

Conception d'une repiqueuse automatique actionnée à l'énergie solaire

Rakotoarisoa Haga Johary *(1), Randrianja Roger (2), Ramielson Luis Ruffin (1), Ranoarivony Honoré(2)

(1) Institut d'Enseignement Supérieur d'Antsirabe - Vakinakaratra- (I E S-AV),
Antsirabe 110

(2) Institut d'Enseignement Supérieur de Soavinandriana-Itasy (I E S-SI), Soavinandriana

*Auteur correspondant : gasyhaga@gmail.com

Résumé

Cette étude concerne la conception et la réalisation d'une repiqueuse solaire de SRI et SRA avec modélisation des éléments de repiquage menés par un Arduino. Cette machine a deux fonctions : l'une, repiquage des jeunes plants et l'autre, leurs alignements. La repiqueuse comporte les éléments suivants : la plaque solaire et sa batterie qui sont la source d'énergie mécanique de déplacement et les éléments du système de repiquage : les corps, les articulations et la pincettes actionnés par les servomoteurs et son Arduino assurent la réception des jeunes plantes placés sur la table inclinée.

Mots clés : repiqueuse, riz, SRI et SRA, plaque solaire, Arduino, pincettes, servomoteurs

1- INTRODUCTION

Le repiquage est l'un de travaux difficiles et le plus coûteux dans la culture de riz irrigué. La mécanisation par le biais de la motorisation de ce travail est impossible à Madagascar en raison de la faible étendue des rizières cultivées.

L'objectif de l'étude est de concevoir et de réaliser une machine répondant aux exigences économique et sociales à Madagascar ; repiqueuse entre une machine manuelle simple au prix abordable et une machine motorisée rapide, de bon rendement.

2- DESCRIPTION DE LA MACHINE (figure 1)

La repiqueuse est une machine de transplantation des jeunes plantes de 8 jours à 15 jours. Afin d'accomplir sa mission, la machine comprend les éléments suivants :

Une table sur laquelle les jeunes plants sont placés, est fabriquée en tôle galvanisée de 15/10. Elle est inclinée sur un angle de 30° afin de faciliter le déplacement des jeunes plants par leurs propres poids.

Un cadre supporté tous les éléments de la machine est fabriqué en fer cornière de 30 mm x 2mm

Les éléments de déplacement sont composés de deux skis et de deux roues d'entraînement. Les deux skis sont fixés et placés au-dessous de la table et la supportent directement. Les deux roues d'entraînement à un axe de diamètre de 18mm entraînent le déplacement de la machine par une liaison pivot de deux boîtes

Des éléments de repiquage composés de : corps, articulation, servomoteurs servent à la transplantation des jeunes plants. Le nombre pince varie suivant le nombre de ligne à effectuer

Une plaque solaire de puissance de 200W servant de source d'énergie, sont placés au milieu du cadre. Afin de faciliter son emplacement et son retournement sur la position inclinée, elles sont élevées à une hauteur de 30cm par rapport au cadre. Cette inclinaison de 20° à 30° est obtenue par la combinaison de deux liaisons pivot étagées supportant la plaque, de préférence incliné vers le NORD-OUEST, est destinée à la meilleur réception des rayonnements solaires.

Les éléments de restitution de l'énergie solaire en énergie mécanique. Ils sont constitués d'un moteur électrique de 230W tournant à une vitesse de 1500 tr/min et d'un réducteur qui démultiplie à la vitesse circonférentielle de 0,25m/s

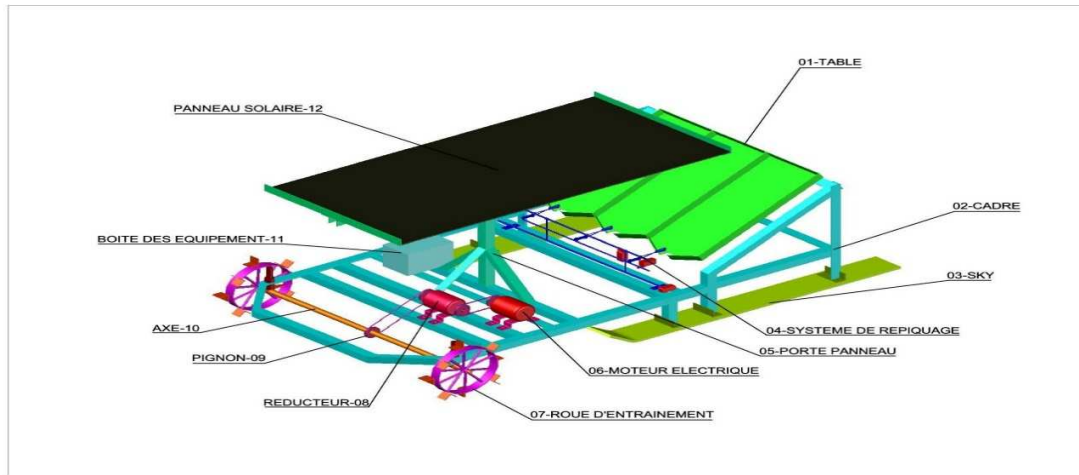


Figure 1 : repiqueuse automatique actionnée à l'énergie solaire

3- CONCEPTION ET REALISATION DE LA REPIQUEUSE

L'étude effectuée sur la conception se focalise sur :

Les dimensionnements des éléments de la machine ont été définis en se référant à l'existence de la plaque solaire offerte sur le marché à Madagascar : dimensionnement du moteur électrique entraînant le déplacement de la machine, celui du cadre, celui de l'axe des roues d'entraînement, celui du réducteur diminuant la vitesse de rotation du moteur au cours du déplacement de la machine

La stabilité de la machine afin de déterminer l'emplacement des organes qui la constituent et l'emplacement des plaques solaires puis des autres pièces

Etude de la position des corps du système de repiquage et ses pinces commandés par les servomoteurs et son Arduino afin de recevoir les jeunes plants sur la table et de les repiquer dans le sol.

3.1- Dimensionnement

Cette repiqueuse est une machine mobile demandant une énergie mécanique pour son déplacement. Elle possède d'une plaque solaire photovoltaïque et on utilise une batterie et un convertisseur pour la restitution de l'énergie solaire en énergie électrique. Finalement la restitution en énergie mécanique est assurée par un moteur électrique.

3.1.1- Détermination de la puissance du moteur d'entraînement

-Modélisation pour le calcul de la réaction N5 (figure 2)

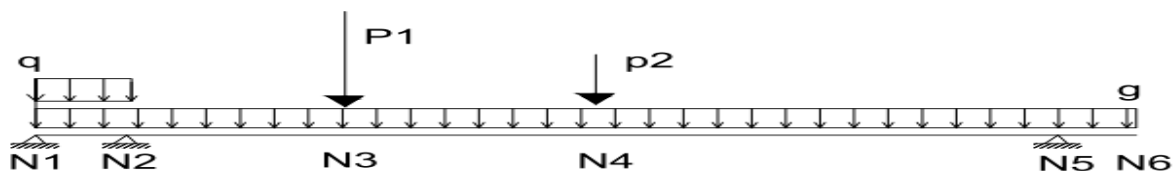


Figure 2 : modélisation de forces appliquées sur le cadre

Afin de calculer les charges sur le cadre, il faut identifier l'emplacement des nœuds sur le cadre (tableau 1)

Tableau 1 : emplacement des nœuds sur le cadre

Numéro de nœuds	Distance partielle	Distance cumulée
N_1	0	0
N_2	280	280

N_3	390	670
N_4	380	1 050
N_5	520	1 570
N_6	120	1 690

Détermination de charges appliquées : le calcul des charges appliquées sur le cadre se trouve dans le tableau 2

Pour le poids propre, nous appliquons un coefficient de majoration 1,35 pour tenir compte l'imprécision due à l'estimation des charges, sa direction et son mouvement

Les autres charges sont affectées d'un coefficient de 1,5 pour les mêmes raisons (tableau 2)

Tableau 2 : calcul des charges

Charges	Linéaire	Ponctuelle	Total [N/m]	Total [N/mm]	[N]
g	$1,35 \times 7850 \times 1,74 \cdot 10^{-4}$		18,44	0,01844	-
q	$1,5 \times \frac{1}{0,12} \times 83,33$		125	0,125	-
P_1	$1,5 \times 50 \times 10$				750
P_2	$1,5 \times 10 \times 10$				150

Après avoir déterminé les charges sur le cadre on va les Modéliser sur la figure 2 afin d'identifier les différentes sollicitations

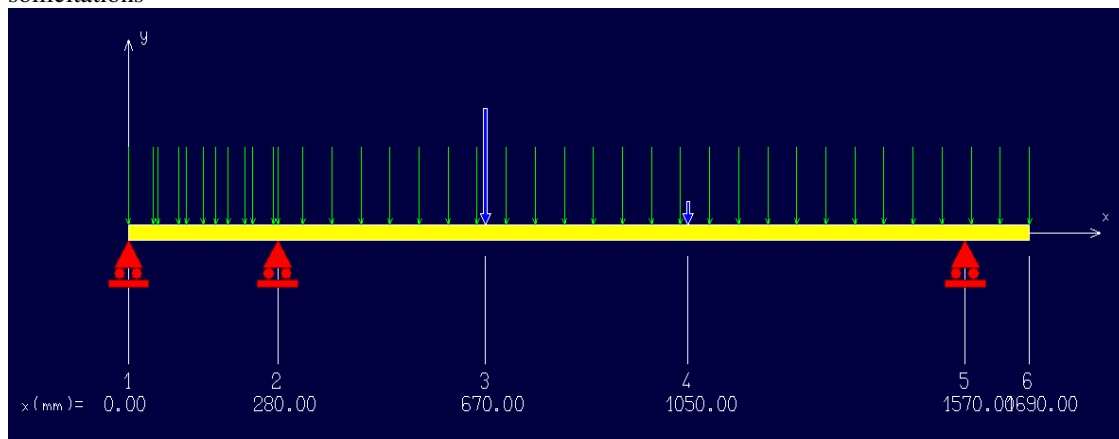


Figure 3: modélisation des charges

Les sollicitations apparues sur le cadre sont :

- La déformée (figure 3)
- La pente (figure 4)
- L'effort tranchant (figure 5)
- Le moment fléchissant (figure 6)
- Les contraintes sur les fibres intérieures et extérieures (figure 7)

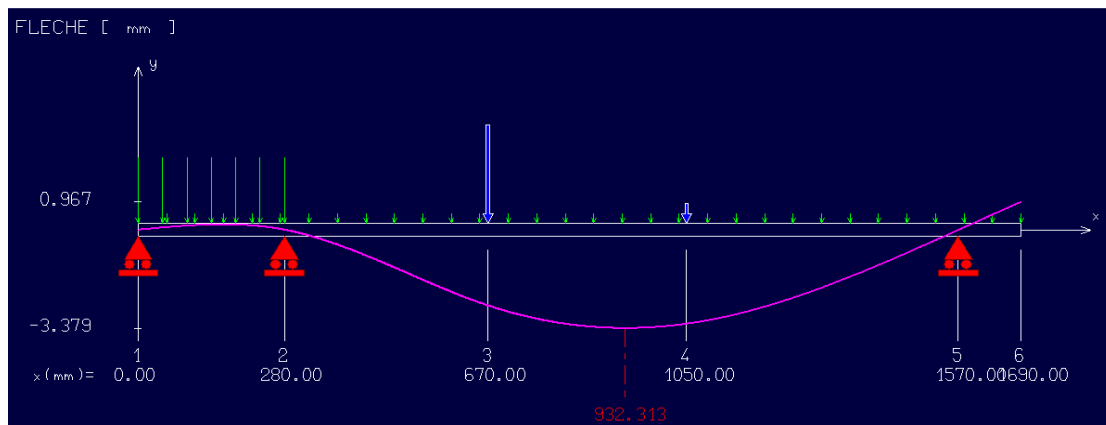


Figure 4 : Déformée

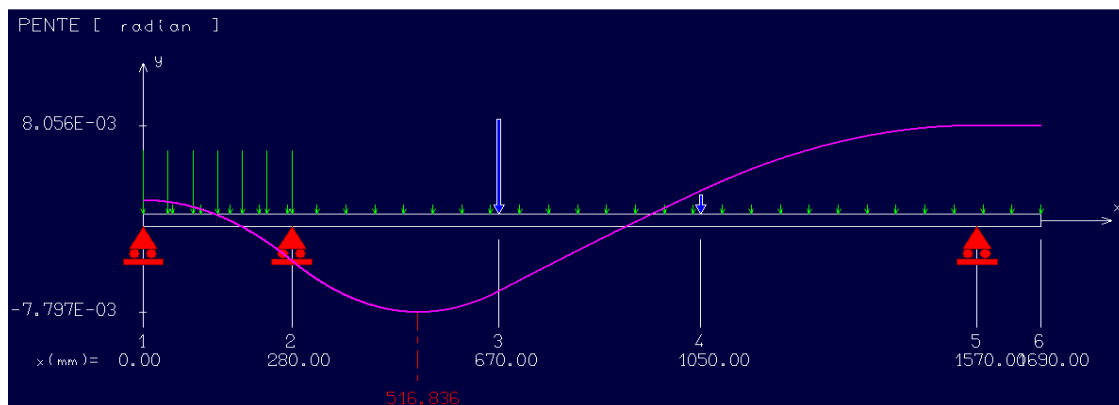


Figure 5: Pente

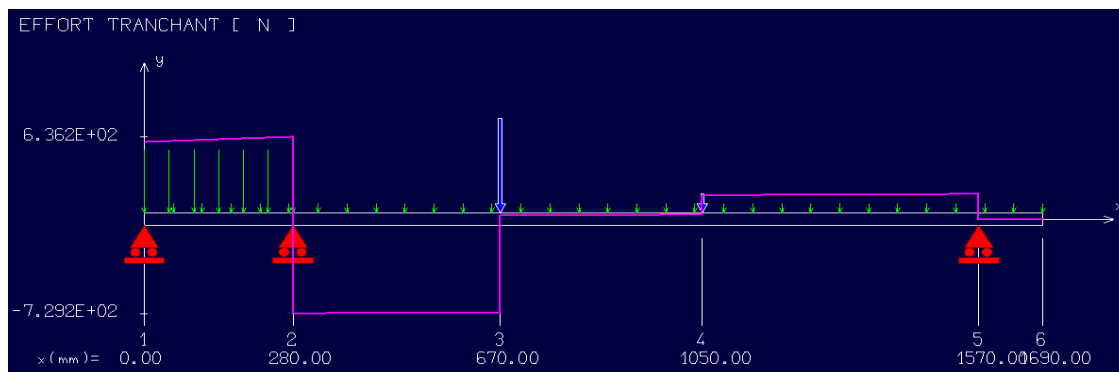


Figure 6 : Effort tranchant

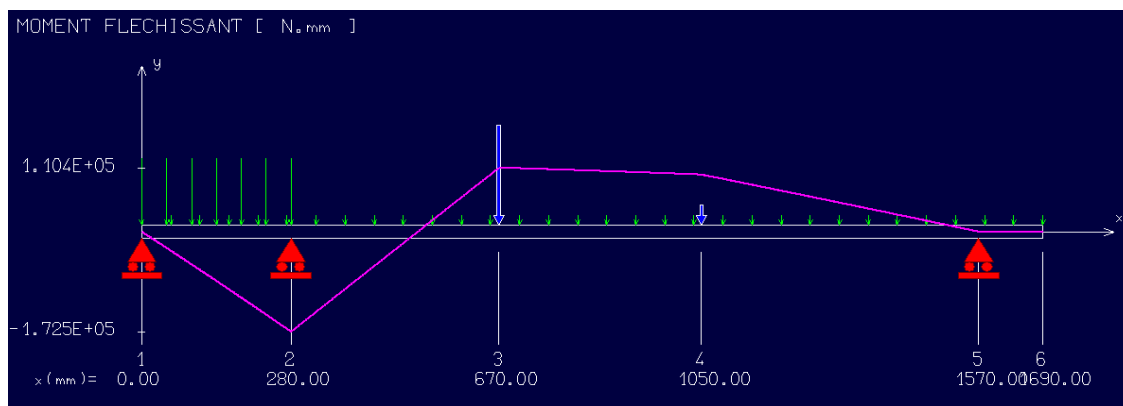


Figure 7 : Moment fléchissant

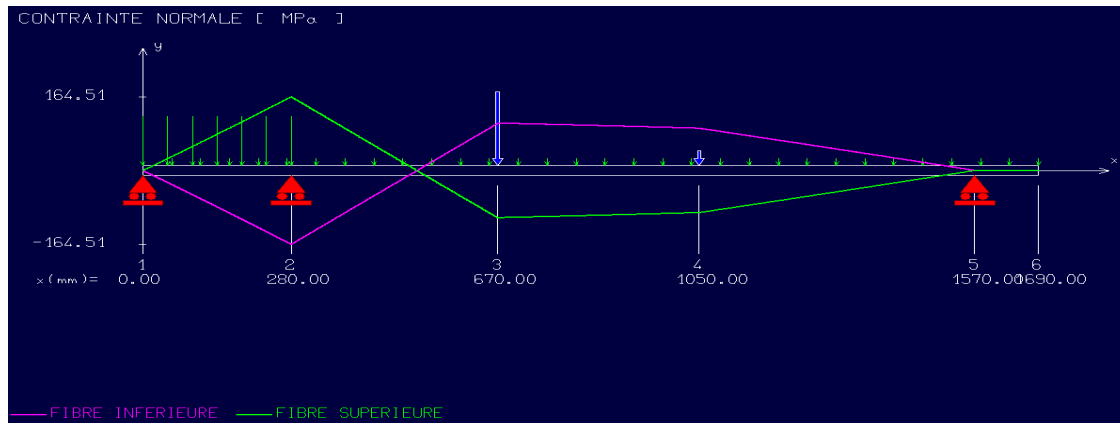


Figure 8: Contraintes sur les fibres supérieures et inférieures

Les réactions aux appuis sont :

Nœud 1 : $R_1 = -596,04[N]$

Nœud 2 : $R_2 = 1\,365,45[N]$

Nœud 5 : $R_5 = 196,76[N]$

Force nécessaire minimale pour déplacer la machine

Modélisation du système se présente comme suit :

Hypothèse : Les plots d'ancrage (figure 8) fixés sur la roue permettent d'améliorer la force de traction



Figure 9: schéma cinématique du moyen de déplacement de la machine

C : force de cohésion de l'argile $c = 20[KN/m^2]$

Dimensions du patin axe égalent à 460x100

La force de traction minimale $F = R_5 \cdot \delta_{lim} + C \cdot a \cdot b$ avec $\delta_{lim} = tg\alpha$

δ_{lim} : Coefficient de résistance par roulement Acier-sol argileuse prise égalent à 2.10^{-2}

$$F = 196,76 \times 2.10^{-2} + 20000.10^{-6} \times 460 \times 100 = 924[N]$$

La vitesse de déplacement de la machine est de $V = 0,25m/s$

Nous devons tenir compte les rendements suivants pour déterminer la puissance mécanique :

- Rendement de l'engrènement des roues à chaînes $\eta_{ch} = 0,97$
- Rendement par paire de roulement $\eta_R = 0,99$

La puissance mécanique nécessaire : $P_m = \frac{F.V}{\eta_{ch}\eta_R} = \frac{924 \times 0,25}{0,97 \times 0,99} = 240,55[W]$

-Pour tenir compte l'irrégularité de la surface de roulement et aussi au démarrage, prendre une puissance mécanique de 300[W], elle est suffisante pour tirer la machine.

Couple à transmettre $M_{t\ pignon} = \frac{P_m}{\omega_1} = \frac{30.P_m}{\pi N_1} = \frac{30 \times 300}{\pi \times 1500} = 2[N.m]$

3.1.2-Diamètre des roues

Nous choisissons la transmission par chaîne comme solution de la transmission de puissance pour les raisons suivantes :

- Rapport de transmission constante (*Pas de glissement*)
- Longues durées de vie

- Essentiellement utilisées aux basses vitesses de rotation ($V < 13[m/s]$)
- Montage et entretien plus simple.

Déterminons le rapport de transmission du réducteur
Vitesse de rotation de la roue

$$V_R = V_{roue} = R_{roue} \cdot \omega_2 = R_{roue} \cdot \frac{2\pi N_2}{60}$$

$$N_R = \frac{30V_2}{\pi R_{roue}} = \frac{30 \times 0,25}{\pi \times 0,30} = 7,95 [tr/min]$$

- Les nombres de dents pour une transmission par chaîne vont de 5 à 75 [dent]
- Rapport de transmission $n = \frac{N_2}{N_1} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{7,95}{1500} = \frac{1}{188,68} = 0,0053$

Nous avons un rapport de réduction très faible, par conséquent nous choisissons un réducteur à axes orthogonaux composés de deux roues hélicoïdales et d'un système roue et vis sans fin (figure 9)

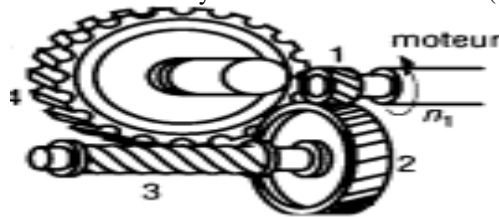


Figure 10: réducteur

Roue 1 $Z_1 = 24$ dents

Roue 2 $Z_2 = 90$ dents

Roue 3 Vis sans fin 2 filets $Z_3 = 2$ dent

Roue 4 $Z_4 =$ à déterminer

D'après WILLIS $\frac{N_4}{N_1} = \prod \frac{Z_1 Z_3}{Z_2 Z_4} = 0,0053 \Rightarrow Z_4 = \frac{Z_1 Z_3}{Z_2 \times 0,0053} = 100$ dents

Rapport de transmission réel $\frac{N_4}{N_1} = \frac{Z_1 Z_3}{Z_2 Z_4} = \frac{24 \times 2}{90 \times 100}$

Caractéristiques des éléments de la transmission

Matériaux : Les matériaux sont déterminés à partir des matériaux dans les documents techniques normalisés (tableau 3) pour les engrenages des réducteurs figurés dans le tableau ci-après :

Tableau 3 : aciers normalisés pour la construction des roues dentées
Aciers recommandés pour la construction des roues dentées cylindriques et coniques des réducteurs

Matériau	DIN	STAS	Traitement thermique ou thermochimique	Dureté		Résistance à la rupture, σ_r (N/mm^2)	Limite d'élasticité, σ_c (N/mm^2)	Résistance limite à la fatigue au pied de la dent σ_f lim (N/mm^2)	Pression hertzienne limite à la fatigue, σ_H lim (N/mm^2)		
				noyau (HB)	flanc (HRC)						
OL 50	Fe 490-2 (St 50-2)	500/2-80	Normalisation	HB = 150 ÷ 170		500 ÷ 620	270 ÷ 300	0,4HB + 100	1,5HB + 120		
OL 70	Fe 690-2 (St 70-2)	500/2-80	Normalisation	HB = 200 ÷ 220		700 ÷ 850	340 ÷ 370	0,4HB + 100	1,5HB + 120		
OLC 45*	C 45	880-88	Amélioration	HB = 220 ÷ 260		620	360	0,4HB + 140	1,5HB + 200		
			Trempe après chauffage à la flamme ou CIF	200 ÷ 260	50 ÷ 57					160 ÷ 170	20HRC + 10
OLC 55	C55	880-88	Amélioration	HB = 200 ÷ 300		720	420	0,4HB + 140	1,5HB + 200		
			Trempe après chauffage à la flamme ou CIF	200 ÷ 300	50 ÷ 57					180 ÷ 190	20HRC + 20
41 MoCr 11	42 CrMo 4	791-88	Amélioration	HB = 270 ÷ 320		950	750	0,4HB + 155	1,8HB + 200		
			Trempe après chauffage à la flamme ou CIF	270 ÷ 320	50 ÷ 57					230 ÷ 290	20HRC + 60
			Nitruration	270 ÷ 320	52 ÷ 60					250 ÷ 350	20HRC
40 Cr 10	41 Cr 4	791-88	Amélioration	HB = 240 ÷ 340		1000	800	0,4HB + 155	1,8HB + 200		
			Trempe après chauffage à la flamme ou CIF	240 ÷ 340	50 ÷ 57					230 ÷ 290	20HRC + 60
			Nitruration	240 ÷ 340	50 ÷ 57					250 ÷ 350	20HRC
34 MoCrNi 15	34 CrNiMo 6	791-88	Amélioration	HB = 310 ÷ 330		1100	900	0,4HB + 155	1,8HB + 200		
OLC 15*	C 15	880-88	Cémentation	120 ÷ 140	55 ÷ 63	390	280	140 ÷ 150	24HRC		
21 MoMnCr 12	20 CrMo 5	791-88	Cémentation	300 ÷ 350	55 ÷ 63	1100	850	390 ÷ 460	25,5HRC		

3.1.3- Détermination de l'entraxe a

Utilisons la relation de la sollicitation hertzienne, la distance minimale entre les axes est donnée par la relation [1] :

$$a \geq \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot M_{t \text{ pignon}}}{2u\psi_a} \left(\frac{Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\epsilon}{\frac{\sigma_{H \text{ lim}}}{S_H} \cdot K_{HN} \cdot Z_R \cdot Z_W} \right)^2}$$

- $u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{90}{24} = 3,75$
- K_A : facteur de charge dynamique extérieur, $K_A = 1$
- K_V : facteur dynamique intérieur, $K_V = 1,1$
- $K_{H\beta}$: facteur de répartition longitudinale de la charge pour la sollicitation hertzienne, $K_{H\beta} = 1,15$
- $M_{t \text{ pignon}}$: Moment de torsion à l'arbre de pignon $M_{t \text{ pignon}} = 2[N \cdot m]$
- ψ_a : coefficient de largeur $\psi_a = 10$
- Z_M : facteur de matériau, $Z_M = \sqrt{0,35 \cdot E} = 271 \sqrt{N/mm^2}$
- Z_H : facteur du point de roulement $Z_H = 1,77$
- Z_ϵ : facteur de la longueur de contact $Z_\epsilon = 1$
- $\sigma_{H \text{ lim}}$: effort unitaire limite à la sollicitation hertzienne, on prend $HB = 240$
 $\sigma_{H \text{ lim}} = 1,8HB + 200 = 632 [N/mm^2]$
 - S_H : facteur de sureté par rapport à la sollicitation hertzienne, $S_H = 1,25$
 - K_{HN} : facteur du nombre de cycles de sollicitation pour la sollicitation hertzienne
 $K_{HN} = 1$
 - Z_R : facteur de rugosité $Z_R = 1$
 - Z_W : facteur du rapport de la dureté des flancs $Z_W = 1$
- $a \geq \sqrt[3]{\frac{1 \times 1,1 \times 1,15 \times 2000}{2 \times 3,75 \times 10} \left(\frac{1,77 \times 271 \times 1}{\frac{632}{1,25} \times 1 \times 1 \times 1} \right)^2} = 3,2 [mm]$

Etablissement de l'angle de l'hélice β

-Pour les aciers améliorés $< 3500 [N/mm^2]$, on prend $\beta = 15^\circ$

L'entraxe $a = \frac{m_t(Z_1 + Z_2)}{2} = \frac{24 + 90}{2} = 57 [mm]$, condition sur l'entraxe vérifiée

3.1.4- Détermination du module normal des roues dentées

La valeur minimale nécessaire du module normal de la denture des roues est donnée par la relation

$$m_n \geq \frac{M_{t \text{ pignon}} \cdot (1+u) \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F \cdot Y_\beta}{\psi_a \cdot a^2 \cdot \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{S_F} \cdot K_{FN} \cdot Y_S \cdot Y_{Fx}}$$

- $K_{F\alpha}$: facteur de répartition frontale de charge, $K_{F\alpha} = 1$
- $K_{F\beta}$: facteur de répartition longitudinale de la charge pour la sollicitation au pied de la dent
 $K_{F\beta} = 1,15$
- Y_F : facteur de forme $Y_F = 2,25$
- Y_β : facteur de l'angle de l'hélice, $Y_\beta = 1$
- a : entraxe, $a = 57 [mm]$,
- $\sigma_{F \text{ lim}}$: effort unitaire pour la sollicitation à la fatigue au pied de la dent
 $\sigma_{F \text{ lim}} = 0,4HB + 155 = 251 [N/mm^2]$
 - S_F : facteur de sureté pour la sollicitation au pied de la dent, $S_F = 1,5$
 - K_{FN} : facteur du nombre de cycles de sollicitation au pied de la dent, $K_{FN} = 1$
 - Y_S : facteur de concentration de contraintes, $Y_S = 1$
 - Y_{Fx} : facteur dimensionnel, $Y_{Fx} = 1$

$$m_n \geq \frac{2000 \cdot (1 + 3,75) \times 1 \times 1,1 \times 1 \times 1,15 \times 2,25 \times 1}{10 \times 3,2^2 \times \frac{251}{1,5} \times 1 \times 1 \times 1} = 1,57 [mm]$$

Prenons comme solution $m_n = 2 [mm]$.

On récapitule dans le tableau 4 les caractéristiques de vis et des roues dentées.

Tableau 4 : récapitulatif des caractéristiques de vis et roues dentées

Caractéristiques	Symbole	Roue 1	Roue 2	Vis 3	Roue 4
Module apparent	m_t	2,07	2,07	-	2,07
Module réel	m_n	2	2	2	2
Module axial	m_x	-	-	2,07	-
Pas apparent	P_t	6,50	6,50	-	6,50
Pas réel	P_n	6,28	6,28	-	6,28
Pas d'hélice	P_z	582,47	2 184,28	-	2 427
Pas axial	P_x	-	-	6,50	-
Pas hélicoïdale	P_h	-	-	13	-
Saillie	h_a	2	2	-	2
Creux	h_f	2,5	2,5	-	2,5
Hauteur de dent	h	4,5	4,5	-	4,5
Diamètre primitif	D	49,68	186,3	15,44	207
Diamètre de tête	d_a	53,68	190,3	11,44	211
Diamètre de pied	d_f	44,68	181,3	10,44	202
Nombre de dent ou filet	Z	24	90	2	100
	N			2	
Angle d'hélice β	15°	15°	15°	15°	15°

3.1.5 - Roues à chaînes

La transmission par chaîne est utilisée pour transmettre la puissance mécanique depuis la sortie réductrice vers l'arbre des roues motrices (figure 10). Nous choisissons ce type de transmission pour les raisons suivantes :

- Rapport de transmission constante (*Pas de glissement*)
- Longues durées de vie
- Essentiellement utilisées aux basses vitesses de rotation ($V < 13[m/s]$)
- Montage et entretien plus simple.

Schéma cinématique [2]

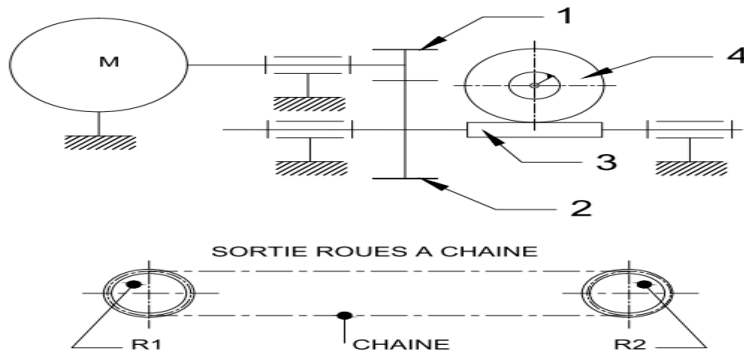


Figure 11 : schéma cinématique de la transmission de puissance depuis la sortie réductrice vers l'arbre des roues motrices

Pour déterminer les caractéristiques de la transmission, nous devons suivre les étapes des calculs suivants :

- Déterminer diamètre primitif d'une roue de Z dents est donné par la relation [1]

$$d_p = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)} = \frac{12,70}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)}$$

- Le diamètre extérieur du pignon $d_{ai} = d_{pi} + 1,25p - d_1$
- Le diamètre de fond $d_{fi} = d_{pi} - d_1$
- L'angle d'enroulement $\theta = \theta_1 = 180^\circ - 2\text{Arcsin}\left(\frac{d_{p2} - d_{p1}}{2a}\right)$
- Pour les chaînes simples $b_{f1} = 0,93b_1$
- La Puissance de service $P_S = P \cdot k_s$

k_s : Coefficient correcteur lié aux conditions de service de la transmission

- Déterminer le pas et du type de la chaîne par l'intermédiaire du tableau 6
- Vérification du nombre de dent et de diamètre primitif du pignon à partir de la puissance de base P_b , tel que $P_b \cdot K_R \geq P_S$

k_R : Coefficient correcteur tenant compte du nombre de rangées.

P_b : tient compte du type de lubrification.

- Déterminer la longueur primitive de la chaîne par la relation [1]

$$L_p = 2a + \frac{p(Z_1 + Z_2)}{2} + \frac{p^2}{2} \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2$$

a : Entraxe à des roues, $a = 40p$

- Déterminer la longueur primitive de la chaîne par la relation

$$L_{pm} = 2 \frac{a}{p} + \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} + \frac{p}{a} \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2$$

3.1.6- Détermination du type de chaîne (Figures 12 et 13)

Nous avons $P_m = 300[W]$

On considère que la transmission avec à-coups et chocs modérés, service normal de 6 à 16h/jour.

$\Rightarrow k_s = 1,3$, dans ce cas $P_s = P \cdot k_s = 1,3 \times 300 = 380[W]$,

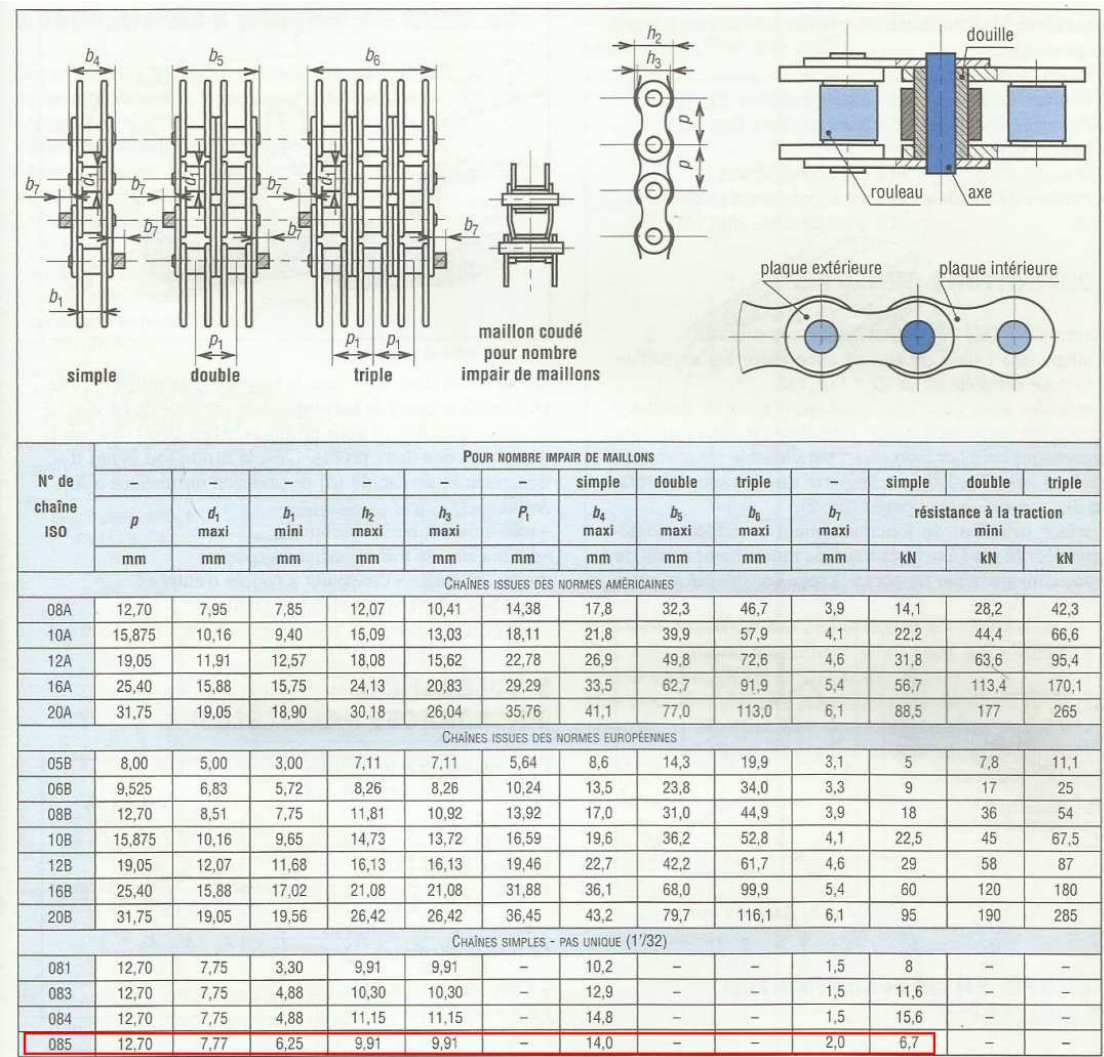
K_s est montré dans le *tableau 5*

Tableau 5 : valeur du coefficient de service

1. Valeur du coefficient de service K_s				
	service léger 0 à 6 h/jour	service normal 6 à 16 h/jour	service dur 16 à 24 h/jour	service très dur en continu
transmission uniforme sans à-coups	1,0	1,2	1,4	1,6
transmission avec légers à-coups et chocs modérés	1,1	1,3	1,5	1,8
transmission avec à-coups et chocs élevés *	1,2	1,4	1,6	2,0
* avec des inversions de sens, des démarrages fréquents sous forts couples				

Avec l'intensité de la force de traction = $924[N]$. En utilisant le tableau 4, le type de chaîne adaptée au fonctionnement est 081-1 pas $12,70[mm]$ (tableau 6).

Tableau 6 : dimension des chaînes courtes



Les résultats de calculs sont montrés dans le tableau 7 suivant :

Tableau 7: caractéristique de la chaîne et roues

Caractéristiques de la chaîne							
Désignation de la chaîne	pas [mm]	d_1 [mm]	b_1 [mm]	b_4 [mm]	b_7 [mm]	R_r [KN]	
081-1	12,7	7,77	6,25	14	2,0	6,7	
Caractéristiques des roues à chaîne							
Désignation des roues	pas [mm]	Z [dent]	d_{pi} [mm]	θ_i [°]	b_f [mm]	d_f [mm]	d_a [mm]
Roue 1 et 2	12,7	20	81	180	5,81	73,23	89,10
L_p [mm]				1270			
L_{pm} [Nombre de maillons]				100			

L'entraxe conseillé $a = 40p = 40 \times 12,7 = 508$ [mm]

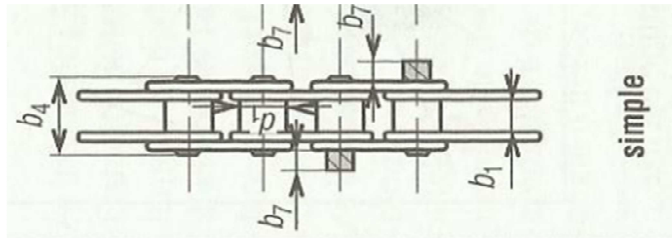


Figure 12: chaîne **081-1**, pas 12,7[mm]

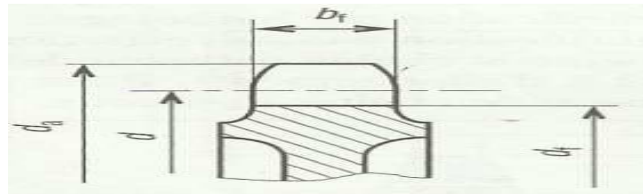


Figure 13: caractéristique des roues

Tableau 8 : caractéristiques du réducteur

Réducteur	Rapport	Couple[Nm]	Force de traction [KN]
	0,0053	377	4,650

3.1.7- Etude du cadre (Figures 14 à 19)

Sollicitation

Les différentes charges sont montrées dans la figure 13 suivante :

- Poids propre : 0,01844 N/mm
- Poids ketsa et support : 0,125 N/mm
- Poids du panneau et structure : 750N avec un moment de 160
- Poids du moteur : 150 N

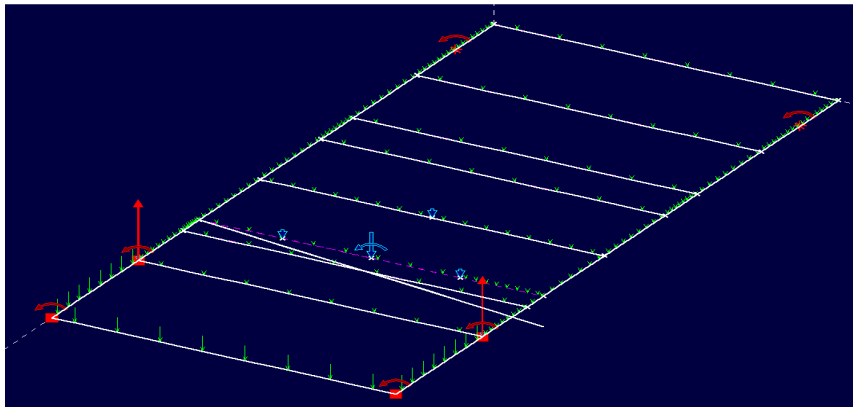


Figure 14 : les différentes charges réparties sur le cadre

Les résultats de calculs sont les suivants :

Les déplacements nodaux permettent de déterminer les charges selon les axes x,y,z, montrées dans le *tableau 9*

Tableau 9 : déplacement nodaux

Nœud	dz	Rot x	Rot y
1	-2.792E+00	-7.900E-04	0.000E+00
2	-2.792E+00	-8.008E-04	-9.970E-06
3	-3.265E+00	-7.224E-04	-9.927E-06
4	-3.264E+00	-7.116E-04	0.000E+00
5	-3.195E+00	-7.007E-04	-1.139E-03
6	-2.736E+00	-7.792E-04	-9.213E-04
7	-2.405E+00	-6.525E-04	-2.358E-03
8	-2.784E+00	-5.686E-04	-2.944E-03
9	-2.448E+00	-3.790E-04	-3.780E-03

10	-2.137E+00	-6.370E-04	-3.008E-03
11	-1.461E+00	-7.111E-03	4.059E-03
12	-2.494E+00	4.230E-04	-4.621E-03
13	-1.592E+00	4.155E-03	-5.184E-03
14	-1.592E+00	9.252E-03	-4.294E-03
15	-6.111E-01	-4.649E-01	-4.847E-03
16	-2.226E+02	-4.750E-01	-4.332E-03
17	-2.939E+02	-4.750E-01	-4.541E-03
18	-3.724E-01	-1.866E-02	-4.541E-03
19	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00
20	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00
21	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00
22	0.000E+00	0.000E+00	0.000E+00
23	-7.095E+01	-4.719E-01	-4.513E-03
24	-1.467E+02	-4.742E-01	-4.157E-03

A partir du tableau 9 qu'on déterminera les forces intérieures (effort tranchant, moment de torsion et moment de torsion) sur le cadre selon le tableau 10

TY = Effort tranchant [N] Mt = Moment de torsion [Nmm]

MfZ = Moment fléchissant[Nmm]

Tableau 10 : les différentes charges intérieures

Eléments	Origine	T_{Yo}	M_{to}	M_{fzo}
	Extrémité	T_{Ye}	M_{te}	M_{fze}
	-	T_{Ymax}	-	M_{fzmax}
1	1	-7.9	4.3	-820.4
	2	-5.7	4.3	0.0
		7.9	4.3	820.4
2	2	-5.7	0.0	-4.3
	3	5.7	0.0	886.1
		5.7		886.1
3	4	-7.9	4.4	817.1
	3	-5.7	4.4	-0.0
		7.9		817.1
4	4	7.9	4.4	44 889.6
	5	10.1	4.4	43 807.0
		10.1		44 889.6
5	1	7.9	4.3	36 379.6
	6	10.2	4.3	35 293.7
		10.2		36 379.6
6	6	-5.8	17.0	-26.2
	5	5.6	17.0	27.5
		5.8		886.7
7	6	16.0	30.5	35 276.7
	7	19.6		31 716.1
		19.6		35 276.7
8	5	15.8	31.8	43 824.0
	8	19.4	31.8	40 303.7
		19.4		43 824.0
9	7	-5.8	-45.5	23.1
	8	5.7	-45.5	59.5
		5.8		927.3
10	8	25.1	91.3	40 349.1
	9	26.9	91.3	37 746.6
		26.9		40 349.1
11	9	-6.7	-60.0	1 058.2
	10	4.8	-60.0	1 648.7
		6.7		2 263.1
12	7	25.4	7.4	31 670.6
	10	27.3	7.4	29 036.2
		27.3		31 670.6

13	10	32.0	-1 641.3	28 976.2
	11	35.5	-1641.3	22 557.7
		35.5		28 976.2
14	11	4.1	-87.4	114 435.6
	12	9.8	-87.4	112 290.6
		9.8		114 435.6
15	12	359.8	-87.4	112 290.6
	13	365.5	-87.4	-126.5
		365.5		112 290.6
16	9	33.6	1149.5	37 806.6
	13	37.1	1149.5	31 086.6
		37.1		37 806.6
17	13	402.6	402.6	31 174.0
	14	407.0	1 023.0	-65 984.4
		407.0		65 984.4
18	11	31.5	-116 076.9	22 470.3
	15	35.0	-116 076.9	16 157.7
		35.0		16 157.7
19	15	-608.9	52.8	-242 162.4
	16	-600.2	52.8	41 973.7
		608.9		242 162.4
20	16	-2.8	-0.0	-207.4
	17	-0.0	-0.0	-0.0
		2.8		207.4
21	15	1 796.4	257 624.3	16 317.7
	18	1 797.3	257 624.3	-73 525.8
		1 797.3		73 525.8
22	18	684.2	19.2	423 547.4
	24	695.6	19.2	-4 206.5
		695.6		423 547.4
23	18	1 113.1	6 419.9	- 73 506.6
	19	1 115.7	6 419.9	- 229 524.4
		1 115.7		229 524.4
24	14	1 102.7	-3 183.4	-66 003.6
	20	1 105.3	-3 183.4	-220 559.7
		1 105.3		220 559.7
25	19	-5.7	0.0	-590.7
	20	5.7	0.0	-590.7
		5.7		590.7
26	19	-19.4	0.0	-871.
	21	19.4	0.0	-871.
		19.4		-871.
27	20	-19.4	0.0	-871.
	22	19.4	0.0	-871.
		19.4		-871.
28	21	-44.5	0.0	-4 594.9
	22	44.5	0.0	-4 594.9
		44.5		4 594.9
29	15	-1 152.6	107.2	-303 881.8
	23	-1 152.6	107.2	-130 998.6
		1 152.6		303 881.8
30	23	-802.6	107.2	-130 998.6
	24	802.6	107.2	-2 589.9
		802.6		130 998.6
31	24	247.4	-52.8	-2 589.9
	16	247.4	-52.8	-42 181.2
		247.4		42 181.2

Sur les figures 15 à 19, on trouve l'effet mécanique sur les cadres selon le type de charges intérieures. Les différentes couleurs marquent la variation de charges appliquées sur le cadre.

Gauchissement torsion de la poutre N°21 : La contrainte due au moment de torsion est maximal sur les fibres extrêmes de la poutre.

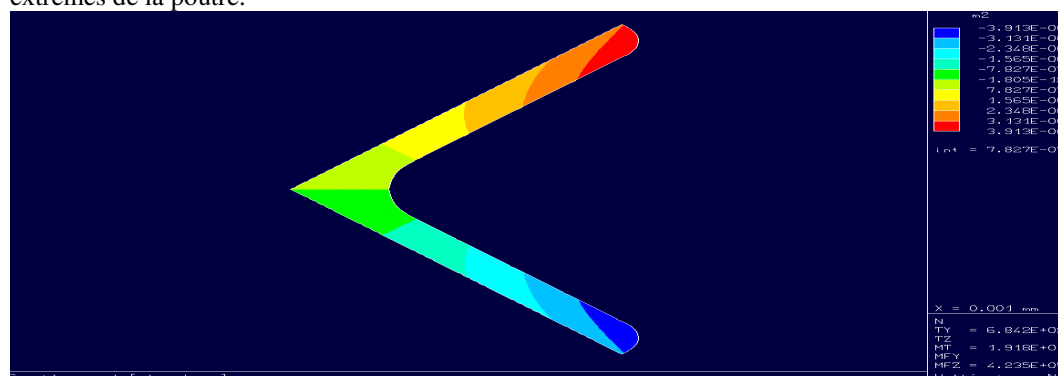


Figure 15 : Gauchissement torsion de la poutre N°21

Contrainte normale σ de la poutre N°21 : La contrainte due au moment de torsion est maximal sur les fibres extrêmes de la poutre.

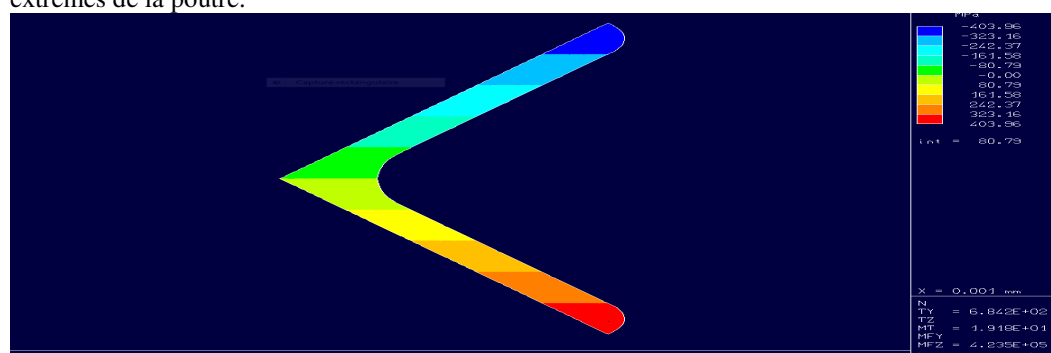


Figure 16 : Contrainte normale σ de la poutre N°21

Contrainte normale σ_{xy} de la poutre N°21 : La contrainte de traction principale due au moment de flexion et effort tranchant au voisinage de l'appui est maximale au droit de l'intersection des ailes du fer cornière dans le plan xy

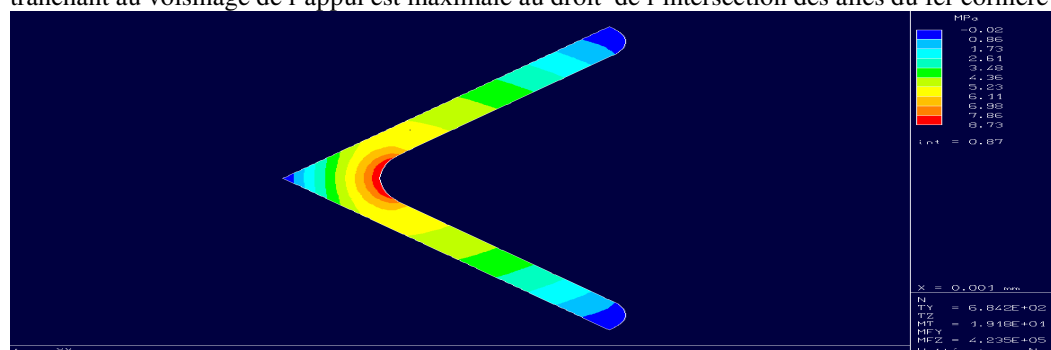


Figure 17 : Contrainte normale σ_{xy} de la poutre N°21

Contrainte normale σ_{xz} de la poutre N°21 : La contrainte de traction principale due au moment de flexion et effort tranchant au voisinage de l'appui est maximale au droit de l'intersection des ailes du fer cornière dans le plan xz

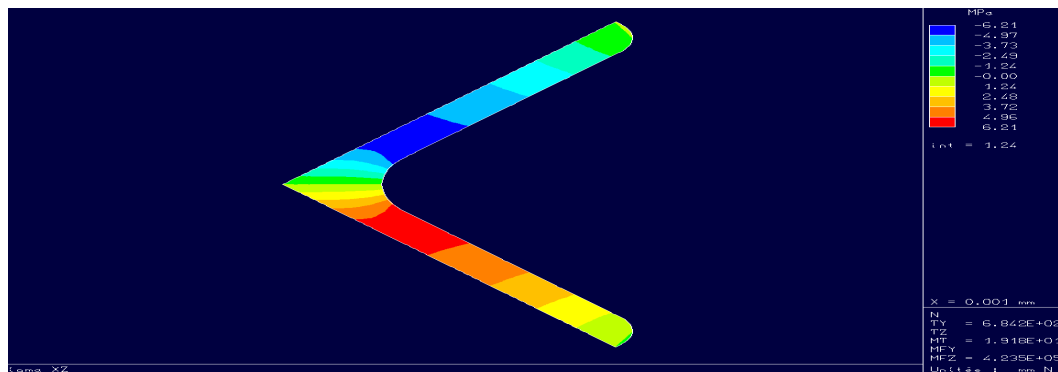


Figure 18: Contrainte normale σ_{xz} de la poutre N°21

Cisaillement de la poutre N°21 : La contrainte de l'appui est maximale au droit du voisinage de l'intersection des ailes du fer cornière. La contrainte de cisaillement est faible vis-à-vis du moment de flexion, et le moment de flexion se trouve au voisinage de l'intersection des ailes du fer cornière

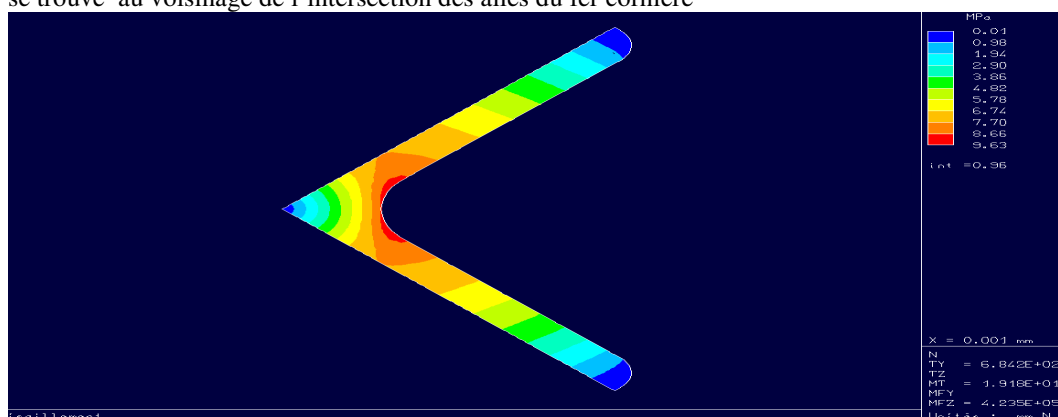


Figure 19: Cisaillement de la poutre N°21

- Vérification de la section du cadre :

Cornière à ailes égales $c=30.0$ $e=3.0$

Périmètre extérieur = 11.5708 cm

Aire = 1.7368 cm²

IY = 0.5855 cm⁴

IZ = 2.2242 cm⁴

Io = 2.8097 cm⁴

Module de résistance élastique ω_{elu} : 1,05 cm³

Constante de torsion de Saint Venant J = 0.0596 cm⁴

Constante de gauchissement Iw = 0.0312 cm⁶

BETAZ = -1.1460 cm⁵ ZB = -1.8921 cm

Centre de cisaillement/torsion YC = 0.0000 cm ZC = 0.9134 cm

Coefficients d'aire cisailée : kY = 0.4762 kZ = 0.4142

Aires cisailées : AY = 0.827 cm² AZ = 0.719 cm²

Coefficients de cisaillement : 1/kY = 2.099 1/kZ = 2.4141

Modules plastiques : Wpl.Y = 0.874 cm³ Wpl.Z = 1.678 cm³

Repère naturel : alpha = 0.00 ° IQ = 0.59 cm⁴ IR = 2.22 cm⁴ IQR = -0.00 cm⁴

Le moment de flexion idéal est donné par la formule basée sur la théorie moderne de l'élasticité et la courbe intrinsèque de Mohr [3] :

$$M_{fi} = \left(1 - \frac{1}{2\lambda}\right) M_f + \frac{1}{2\lambda} \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

$\lambda = \frac{1}{2}$, dans le cas de l'acier et on a la formule de Coulomb $M_{fi} = \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$

$M_t = 257\,624.3$ [Nmm] et $M_f = 73\,525.8$ [Nmm]

$$M_{fi} = \sqrt{73\,525.8^2 + 257\,624.3^2} = 267\,911[\text{Nmm}]$$

On utilise de l'acier S 355

$$\text{Calcul en élasticité } \omega_{elu} = \frac{267\,911}{355} = 754[\text{mm}^3] = 0,754[\text{cm}^3] < 1,05 [\text{cm}^3] \text{ vérifiée.}$$

Calcul en plasticité : il faut vérifier que $M_{fi} < M_{pl} = \omega_{plu} \cdot f_y$

$$M_{pl} = 0.874 \cdot 10^3 \times 355 = 310\,270[\text{Nmm}] ,$$

Donc $M_{fi} = 267\,911[\text{Nmm}] < M_{pl} = 310\,270[\text{Nmm}]$, condition vérifiée.

3.1.8- vérification de la résistance du port panneau (Figure 20)

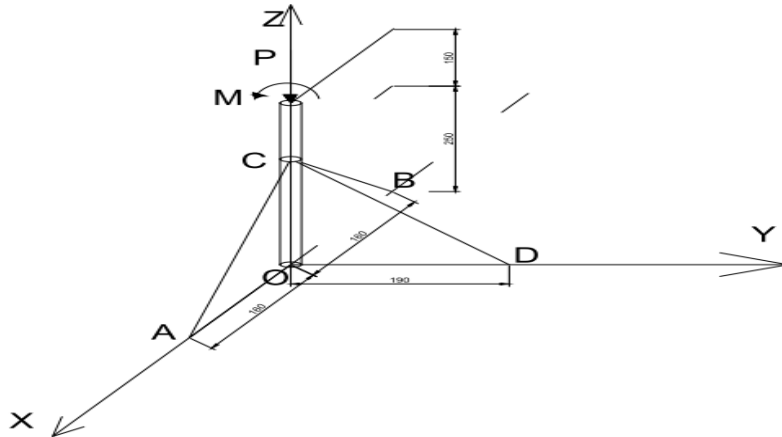
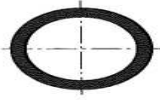


Figure 20: port panneau

Les barres AC-BC-DC sert pour garder la verticalité de la barre.

Matériaux : -En acier S 235 (ancienne notation E24) dont la limite élastique est de $f_y = 235[\text{MPa}]$

Tableau 11 : profil creux pour construction port panneau

Profils creux pour construction									
		Épaisseur	Masse par mètre	Aire de la section	Moment d'inertie de torsion	Constante de torsion	Moment d'inertie de flexion	Module d'inertie de flexion	Rayon de giration
		t	P	A	J	C	I	W	i
	Diamètre extérieur en mm	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm ⁴	cm ³	cm
PROFILS CREUX RONDS FINIS À FROID NF A 49-541 DE LIMITE ÉLASTIQUE 235 MPa	Ø 21,3	2,3	1,08	1,373	1,257	1,180	0,6286	0,5902	0,6767
	Ø 26,9	2,3	1,40	1,778	2,713	2,017	1,356	1,008	0,8735
	Ø 33,7	2,6	1,99	2,540	6,185	3,671	3,093	1,835	1,103
	Ø 42,4	2,6	2,55	3,251	12,93	6,099	6,464	3,049	1,410
	Ø 48,3	2,9	3,25	4,136	21,40	8,861	10,70	4,431	1,608
	Ø 48,3	3,2	3,56	4,534	23,17	9,595	11,59	4,797	1,599
	Ø 60,3	2,9	4,11	5,229	43,18	14,32	21,59	7,162	2,032
	Ø 70	3,2	5,27	6,715	75,09	21,45	37,54	10,73	2,364
	Ø 76,1	2,9	5,24	6,669	89,48	23,52	44,74	11,76	2,590
	Ø 88,9	3,2	6,76	8,616	158,4	35,64	79,21	17,82	3,032
	Ø 101,6	3,6	8,70	11,08	266,5	52,46	133,2	26,23	3,467
	Ø 114,3	3,6	9,83	12,52	384	67,19	192	33,59	3,916
	Ø 139,7	4	13,4	17,05	785,7	112,5	392,9	56,24	4,800
	Ø 168,3	4,5	18,2	23,16	1554	184,7	777,2	92,36	5,793

La figure 21 montre la modélisation du poteau :

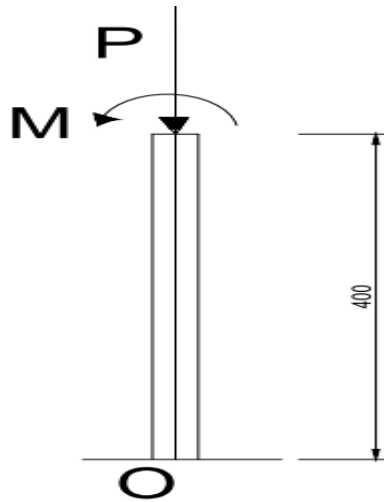


Figure 21: poteau du port panneau

Le poteau est sollicité en flexion composée. L'équation générale est donnée par la relation [2] :

$$\sigma = \frac{P}{S} + \frac{My}{I} = \frac{P}{S} \left(1 + \frac{M \cdot y}{Pi^2} \right)$$

avec i est le rayon principal d'inertie. $i = 1,41[cm]$

L'équation de l'axe neutre est $1 + \frac{M \cdot y}{Pi^2} = 0 \Rightarrow y = -\frac{Pi^2}{M}$.

Dans notre cas $P = 750[N]$ (poids du panneau et support)

$$M = 160[Nm], i^2 = \frac{I}{S} = \frac{4 \cdot \pi (de^4 - di^4)}{64 \cdot \pi (de^2 - di^2)} = \frac{(de^4 - di^4)}{16(de^2 - di^2)} = \frac{(42.4^4 - 36.8^4)}{16(42.4^2 - 36.8^2)} = 197[mm^2]$$

$$y = -\frac{750 \times 197 \cdot 10^{-6}}{160} = 0,0009[m] \sim 1[mm]$$

Et la contrainte

$$\sigma_{mas} = \frac{P}{S} + \frac{My}{I} = \frac{P}{S} \left(1 + \frac{M \cdot y}{Pi^2} \right) = \frac{750}{3,251 \cdot 10^{-4}} \left(1 + \frac{160 \times 0,0424}{2 \times 750 \times 197 \cdot 10^{-6}} \right)$$

$$\sigma_{max} = 52\,914\,179,81[Pa] \sim 52,92[MPa] = 52,92 \left[\frac{N}{mm^2} \right] < f_y = 235[MPa]$$

Pour le choix de profilé des barres AC-BC-DC, on peut prendre le cornière L30X30X3.

3.1.9- Arbre de la roue motrice

Les arbres sont sollicités en torsion et en flexion. On peut négliger l'effet de flexion vis-à-vis la torsion, compte tenu de l'importance des efforts appliqués.

Pour obtenir la valeur indicative de diamètre de l'arbre, on va faire leur dimensionnement en torsion et pour tenir compte l'existence de la flexion, on va travailler avec des valeurs admissibles τ_{at} réduites (usuellement $\tau_{at} = 10 \div 12[N/mm^2]$). La relation de dimensionnement s'écrit [3] :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \tau_{at}}}$$

Le moment de torsion $M_t = 377[N \cdot m]$

Ce qui nous donne $54,28 \leq d \leq 57,69[mm]$, prenons $d = 55[mm]$.

4-FONCTIONNEMENT

La machine repiqueuse conçue est semi-automatique : la mise en place des jeunes plants sur la table et l'entraînement de la machine sur un virage nécessite un travail manuel alors que le fonctionnement principal de la machine, en tant que repiqueuse s'effectue automatiquement.

Après avoir placés les jeunes plants sur la table, la machine fonctionne comme suit :

Quand on déclenche la machine, elle commence à fonctionner sans intervention humaine.

Seule, une personne suit le fonctionnement de repiquage de la machine et quand elle arrive au bout de la piste, cette personne assure son virage. Avant la machine atteint la ligne droite de la piste, l'utilisateur ré observe le bon fonctionnement de la repiqueuse.

La machine va toujours vers l'avant, si on considère que l'avant est à la partie de la roue d'entraînement. Quand le moteur est mis en fonctionnement, le premier corps du système de repiquage tourne automatiquement un angle de 45° sous la commande d'un premier moteur pas à pas sur la première articulation. Ce premier corps porte le deuxième corps et ce dernier, à son tour, tourne un angle de rotation de 35° suivant la commande du deuxième moteur pas à pas sur la deuxième articulation. Au moment où les jeunes plants sortent de la table, les pinces les reçoivent et les resserrent afin de permettre à leurs transplantations sur le sol déjà bien préparé. Le mouvement des pinces est commandé par le troisième corps dont sa rotation transversal est commandée par le troisième moteur pas à pas sur la troisième articulation.

5-CONCLUSION

Cette étude concerne la conception et la réalisation d'une repiqueuse de SRI/SRA actionnée par un moteur électrique. Cette machine est peu coûteuse et adaptable à la situation domaniale défavorable à la génération qui se succède à Madagascar : inversion proportionnelle de la surface à cultiver et de l'effectif de la génération montante. Des plaques solaires posées sur la machine, servant de sa source d'énergie de ce moteur. Le système de repiquage est assuré par le mouvement des corps et des pinces guidés par les servomoteurs en recevant la commande par un ARDUINO

BIBLIOGRAPHIE

- [1] – Stoica G., Leduc B. ; Méthodologie et calcul de réducteur ;(2009) ; Edition politechnica, 70p
- [2] –Chevalier A., *Guide du Technicien en Productique*, (2004) ; Editions Hachette, 271
- [3] – Sabatier G., *Manuel de technologie mécanique*, (2006) ; Editions Dunod 2006, 378p
- [4] – Quatremer R., Trotignon J-P., Dejans M., Lehu H., *Précis de construction Tome 1, 2,3* Editions Nathan, 756 p.