

DIMENSIONNEMENT D'UNE TRIEUSE DE MANGUES INTEGREE A LA CHAINE DE VALEUR FRUITIERE.

Abstract

Ce travail s'inscrit dans le cadre des difficultés rencontrées par les producteurs fruitiers africains plus précisément ceux du Sénégal lors du tri des mangues. Face à cette situation, il est plus qu'urgent de promouvoir un système mécanisé de tri pour faciliter les activités post-récolte des producteurs. Cette étude porte sur le dimensionnement/développement d'une trieuse de mangues. La trieuse comporte, une trémie de chargement d'une capacité de 50 kg munie d'une trappe d'alimentation, une table de tri calibrée d'une longueur de 03 mètres et d'une capacité moyenne de 15 kg, et des bras racleurs d'une dimension de 250 x 100 mm. Le système de transmission est composé : d'un groupe moto réducteur Parvex ayant une puissance de 0,87 kW et un couple nominal de 1,48 N.m à 2867 tr/min avec un rapport de réduction égale à 30 assurant une vitesse de convoyage à 0,65 m/s, de deux (02) poulies dentées standard de type AT20 et, d'une courroie linéaire (M) AT20 BRECO.

Key words:-Dimensionnement, développement, mécanique, trieuse, mangue.

Introduction:-

La transformation industrielle et semi-industrielle des fruits est une pratique répandue dans les pays du sud. Actuellement, elle prend de l'ampleur en Afrique de l'ouest. Parmi ces fruits, nous avons la mangue. C'est un produit aux utilisations multiples et dont la production annuelle sur le continent en 2015 était estimée à 1,3 millions de tonnes (Ba, 2016). En dehors de la consommation directe comme fruit frais, elle est source d'une multitude de produits dérivés. Le noyau, sert à l'extraction des huiles pour la savonnerie (Reynes&Odoux, 1999). La pulpe est utilisée dans le milieu industriel pour la fabrication des jus, nectars, confitures, glaces, yaourts, vinaigre et vin de mangue, chutneys et autres produits alimentaires (Reynes&Odoux, 1999). De là découle l'usage à grande échelle de ce fruit.

Le calibrage des mangues est d'une grande importance pour l'exportation vers l'Union Européenne, Les Etats Unis et pour les unités de transformation locale. D'après le Centre du Commerce International (ITC), la demande sur les marchés importateurs tend vers des variétés avec des poids autour de 400 grammes et un rapport élevé entre la chair et le reste, soit le noyau et la peau n'excédant pas 20 à 25% du poids du fruit variété (Rey & al., 2014). Ces mangues sont également contenues dans des conteneurs de 4 kg et le nombre pouvant varier de 7 à 10 selon la variété (Rey & al., 2014). Cependant, le conditionnement et le calibrage des mangues demeure toujours fastidieux pour nos agriculteurs africains dans la mesure où elle se fait de façon traditionnelle et cela leur prend beaucoup de temps et d'énergie. Ce travail a pour objectif le dimensionnement d'une trieuse de mangues intégrée à la chaîne de valeur fruitière. Cette étude nous permettra de choisir les pièces constitutives de la machine.

Matériel Et Méthodes:-

Méthode de dimensionnement

Le dimensionnement de la mécanique de mangues est basé sur la statique, la cinématique et la dynamique.

Description de la trieuse de mangue

La trieuse de mangue est une machine consacrée uniquement au tri des mangues selon leurs formes, afin de faciliter leur conditionnement en vue, de leur commercialisation sur le marché local et, de leur exportation vers l'international. Les figures 1 et 2 montrent une trieuse laissant voir les différents modules à savoir, une trémie d'alimentation pour l'alimenter la machine en mangues, un transporteur gravitaire pour acheminer par gravitation les mangues les unes après les autres sur la table de tri calibrée, des bras racleurs ancrés sur la courroie pour faciliter le déplacement des mangues sur la table de tri, des anneaux de calibrage de différentes mailles pour le tri des mangues selon leur formes et enfin nous avons les bac de récupérations des mangues placés en dessous de chaque anneau de calibrage pour récupérer les mangues triées.

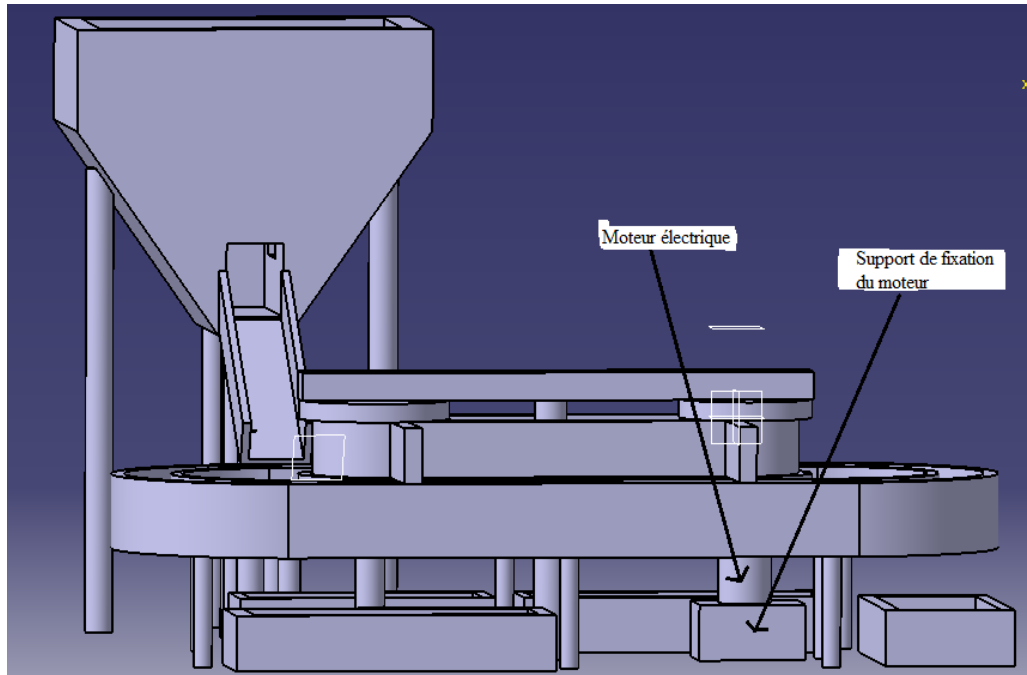


Figure 1:- Vue de face de la trieuse

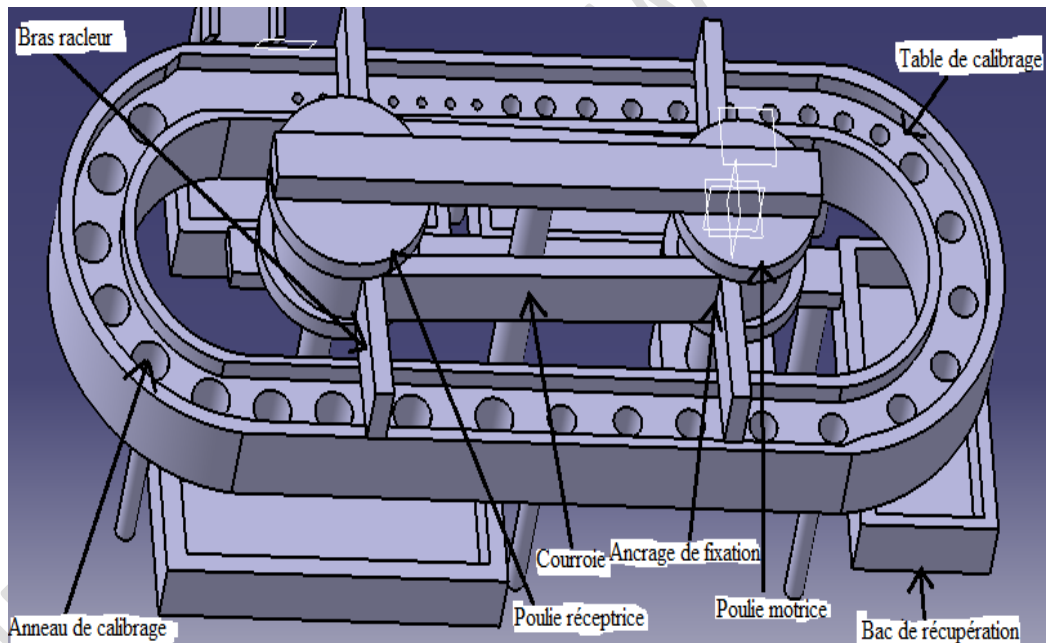


Figure 2:-Illustration des éléments constitutifs de la trieuse

55

56 **Calcul de l'effort de déplacement du système et de la puissance nécessaire au système**

57 Déterminons d'abord la masse totale M des mangues sur la table de tri :

58
$$M = \frac{\text{Longueur du plateau}}{\text{Taille maximale d'une mangue}} \times \text{Poids maximal d'une mangue} \quad (1)$$

59 Avec :

- 60 • Poids maximale d'une mangue = 1 kg ;
 61 • taille maximale d'une mangue = 0,2 m ;
 62 • longueur du plateau = 3 m

63 A.N :

64 $M = 15 \text{ kg}$

65

66 **Calcul de l'accélération du système**

67 L'accélération maximale est double de celle nécessaire au déplacement X en un temps t suivant une loi triangle
 68 (figure 3).

69 La distance à parcourir X

$$70 X = \frac{d_m}{2}(2)$$

71 Avec :

- 72 • d_m (le diamètre de la poulie motrice), $d_m = 0,13087$ m (Binder, n.d.).

73 A.N :

$$74 X = 0,065 \text{ m}$$

75 L'accélération γ maximale :

$$76 \gamma_{\max} = \frac{8 \times X}{t^2}(3)$$

77 Avec :

- 78 • t (le temps de déplacement maximal), $t = 0,2$ s (figure 3) ;
- 79 • $X = 0,065$ m

80 A.N :

$$81 \gamma_{\max} = 13 \text{ m/s}^2$$

82 La vitesse maximale est identique à celle de la loi triangle :

$$83 V_{\max} = \frac{2 \times X}{t}(4)$$

84 Avec :

- 85 • $X = 0,065$;
- 86 • $t = 0,2$ s

$$87 V_{\max} = 0,65 \text{ m/s}$$

88

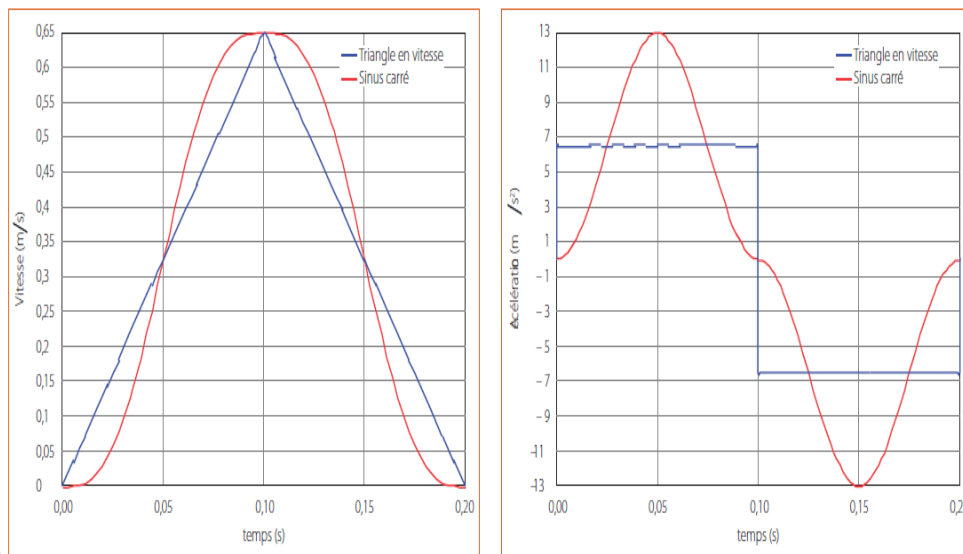


Figure 3:- Lois de commandes en triangle et sinus carré (Binet, 2007)

89

90 Calcul de la force tangentielle à transmettre F_T

91 Selon (Binder, n.d.) la force tangentielle se calcul par l'expression :

$$92 F_T = F_{fri} + F_\gamma + F_m \quad (5)$$

93

94 Avec :

- 95 • F_{fri} : La force de friction (résistance de frottement) ;
- 96 • F_γ : La force d'accélération qui est égale à : $F_\gamma = \text{Masse} \times \text{accélération}$;
- 97 • $F_m = \text{Masse} \times 9,81 \times \beta$ (angle d'inclinaison de la courroie avec l'horizontale)

98 Pour ce faire nous allons déterminer chacune de ces forces :

99 Calculons F_{fri} :

100 D'après la figure 4 on aura les équations suivantes :

$$101 \vec{N} + \vec{P} = \vec{0}(6)$$

$$102 \rightarrow \vec{N} = -\vec{P}$$

103 Et $\vec{F} + \vec{T} = \vec{0}$ (7)

104 $\rightarrow \vec{F} = -\vec{T}$

105 Donc :

106 $F_{\text{fri}} = P \times f$ (8)

107 Avec :

108 • $f \approx 0,15$

109 $P = M \times g$ (9)

110 Avec :

111 • $M = 15 \text{ kg}$;

112 • $g = 9,81 \text{ N/kg}$

113 A.N :

114 $P = 147,15 \text{ N}$

115 D'où :

116 $F_{\text{fri}} = 22,07 \text{ N}$

117 Calculons F_{γ} :

118 $F_{\gamma} = M \times \gamma$ (10)

119 Avec :

120 • $M = 15 \text{ kg}$;

121 • $\gamma = 13 \text{ m/s}^2$

122 A.N :

123 $F_{\gamma} = 195 \text{ N}$

124 Calculons F_m :

125 $F_m = \text{Masse} \times 9,81 \times \beta$ (11)

126 A.N :

127 $F_m = 0 \text{ N}$

128 Car angle d'inclinaison de la courroie avec l'horizontale est nul dans notre cas.

129 Donc F_T sera égal à :

130 A.N :

131 $F_T = 217,07 \text{ N}$

132

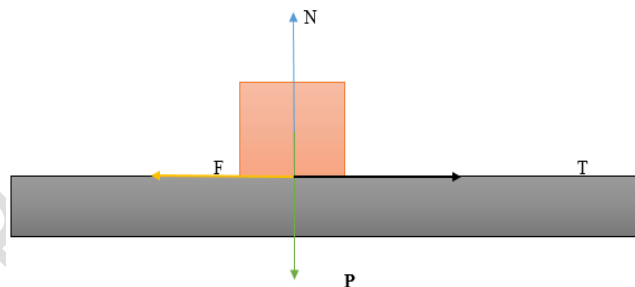


Figure 4:- Matérialisation des forces s'exerçant sur les manges

133

134 **Calcul du couple (Binder, n.d.)**

135 $C = \frac{F_T \times d_m}{2000}$ (12)

136 Avec :

137 • $F_T = 217,07 \text{ N}$;

138 • $d_m = 130,87 \text{ mm}$

139 A.N :

140 $C = 14,20 \text{ N.m}$

141

142 **Calcul de la puissance à transmettre P_0 (Binder, n.d.)**

143 $P_0 = \frac{C \times n}{9550}$ (13)

144 Avec :

145 • $C = 14,20 \text{ N.m}$;

146 • n (à déterminer)

147 Déterminons d'abord la vitesse de rotation n :

148 $n = \frac{V \times 30}{r_m \times \pi}$ (14)

149 Avec :

- 150 • $V = 0,65$ m/s ;
- 151 • Le rayon de la poulie motrice $r_m = 0,065$ m

152 A.N :

153 $n = 95,54$ tr/mm

154 D'où :

155 $P_0 = 0,142$ kW

156

157 **Dimensionnement de la courroie de transport de matières**

158 Ce sont des courroies linéaires généralement à bouts libres sur lesquelles un revêtement, profilé est placé sur la
 159 grande base. Ce profil est adapté aux produits convoyés (calibrage de fruits, par exemple). Leur fonction n'est
 160 pas de transmettre une puissance. Le dimensionnement de la courroie se fera d'après(Binder, n.d.).

161

162 **Calcul de l'entraxe a**

163 Le rapport de transmission $= \frac{dr}{dm} = 1,83$ (15)

164 Avec :

- 165 • d_m (le diamètre de la poulie motrice), $d_m = 130,87$ mm ;
- 166 • d_r (le diamètre de la poulie réceptrice), $d_r = 239,10$ mm

167 Pour la limite inférieure on prendra :

168 $a_{\text{mini}} \geq \frac{1}{2}(d_m + d_r) + d_m$ (16)

169 Avec :

- 170 • $d_m = 130,87$ mm ;
- 171 • $d_r = 239,10$ mm

172 A.N :

173 $a_{\text{mini}} = 315,855$ mm

174 Pour la limite supérieure on prendra :

175 $a_{\text{maxi}} < 3 \times (d_m + d_r)$ (17)

176 Avec :

- 177 • $d_m = 130,87$ mm ;
- 178 • $d_r = 239,10$ mm

179 A.N :

180 $a_{\text{maxi}} = 1109,91$ mm

181 Pour des raisons d'utilisation, on retiendra $a = 1100$ mm

182

183 **Calcul de la longueur primitive de la courroie**

184 $L_p = 2 \times a + 1,57 \times (d_m + d_r) + \frac{(d_r - d_m)^2}{4 \times a}$ (18)

185 Avec :

- 186 • $a = 1100$ mm ;
- 187 • $d_m = 130,87$ mm ;
- 188 • $d_r = 239,10$ mm

189

190 A.N :

191 $L_p = 2792,51$ mm

192

193 **Calculons la largeur de la courroie(Binder, n.d.)**

194 $b = \frac{10 \times F_T}{Z_e \times F_{T/Z}}$ (19)

195

196 Avec :

- 197 • b = largeur de la courroie ;
- 198 • $F_T = 217,07$ N ;
- 199 • Z_e = nombre de dents en prises sur la poulie motrice ;
- 200 • $F_{T/Z} = 136$ N/cm, c'est la "force tangentielle transmissible par la denture" du pas et du profil
 201 sélectionnés.

202 Cette dernière est déterminée graphiquement avec (Binder, n.d.) et a nécessité l'utilisation de la vitesse de
 203 rotation $n = 95,54$ tr/mnd'après l'équation 14 et le choix d'une courroie de type AT20 (figure 5).

204

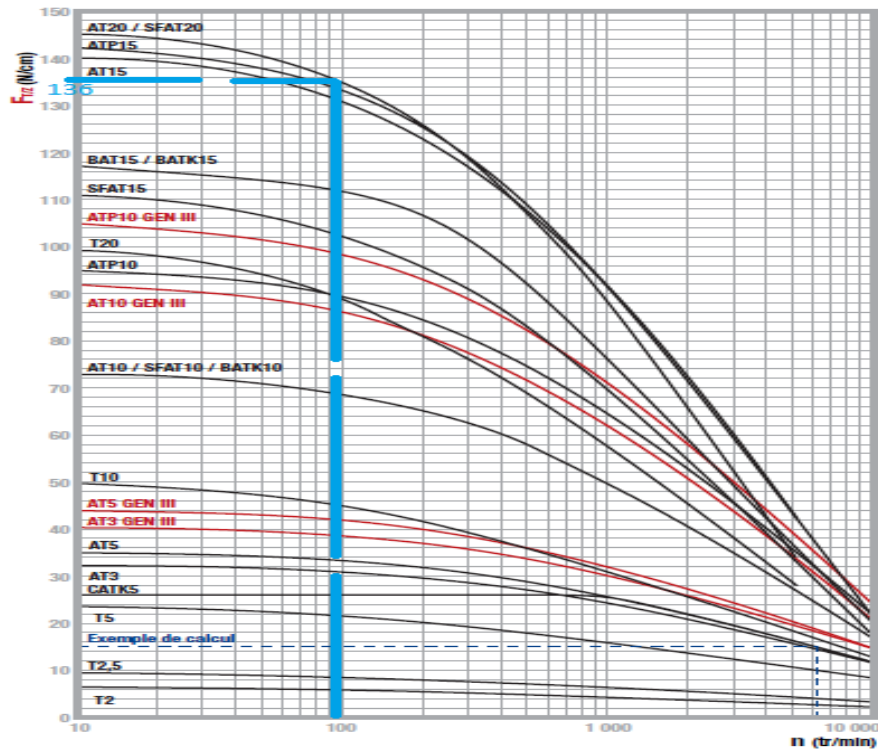


Figure 5:- Courbe de $F_{T/Z}$ en fonction de la vitesse de rotation

205

206 Afin de pouvoir calculer b nous allons également déterminer Z_e (Binder, n.d.) :

$$207 \quad Z_e = \frac{Z_1}{2} - \frac{t \times Z_1}{2 \times \pi^2 \times a} \times (Z_2 - Z_1)(20)$$

208 Avec :

- 209 • Z_1 : nombres de dents de la poulie motrice = 21 ;
- 210 • Z_2 = nombres de dents de la poulie réceptrice = 38 ;
- 211 • a : entraxe = 1100 mm ;
- 212 • t (le pas), $t = 20$

213 A.N :

$$214 \quad Z_e = 10,17$$

215 On prendra $Z_e = 11$ pour le calcul.

216 A.N :

$$217 \quad b \text{ minimum} = 1,45 \text{ mm}$$

218

219 On retient 25 mm comme valeur standard pour b car c'est la valeur immédiatement supérieure dans le catalogue
220 utilisé.

221

222

223

224

225

226

227

228

229

230 **Calcul de la force de pré-tension F_p appliquée dans le brin de courroie au montage (Binder, n.d.)**

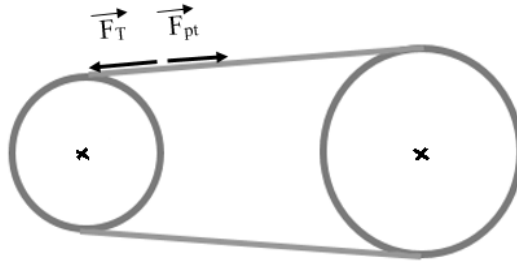


Figure 6:- Matérialisation de la force de pré-tension

231 Un entrainement linéaire est correctement pré-tendu si, sous application de la force tangentielle maximale
 232 F_{Tmax} (résultant d'une accélération ou d'un freinage), le brin mou de la courroie reste tendu. Prévoir une force de
 233 pré-tension minimale de :

234 $F_{pt} = F_T$ (21)
 235 $F_{pt} = 217,07 \text{ N}$

236

237 **Calcul de la force de traction dans la courroie F_{tot} (Binder, n.d.)**

238 $F_{tot} = F_{pt} + F_T$ (22)

239 Avec :

240 • $F_{pt} = F_T = 217,07 \text{ N}$

241 A.N :

242 $F_{tot} = 434,14 \text{ N}$

243

244 **Calcul de la vitesse angulaire**

245 $\omega = \frac{\pi \times n}{30}$ (23)

246 Avec :

247 • $n = 95,54 \text{ tr/mn}$

248 A.N :

249 $\omega = 10 \text{ rad/s}$

250

251 **Calcul de la vitesse périphérique du système (Binder, n.d.)**

252 $V_p = \frac{d_m \times n}{19,1 \times 10^3}$ (24)

253 Avec :

254 • $n = 94,54 \text{ tr/mn}$;

255 • $d_m = 130,87 \text{ mm}$

256 A.N :

257 $V_p = 0,647 \text{ m/s}$

258

259 **Dimensionnement et choix du groupe moto réducteur**

260 Le système de tri aura besoin d'un fort couple et d'une vitesse faible. Il est donc nécessaire que le moteur
 261 possède une puissance équivalente. Cependant la puissance du moteur n'est pas directement exploitable, car elle
 262 est sous la forme d'une grande vitesse et d'un faible couple. Ainsi le réducteur permettra, d'adapter cette
 263 puissance en réduisant la vitesse, mais aussi et tout particulièrement, d'augmenter le couple. Pour mener à bien
 264 le dimensionnement nous allons fixer certains paramètres à savoir le rendement de la chaîne cinématique
 265 (poulies, courroie) : $\eta = 0,95$ (Binder, n.d.) et rappeler d'autres :

- 266 ➤ vitesse de rotation à la sortie du réducteur : $n = 95,54 \text{ tr/min}$;
- 267 ➤ Les efforts résistants dus aux frottements sur la courroie $F_{fri} = 22,07 \text{ N}$;
- 268 ➤ Le rayon poulie dentée motrice : $r_m = 0,065 \text{ m}$ (Binder, n.d.) ;
- 269 ➤ L'accélération maximale du système : $V_{max} = 13 \text{ m/s}^2$;
- 270 ➤ Vitesse linéaire maximale du moteur : $V_{max} \approx 0,65 \text{ m/s}$,
- 271 ➤ Masse des mangués $M = 15 \text{ kg}$;
- 272 ➤ Poids d'un bras racleur = $0,5 \text{ kg}$;
- 273 ➤ Poids de la courroie = $0,240 \text{ kg/m}$ (Binder, n.d.) ;
- 274 ➤ Longueur primitive de la courroie : $L_p = 2,792 \text{ m}$;
- 275 ➤ Rayon poulie réceptrice : $r_r = 0,119 \text{ m}$ (Binder, n.d.).

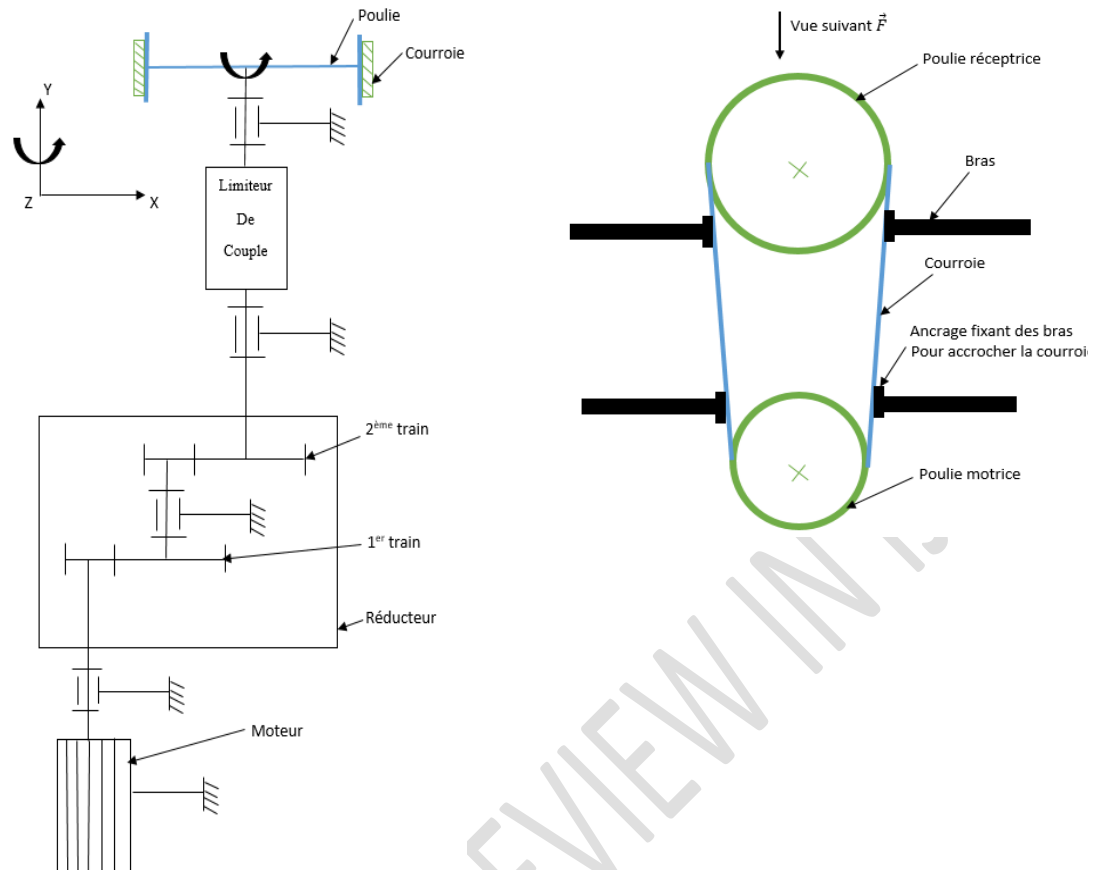


Figure 7:- Schéma cinématique de la chaîne de transmission

277

278 Calcul de la masse des deux poulies dentées, des bras racleurs et de celle de la courroie

279 Calcul de la masse de la poulie motrice M_m :

$$280 M_m = \rho \times e \times \pi \times r_m^2 \quad (25)$$

281 Avec :

- 282 • ρ (la masse volumique de la poulie motrice en aluminium), $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$;
- 283 • e (l'épaisseur de la poulie dentée), $e = 0,032 \text{ m}$;
- 284 • $r_m = 0,065 \text{ m}$

285 A.N :

$$286 M_m = 1,14 \text{ kg}$$

287

288 Calcul de la masse de la poulie réceptrice M_r

$$289 M_r = \rho \times e \times \pi \times r_r^2 \quad (26)$$

290 Avec :

- 291 • ρ (la masse volumique de la poulie réceptrice en aluminium), $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$;
- 292 • e (l'épaisseur de la poulie dentée), $e = 0,032 \text{ m}$;
- 293 • $r_r = 0,119 \text{ m}$

294 A.N :

$$295 M_r = 3,84 \text{ kg}$$

296

297 Calcul de la masse de la courroie M_c

$$298 M_c = \text{Poids de la courroie en kg/m} \times L_p \quad (27)$$

299 Avec :

- 300 • Poids de la courroie = $0,240 \text{ kg/m}$;
- 301 • L_p (longueur primitive de la courroie), $L_p = 2,792 \text{ m}$

302 A.N :

$$303 M_c = 0,67 \text{ kg}$$

304

305 Calcul de la masse des bras racleurs M_b

306 $M_b = \text{masse d'un bras racleur} \times \text{nombre de bras racleurs} \quad (28)$

307 Avec :

308 • Masse d'un bras racleur = 0,5 kg ;

309 • Nombre de bras racleurs = 4

310 A.N :

311 $M_b = 2 \text{ kg}$

312

313 **Détermination de la masse Totale M_t en translation (1 courroie + 2 poulies + 15 mangues + 4 bras**

314 **racleurs) : $M_t = M + M_m + M_r + M_c + M_b(29)$**

315 Avec :

316 • $M = 15 \text{ kg}$;

317 • $M_m = 1,14 \text{ kg}$;

318 • $M_r = 3,84 \text{ kg}$;

319 • $M_b = 2 \text{ kg}$;

320 • $M_c = 0,67 \text{ kg}$

321 A.N :

322 $M_t = 22,65 \text{ kg}$

323

324 **Calcul du moment d'inertie de la poulie motrice J_1**

325 $J_1 = \frac{2 \times \pi \times e \times \rho \times r_m^4}{4}(30)$

326 Avec :

327 • ρ (la masse volumique de la poulie motrice en aluminium), $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$;

328 • e (l'épaisseur de la poulie dentée), $e = 0,032 \text{ m}$;

329 • $r_m = 0,065 \text{ m}$

330 A.N :

331 $J_1 = 2,42. 10^{-3} \text{ kg.m}^2$

332

333 **Calcul du moment d'inertie de la poulie réceptrice J_2**

334 $J_2 = \frac{2 \times \pi \times e \times \rho \times r_r^4}{4}(31)$

335 Avec :

336 • ρ (la masse volumique de la poulie motrice en aluminium), $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$;

337 • e (l'épaisseur de la poulie dentée), $e = 0,032 \text{ m}$;

338 • $r_r = 0,119 \text{ m}$

339 A.N :

340 $J_2 = 2,72. 10^{-2} \text{ kg.m}^2$

341

342 **Calcul de la puissance nécessaire pour déplacer la charge à la sortie du réducteur (Binet, 2007)**

343 C'est la somme de la puissance d'accélération et de la puissance permanente, pour cela calculons :

344

345 **Calcul de la puissance d'accélération P_a**

346 $P_a = M_t \times a_{\max} \times V_{\max}(32)$

347 Avec :

348 • $M_t = 22,65 \text{ kg}$;

349 • $a_{\max} = 13 \text{ m/s}^2$;

350 • $V_{\max} = 0,65 \text{ m/s}$

351 A.N :

352 $P_a = 191,4 \text{ W}$

353

354 **Calcul de la puissance permanente P_p**

355 $P_p = \frac{F_{\text{fri}} \times V_{\max}}{\eta_{\text{poulie courroie}}}(33)$

356 Avec :

357 • $F_{\text{fri}} = 22,07 \text{ N}$;

358 • $V_{\max} = 0,65 \text{ m/s}$;

359 • $\eta_{\text{poulie courroie}} = 0,95$

360

361

362 A.N :

363 $P_p = 15 \text{ W}$

364

365 **Calcul de la puissance totale P_t**

366 $P_t = P_a + P_p \quad (34)$

367

368 Avec :

369 • $P_a = 191,4 \text{ W}$;

370 • $P_p = 15 \text{ W}$

371 A.N :

372 $P_t = 206,4 \text{ W}$

373

374 La puissance nécessaire pour déplacer la charge est donc $P_t = 206,4 \text{ W}$.

375 La présélection du moteur oriente vers les plus petits modèles de moteurs brushlessParvex(Brushless, n.d.). La

376 gamme correspondante étant repérée NX, avec des puissances commençant à 200 W. Le tableau 1 donne les

377 caractéristiques générales des moteurs NX.

378

379 **Tableau 1:-** Caractéristiques générales des moteurs BrushlessParvex NX

| Caractéristiques techniques | | |
|------------------------------------|---|---|
| Type de moteurs | Synchrones à aimants permanents | |
| Conception rotor | Rotor à aimants en terre rare à concentration de flux | |
| Nombre de pôles | 10 | |
| Gamme de puissance | 0,2 – 13,7 kW | |
| Gamme de couple | 0,45 – 64 Nm | |
| Gamme de vitesse | 0 – 7500 tr/min | |
| Montage | Bride à trous lisses | |
| Interface mécanique | <ul style="list-style-type: none">• Arbre plein lisse (standard)• Arbre plein claveté (option) | |
| Refroidissement | <ul style="list-style-type: none">• Ventilation naturelle• Ventilation forcée (NX880V) | |
| Indice de protection (IEC60034-5) | <ul style="list-style-type: none">• IP64 (standard)• IP65 (option)• IP44 (versions ventilées) | |
| Capteurs de vitesse / position | <ul style="list-style-type: none">• Résolveur (standard)• Codeur absolu Endat, Hiperface• Posivex (seulement avec Digivex Motion) | |
| Autres options | <ul style="list-style-type: none">• Frein de maintien• Protection thermique (PTC, Thermo5, Switch ou KTY) | |
| Certification | CE | UL |
| Tensions d'alimentation | 230 / 400 VAC | 230 / 480 VAC |
| Classe de température (IEC60034-1) | <ul style="list-style-type: none">• Class F | <ul style="list-style-type: none">• Class A (NX1-2)• Class F (NX3-8) |
| Connectique | <ul style="list-style-type: none">• Connecteurs (standard)• Câbles sortis (option)• Boîtes à bornes | <ul style="list-style-type: none">• Connecteurs (NX1-8)• Boîte à bornes (NX860V) |

| | | |
|--|----------|--|
| | (option) | |
|--|----------|--|

380

381 Calcul du gain en vitesse du transformateur de mouvement poulie courroie et présélection d'un réducteur de
382 rapport de réduction r :

383

384 **Calcul du gain en vitesse K du transformateur de mouvement**

385 $K = \frac{V}{\omega_r} = r_m(35)$

386 Avec :

- 387 • $V = 0,65 \text{ m/s}$;
388 • $\omega_r = 10 \text{ rad/s}$

389 $K = 0,065$

390

391 **Présélection d'un rapport de réduction r :**

392 En prenant à priori une vitesse de 3000 tr/min ($\approx 314 \text{ rad/s}$) que tous les moteurs de la gamme NX peuvent
393 atteindre et en se plaçant dans le cas de la vitesse linéaire maximale (loi triangle) à la figure 3, on obtient :

394 $r = \frac{r_m \times \omega_m}{V}(36)$

395 Avec :

- 396 • $r_m = 0,065 \text{ m}$;
397 • $V = 0,65 \text{ m/s}$;
398 • $\omega_m = 314 \text{ rad/s}$

399 A.N :

400 $r = 31,4$

401

402 La gamme de réducteurs Parvex à faible jeu GX offre des rapports de réduction échelonnés de 5 en 5 (Brushless,
403 n.d.): 20, 25, 30, 35, 40, etc. On choisit donc le coefficient de réduction le plus proche, soit $r = 30$, nous
404 permettant de déduire la vitesse maximale du moteur et la vitesse maximale à la sortie du réducteur.

405

406 **Calcul de la vitesse maximale du moteur :**

407 $\omega_m = \frac{V \times r}{r_m} (37)$

408 Avec :

- 409 • $r_m = 0,065 \text{ m}$;
410 • $V = 0,65 \text{ m/s}$;
411 • $r = 30$

412 A.N :

413 $\omega_m = 300 \text{ rad/s}$

414 Et $n_m = 2867 \text{ tr/min}$

415

416 **Calcul de la vitesse maximale à la sortie du réducteur :**

417 $\omega_r = \frac{\omega_m}{r}(38)$

418 Avec :

- 419 • $\omega_m = 300 \text{ rad/s}$;
420 • $r = 30$

421 A.N :

422 $\omega_r = 10 \text{ rad/s}$

423 Et $n_r = 95,54 \text{ tr/min}$

424

425 Ces valeurs nous permette de conserver le rapport de réduction présélectionné $r = 30$ et de choisir le **réducteur**
426 **GX3-R030-R04**(tableau 2) ayant une inertie $j_r = 4.10^{-6} \text{ kg.m}^2$ (Audin, n.d.).

427

428

429

430

431

432

433

434

Tableau 2:- Extrait du catalogue de choix du réducteur GX

| Associations mécaniques | | | | | | |
|---------------------------------|-------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|--------------------------|
| Réducteurs GX – Servomoteurs NX | | | | | | |
| Taille réducteur GX | | | | | | |
| Moteur | 01 | 02 | 04 | 06 | 07 | 09 |
| Couple ; Inertie | | | | | | |
| NX110 0,45 ; 1,3 | GX1...R01 r = 3 à 35 | GX1...R02 r = 40 à 80 | | | | |
| NX210 1 ; 3,8 | GX2...R01 r = 3 à 15 | GX2...R02 r = 20 à 35 | GX2...R04 r = 40 à 80 | | | |
| NX310 2 ; 7,9 | GX3...R01 r = 3 à 8 | GX3...R02 r = 9 à 20 | GX3...R04 r = 25 à 60 | | | |
| NX420 4 ; 29 | | | GX4...R04 r = 3 à 10 | GX4...R06 r = 15 à 60 | GX4...R07 r = 70 à 90 | |
| NX430 5,5 ; 42,6 | | | GX4...R04 r = 3 à 10 | GX4...R06 r = 15 à 35 | GX4...R07 r = 40 à 70 | |
| NX620 8 ; 98 | | | | GX6...R06 r = 3 à 10 | GX6...R07 r = 15 à 60 | |
| NX630 12 ; 147 | | | | GX6...R06 r = 3 à 10 | GX6...R07 r = 15 à 50 | |
| NX820 16 ; 320 | | | | GX8...R06 r = 3 à 10 | GX8...R07 r = 15 à 30 | GX8...R09 r = 35 à 50 |
| NX840 28 ; 620 | | | | GX8...R06 r = 3 à 9 | GX8...R07 r = 10 à 15 | GX8...R09 r = 20 à 30 |

435

436 **Calcul de l'inertie de la charge ramenée à la sortie du réducteur en vue de la détermination du couple**
 437 **nécessaire pour déplacer la charge à la sortie du réducteur (Binet, 2007)**

438
$$J_c = \frac{j_t + (K^2 \times M_t)}{r^2} \quad (39)$$

439 Avec :

- 440 • $j_t = j_1 + j_2 = 2,96 \cdot 10^{-2} \text{ kg.m}^2$;
- 441 • $K = 0,065$;
- 442 • $M_t = 22,65 \text{ kg}$;
- 443 • $r = 30$

444 A.N :

445 $J_c = 1,28 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$

446

447 **Calcul du couple d'accélération**

448
$$C_{ma} = \frac{j_c \times \gamma_{\max} \times r}{r_m} \quad (40)$$

449

450

451

452

453 Avec :

- 454 • $J_c = 1,28.10^{-4} \text{ kg.m}^2$;
- 455 • $r = 30$;
- 456 • $r_m = 0,065$;
- 457 • $\gamma_{max} = 13 \text{ m/s}^2$

458 A.N :

459 $C_{ma} = 0,768 \text{ N.m}$

460

461 **Calcul du couple permanent à la sortie du réducteur**

462
$$C_r = \frac{r_m \times F_{fri}}{\eta_{poulie \text{ courroie}} \times r} \quad (41)$$

463 Avec :

- 464 • $r = 30$;
- 465 • $F_{fri} = 22,07 \text{ N}$;
- 466 • $r_m = 0,065$;
- 467 • $\eta_{poulie \text{ courroie}} = 0,95$

468 A.N :

469 $C_r = 0,05 \text{ N.m}$

470

471 **Calcul du couple total (couple crête)(Binet, 2007)**

472 $C_t = C_{ma} + C_r \quad (42)$

473 Avec :

- 474 • $C_{ma} = 0,768 \text{ N.m}$;
- 475 • $C_r = 0,05 \text{ N.m}$

476 A.N :

477 $C_t = 0,81 \text{ N.m}$

478

479 On remarque que le couple permanent dû aux efforts résistants est petit devant le couple d'accélération. Nous
 480 pouvons ainsi dire qu'il s'agit ici d'une application essentiellement inertielle. On présélectionne alors le moteur
 481 NX310EAI(Parker, n.d.) dont les caractéristiques sont les suivantes :

- 482 - Vitesse nominale : 2867 tr/min en monophasé (230 V) ;
- 483 - Couple nominal : 1,48 N.m en monophasé ;
- 484 - Couple Pic : 6,6 N.m ;
- 485 - Inertie du rotor : $J_m = 7,9.10^{-5} \text{ kg.m}^2$;
- 486 - Puissance de nominale : 870 W.

487

488 **Calcul de l'inertie totale équivalente ramenée à l'arbre du moteur en vue de la détermination du couple
 489 nécessaire en tenant compte du moteur(Binet, 2007)**

490
$$J_e = j_m + j_r + \frac{j_t + (K^2 \times M_t)}{r^2} \quad (43)$$

491 $J_e = j_m + j_r + j_c$

492 Avec :

- 493 • $J_m = 7,9.10^{-5} \text{ kg.m}^2$;
- 494 • $J_r = 4.10^{-6} \text{ kg.m}^2$;
- 495 • $J_c = 1,28.10^{-4} \text{ kg.m}^2$

496 A.N :

497 $J_e = 2,11.10^{-4} \text{ kg.m}^2$

498

499 **Calcul du couple d'accélération à la sortie du moteur**

500
$$C_{ma} = \frac{j_e \times \gamma_{max} \times r}{r_m} \quad (44)$$

501 Avec :

- 502 • $J_e = 2,11.10^{-4} \text{ kg.m}^2$;
- 503 • $r = 30$;
- 504 • $r_m = 0,065$;
- 505 • $\gamma_{max} = 13 \text{ m/s}^2$

506 A.N :

507 $C_{ma} = 1,266 \text{ N.m}$

508

509

510 **Calcul du couple permanent à la sortie du moteur**

$$C_r = \frac{r_m \times F_{fri}}{\eta_{poulie \text{ courroie}} \times \eta_{réducteur} \times r} \quad (45)$$

512 Avec :

- 513 • $r = 30$;
- 514 • $F_{fri} = 22,07 \text{ N}$;
- 515 • $r_m = 0,065$;
- 516 • $\eta_{poulie \text{ courroie}} = 0,95$;
- 517 • $\eta_{réducteur} = 0,84$ (Parker, n.d.)

518 A.N :

$$519 C_r = 0,059 \text{ N.m}$$

520

521 Calcul du couple total (couple crête)

$$522 C_t = C_{ma} + C_r \quad (46)$$

523 Avec :

- 524 • $C_{ma} = 1,266 \text{ N.m}$;
- 525 • $C_r = 0,059 \text{ N.m}$

526 A.N :

$$527 C_t = 1,325 \text{ N.m}$$

528

529 On remarque que le couple nécessaire pour l'accélération du moteur C_{mm} est pratiquement égal à la moitié du
530 couple total et :

$$531 C_{mm} = \frac{J_m \times r \times \gamma_{max}}{r_m} \quad (47)$$

532 Avec :

- 533 • $r_m = 0,065$;
- 534 • $r = 30$;
- 535 • $J_m = 7,9 \cdot 10^{-5} \text{ kg.m}^2$;
- 536 • $\gamma_{max} = 13 \text{ m/s}^2$

537 A.N :

$$538 C_{mm} = 0,474 \text{ N.m}$$

539

540 Vérification du couple-vitesse du moteur sur les courbes du constructeur (Parker, n.d.)

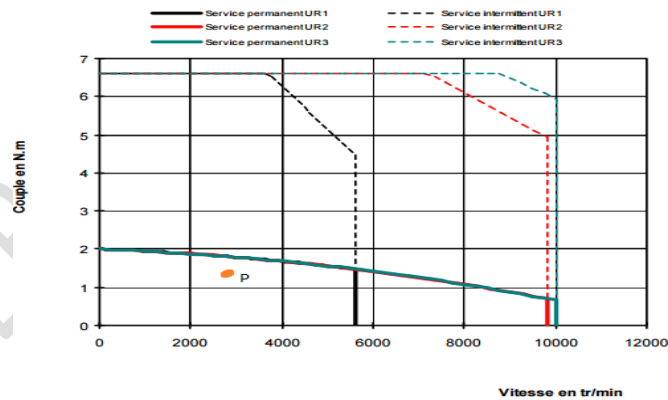


Figure 8:- Courbe Caractéristique du couple-vitesse du moteur NX310EAI

541

542 Le point de fonctionnement (vitesse maximale-couple maximal) est à l'intérieur de la zone permanente sur le
543 diagramme vitesse-couple du moteur, représenté par le point p sur la figure 8. On constate que la marge de
544 couple est un suffisante et on n'utilise à peine 50 % de la gamme de vitesse.

545

546 Vérification de la puissance à la sortie du moteur (Binet, 2007) :

547 C'est la somme de la puissance d'accélération et de la puissance permanente.

548

549 Calcul de la puissance d'accélération P_a

$$550 P_a = M_t \times a_{max} \times V_{max} \quad (48)$$

551

552

553

- 554 Avec :
- 555 • $M_t = 22,65 \text{ kg}$;
 - 556 • $V_{\max} = 13 \text{ m/s}^2$;
 - 557 • $V_{\max} = 0,65 \text{ m/s}$

558 A.N :

559 $P_a = 191,4 \text{ W}$

560

561 **Calcul de la puissance permanente Pp**

562
$$P_p = \frac{F_{fri} \times V_{\max}}{\eta_{poulie \text{ courroie}} \times \eta_{réducteur}} \quad (49)$$

- 563 Avec :
- 564 • $F_{fri} = 22,07 \text{ N}$;
 - 565 • $V_{\max} = 0,65 \text{ m/s}$;
 - 566 • $\eta_{poulie \text{ courroie}} = 0,95$;
 - 567 • $\eta_{réducteur} = 0,84$

568 A.N :

569 $P_p = 17,97 \text{ W}$

570

571 **Calcul de la puissance totale Pt**

572 $P_t = P_a + P_p \quad (50)$

- 573 Avec :
- 574 • $P_a = 191,4 \text{ W}$;
 - 575 • $P_p = 17,97 \text{ W}$

576 A.N :

577 $P_t = 209,37 \text{ W}$

578

579 La puissance à la sortie du moteur est donc $P_t = 209,37 \text{ W}$ et elle est inférieure à la puissance nominale du moteur

580 choisi. Ce qui nous permet de choisir le moteur NX310EAI présélectionné (Parker, n.d.).

581

582 **Résultats:-**

583 Les paramètres caractéristiques obtenus suite aux dimensionnements et rapportés aux recommandations de la

584 littérature et des normes sont montrés dans le tableau 3. L'équipement est équipé d'un groupe moto réducteur

585 Parvex ayant une puissance de 0,87 kW et un couple nominal de 1,48 N.m à 2867 tr/min avec un rapport de

586 réduction égale à 30 assurant une vitesse de convoyage à 0,65 m/s grâce à deux poulies dentées standard de type

587 AT20 munies d'une courroie. Les matériaux entrant en contact avec le produit traité sont en acier doux peint

588 avec de la peinture alimentaire.

589

590 **Tableau 3:-**Caractéristiques techniques de la trieuse

591

| Paramètres | Spécifications |
|---|---|
| Source d'énergie | Electrique / groupe électrogène / solaire |
| Puissance motrice à 2867 tr/min (kW/monophasé) | 0,87 |
| Rapport de réduction du réducteur | 30:1 |
| couple nominal moteur (N.m) | 1,48 |
| Vitesse de rotation du moteur (tr/min) | 2867 |
| Vitesse de sortie du réducteur (tr/min) | 95,54 |
| Vitesse linéaire de convoyage (m/s) | 0,65 |
| Diamètre de la poulie motrice (mm) | 130,87 |
| Diamètre de la poulie réceptrice (mm) | 239,10 |
| Encombrement dimensionnel d'un bras racleur (L x l) (mm) | 250 x 100 |
| Capacité de charge de la trémie (kg) | 50 |
| Hauteur du canal de collecte des produits par rapport au sol (mm) | 450 |
| Productivité à l'heure (kg/h) souhaitée | 500 |

592

593 **Discussion:-**

594 La trieuse de mangue offre plus d'avantages par rapport à la méthode manuelle de tri des mangues qui est

595 d'ailleurs très fastidieuse et prend plus de temps (Rey et al., 2014)(Kitinoja et al., 1998). La trieuse réduit

596 la pénibilité du travail dû à sa mécanisation tout en donnant un meilleur rendement au travail. Elle est

597 capable de fonctionner en continu sur plus de 8 heures de travail par jour (Texrope, 2006) ce qui réduit

598 considérablement le temps mis pour le tri des mangues comparativement à la méthode traditionnelle ou le travail
599 est discontinu et manuel. Les différentes formes de mangues obtenues à l'issue du tri sur la trieuse sont plus ou
600 moins identiques et le changement des mailles de l'anneau de calibrage est possible selon la forme recherchée.
601 La trieuse de mangue est issue d'une fabrication locale, comparativement aux autres trieuses mécanisées
602 existantes qui sont pour la majeure partie des cas importées. Sa conception satisfait aux normes de sécurité et
603 d'hygiène alimentaire et son coût de fabrication est relativement moins cher (1 216 462 francs) par rapport aux
604 machines d'origines asiatiques. Elle est peu complexe dans son utilisation et dans sa maintenance d'autant plus
605 que ses pièces de rechange sont disponibles et facilement accessibles par rapport aux autres trieuses existantes
606 (Shandong, 2014).

607

608 **Conclusion:-**

609 La trieuse dimensionnée est nécessaire dans la chaîne de traitement des mangues après cueillette pour la
610 commercialisation en raison des avantages (réduction de la pénibilité du travail, amélioration du rendement au
611 travail, etc.) qu'elle offre par rapport à la méthode traditionnelle de tri manuel. Le dimensionnement a pris en
612 compte le fonctionnement, l'ergonomie et la maintenance de l'équipement dans la conception. Aussi les bras
613 racleurs sont facilement accessibles et peuvent être facilement maintenus périodiquement, et la table peut être
614 nettoyée après chaque utilisation.

615 Le dimensionnement nous a permis de choisir les composants de la machine à savoir, les bras racleurs et leur
616 système d'ancrage, le groupe moto réducteur nécessaire au bon fonctionnement du système et les courroies de
617 transmission adéquates. Les résultats nous permettent de réaliser les dessins détaillés des pièces unitaires et de
618 passer à la fabrication de l'équipement.

619

620 **Divulgarion des conflits d'intérêts:-**

621 Les auteurs déclarent qu'il n'y a aucun conflit d'intérêts.

622

623 **Références Bibliographiques:-**

1. O. BA, «*« Semaine régionale de la mangue » : Des Etats de l'Afrique de l'ouest adoptent une politique commune,*» le soleil, 01 juin 2016. [En ligne]. Available: <http://www.lesoleil.sn/2016-03-22-23-21-32/item/50418>. [Accès le 11 Juin 2016].
2. M. REYNES et E. ODOUX, «*La transformation de la mangue pour le Compte du CENTRE AGRO-ENTREPRISE (CAE) Mali Sustainable Economic Growth,*» 1999.
- 624 3. J.-Y. REY, T. M. DIALLO, H. VANNIÈRE, C. DIDIER, S. KÉITA et M. SANGARÉ, «*La mangue en*
625 *Afrique de l'Ouest francophone : variétés et composition variétale des vergers,*» Montpellier, 2014.
- 626 4. L. KITINOJA et A. KADER, «*Methodes de Manutention Post-Recolte pour Petits Exploitants : Un*
627 *Manuel pour les Cultures Horticoles,*» Californie, 1998.
- 628 5. Texrope, «*Courroies trapézoïdale Textrope : Méthode de calcul* », 2006.
- 629 6. Shandong Longkou Weiming Machinery Co., Ltd, «*Shandong Longkou Weiming Machinery Co., Ltd,*»
630 11 Juillet 2014. [En ligne]. Available: http://fr.made-in-china.com/co_ww0033/product_Mango-Grading-Machine-Onions-Grading-Machine-Pear-Sorting-Machine_hhrghueuny.html. [Accès le 5 Juillet
631 2016].
- 632 7. Binder Magnetic, «*Transmissions synchrones Courroies, Poulies pour l'industrie*».
8. F. BINET, «*Le dimensionnement d'une motorisation d'axe,*» 2007.
9. Binder transmission, «*COURROIES POLYURÉTHANNE Méthode de calcul*».
10. Brushless Parvex, «*Servomoteurs brushless Série NX 0,45 à 64Nm*».
12. AUDIN, [En ligne]. Available: <http://www.audin.fr/pdf/documentations/ssd-drives/servomoteurs/GX.pdf>. [Accès le 7 Janvier 2016].
13. Parker, [En ligne]. Available: https://www.parker.com/literature/SSD%20Drives/Parvex/courbes%20moteurs/Caract%C3%A9ristiques%20couple_vitesse%20moteurs%20NX.pdf. [Accès le 5 Novembre
633 2016].

633