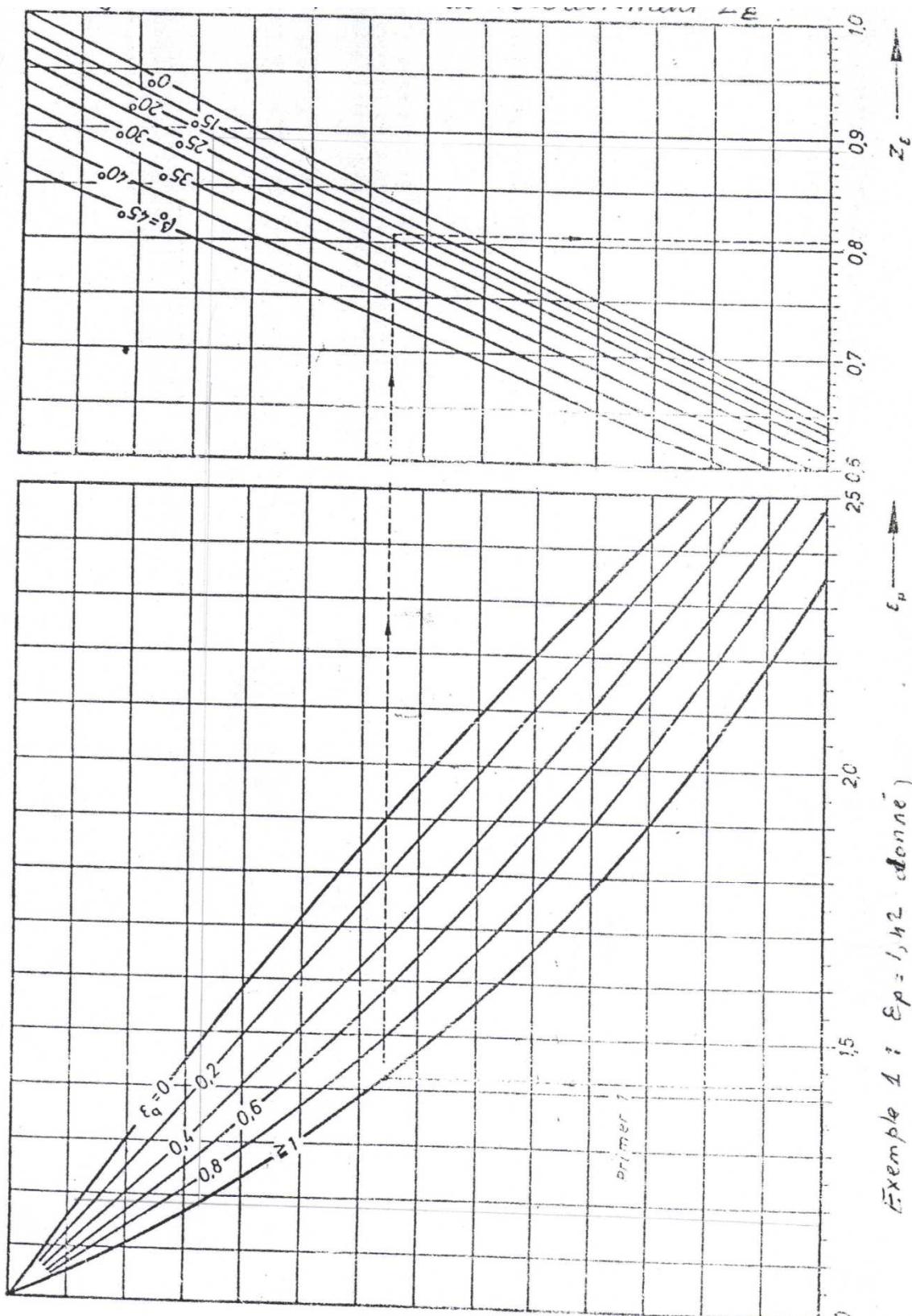


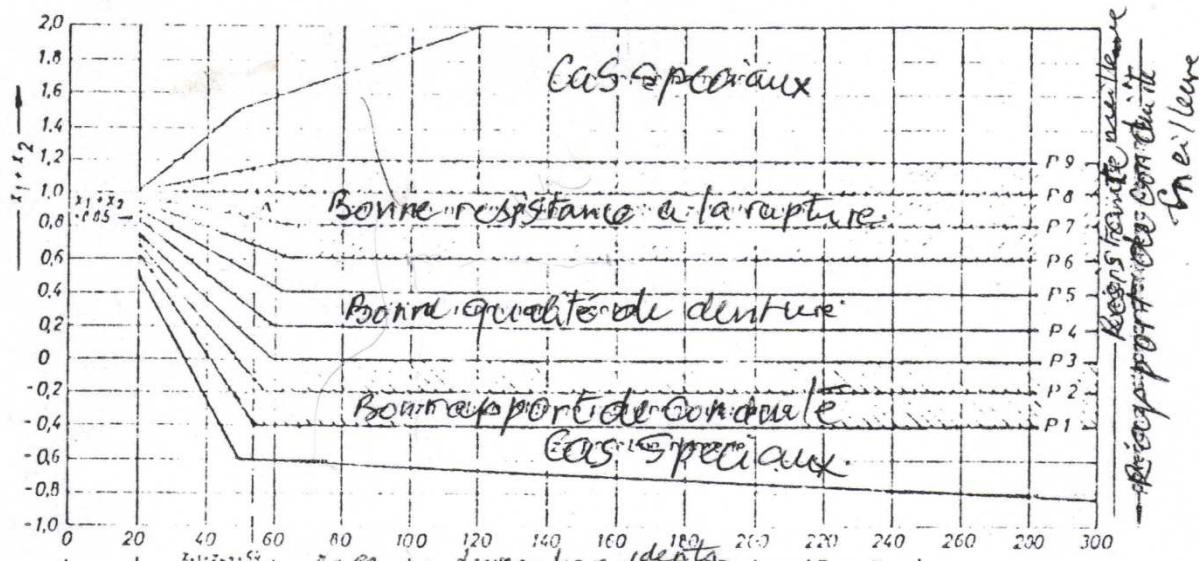
Mauvaise distribution sur une partie de l'largeur
 $K_{HP} = \frac{2b}{b_a}$ $1 < K_{HP} \leq 0,75$ $K_{FB} = 1,5 \frac{b}{b_a}$



Mauvaise distribution sur une partie de l'largeur
 $K_{HP} = 1,5 \frac{b}{b_a}$ $1 < K_{HP} \leq 2$







Coefficient K_I ou (facteur d'application)

Machine réceptrice (menée)	Nombre d'heures de travail/jour	Machines motrices (menant)		
		Moteur électrique	Fusbine, Moteur à piston à plusieurs cylindres	Moteur à piston un cylindre
sans chocs : générateur (à peines)	0,5	0,5	0,8	1,0
transporteur à grue	3	0,8	1,0	1,25
ventilateur, souffleur	8	1,0	1,25	1,5
compresseur, mélangeur	(24)	1,25	1,8	1,75
avec chocs : machine rotatif élevateur, souffleur	0,5	0,8	1,0	1,25
mélangeur, pompe à piston	3	1,0	1,25	1,5
	8	1,25	1,5	1,75
	24	1,5	1,75	2,0
chocs très forts : Presse, écaillier, machines de siderurgie, centri fréisseur, conasseurs	0,5	1,25	1,5	1,25
	3	1,5	1,75	2,0
	8	1,75	2,0	2,25
	24	2,0	2,25	2,5

