

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique
Université Saad Dahlab Blida1

Faculté de Technologie
Département de Mécanique



MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de MASTER

En : Mécanique

Spécialité : Conception Mécanique

Par : DOUID Nassim

Sujet

Etude et conception d'un concasseur de pierres à échelle
réduite
29t/h

PROMOTEUR : Pr. OUALI Mohammed

Résumé

En raison de leur conception simple et de leur facilité d'entretien, les concasseurs à mâchoires sont largement utilisés dans les industries mécaniques et minières.

L'Algérie dispose d'une industrie minière très importante pour l'économie nationale mais les concasseurs de pierres sont dans la plupart du temps importés. DESIMETAL est une société spécialisée dans la fabrication mécanique et la maintenance industrielle. Elle nous a sollicité pour l'étude de la conception d'un concasseur de pierres à échelle réduite d'une capacité entre 20 à 30 tonnes par heure pour concasser le granit.

Nous avons commencé l'étude de conception par l'analyse cinématique. Nous avons établi un programme Matlab pour dessiner les graphes puis nous avons fait l'analyse statique pour déterminer le rapport entre le couple de l'arbre excentrique et la mâchoire. Ensuite on a dimensionné les principales caractéristiques de la machine, la capacité et la puissance du moteur nécessaire et le calcul de tous les éléments et organes de la machine. Par la suite on a procédé à une simulation par SolidWorks où on a fait la conception de tous les organes de la machine et un assemblage ainsi qu'une animation.

L'analyse cinématique d'un concasseur à mâchoires montre que les forces sur la mâchoire en mouvement varient selon l'angle de rotation de l'arbre excentrique, par conséquent, la puissance générée varie selon l'angle de l'arbre excentrique.

Pour augmenter l'efficacité nous avons conçu un volant d'inertie pour stocker l'énergie, quand le taux d'alimentation augmente et de l'utiliser quand le taux d'alimentation diminue pour minimiser le gaspillage de puissance.

Tous les éléments de la machine (Le volant, le ressort, la barre à basculer, la courroie et la mâchoire ...) sont bien étudiés et calculés afin d'optimiser la conception et la performance du concasseur.

La vitesse critique de l'arbre est calculée, elle est égale à 268 tr / min, avec une puissance moteur calculée théoriquement égale à 11 kW.

Sommaire

Chapitre 1

1-1 Introduction	1
2-1 Les objectifs	2
3-1 Fonctionnement d'un concasseur à mâchoires.....	3
Chapitre 2 Analyse cinématique.....	4
1-2 Modèle cinématique	4
2-2 Calcul de l'angle β	7
3-2 Calcul de déplacement de mâchoire.....	8
4-2 Calcul de la vitesse de la mâchoire mobile	14
5-2 Calcul de l'accélération de la mâchoire mobile	19

Chapitre 3 Analyse statique

1-3 Calcul du rapport entre le moment de l'arbre excentrique T2 et le moment de la mâchoire T3	23
--	----

Chapitre 04 : Dimensionnement des caractères principaux du concasseur

1-4 Détermination de La hauteur et de la largeur	30
2-4 détermination des longueurs de sortie maximale et minimale..	31
2-4 Calcul de la vitesse critique.....	31
3-3 Détermination de la capacité du concasseur.....	31
4-4 Calcul de puissance de moteur	32

Chapitre 5 Calcul des éléments de la machine :

5.1 CONCEPTION DE LA MÂCHOIRE	33
-------------------------------------	----

5.2 volant d'inertie	34
----------------------------	----

5.3 Calcul de l'arbre	43
5.4 Conception dU MOYEU de l' arbre	46
5.5 CONCEPTION DE RESSORT	47
5.6 Choix DES ROULEMENTS	50
5.7 Conception de lacourroie	53
5.8 Conception de clavettes	59
5.8 Conception de la plaque à bascule	63
Chapitre 6 Les dessins techniques	
Mise en plans avec solidworks	64

Liste des figures

Figure 1.1 : Composants principaux du concasseur a mâchoire.....	3
figure 1-2 : Le mécanisme d'entraînement de mâchoire.....	4
figure 2-2 :Modèle cinématique	5
Figure 3-2 : Paramètres du concasseur	6
figure 4-2 :Analyse de la position et du déplacement	8
figure 5-2 : Graphe dudéplacement horizontal de la mâchoire en fonction de son déplacement vertical	9
figure 6-2 :Graphe des déplacements horizontal et vertical en fonction de θ_2	11
figure 7-2 : Graphe du déplacement horizontal en fonction de θ_2	12
figure 8-2 : Déplacement vertical en fonction du déplacement horizontal	12
figure 9-2: Vitesse verticale en fonction de θ_2	16
figure 10-2: Vitesse horizontale en fonction de θ_2	16
figure 11-2: Vitesse en fonction de θ_2	17
figure 12-2 : Accélération verticale en fonction de θ_2	19
figure 10-2: Accélération horizontale en fonction de θ_2	20
figure 11-2: Accélération en fonction de θ_2	20
Figure 1-4 : Dimensions du concasseur.....	30
Figure 5.1 : Section de la mâchoire.....	33
Figure 5.2 : Section du volant d'inertie.....	35
Figure 5.3 : moment d'inertie du volant d'inertie en fonction de θ_2	39

Figure 5.4 : Répartition des charge sur l'arbre excentrique	45
Figure 5.5 : Schématisation du ressort.....	48
Figure 5.6 : Dimensions des courroies.....	53
Figure 5.7 :Graphe pour déterminer le type de courroie.....	54

Liste des tableaux

tableau 5.1 : Moment d'inertie du volant	51
tableau 5.2 : Caractéristique des roulements	52
tableau 5.3 : Facteurs de service pour le calcul de la courroie	54
tableau 5.4 : Les sections normalisées de la courroie	57
tableau 5.5 : Catalogue des courroies de kompattex.....	59
tableau 5.6 : Normalisation de dimensions de la clavette.....	60
tableau 5.7 : Pression admissible.....	62
tableau 5.8 : Propriétés physiques de l'acier	63

Conclusion générale

Ce travail réalisé à DESIMETAL a porté sur l'étude et la conception d'un concasseur à mâchoire d'une capacité de 29 t/h en élaborant deux parties essentielles. La première partie a été consacrée à l'étude cinématique, statique et le calcul d'éléments machine .

Quant à la deuxième, elle a été réservée à la conception détaillée des sous-systèmes afin d'assembler l'intégralité du concasseur en utilisant le logiciel SOLIDWORKS et à l'aide de la gamme de montage.

Ce stage m'a permis d'avoir une vision détaillée du domaine de travail et d'être plus autonome. En effet, travailler au sein de la société DESIMETAL a pu contribuer à approfondir mes acquis. En fait, chaque projet a des contraintes de temps dont le respect des délais et du planning de travail, constitue une condition nécessaire pour arriver aux résultats attendus.

L'entreprise DESIMETAL qui m'a accueillie pendant mon stage fait face à une période charnière, et je suis fière d'avoir pu contribuer et participer à cette révolution.

Référence :

1. Denis Stephen Yan Conception et opérations de traitement des minéraux. Elsevier USA 2006. Chapitre 4 : concasseur à mâchoire page 99
2. Denis Stephen Yan Conception et opérations de traitement des minéraux. Elsevier USA 2006 Chapitre 4 : concasseur à mâchoire page 100
3. Denis Stephen Yan Conception et opérations de traitement des minéraux. Elsevier USA 2006 Chapitre 4 : concasseur à mâchoire page 107
4. Denis Stephen Yan Conception et opérations de traitement des minéraux . Elsevier USA 2006 Chapitre 4 : concasseur à mâchoire page 104
5. Denis Stephen Yan Conception et opérations de traitement des minéraux . Elsevier USA 2006 Chapitre 4 : concasseur à mâchoire page 120
6. DEUG TI • IUT • STS Mécanique appliquée Résistance des matériaux Mécanique des fluides Thermodynamique DUNOD. Paris. 1996. page 48
7. <http://forums.futura-sciences.com/physique/514019-calcul-de-centrifuge.html>
8. schaum's outline machine design page 313
9. DEUG TI • IUT • STS Mécanique appliquée Résistance des matériaux Mécanique des fluides Thermodynamique DUNOD. Paris. 1996 page 99
10. http://www.engineeringtoolbox.com/density-solids-d_1265.html
11. http://www.engineeringtoolbox.com/density-solids-d_1265.html
12. <http://nptel.ac.in/courses/116102012/design%20of%20transmission%20shafts%20and%20drafting%20rollers/design%20of%20shaft%20using%20asme%20codet.html>
13. schaum's outline machine design page 199
14. DEUG TI • IUT • STS Mécanique appliquée Résistance des matériaux Mécanique des fluides Thermodynamique DUNOD. Paris. 1996 page 99
15. schaum's outline machine design New York 1994 page 198
16. construction industriel collection DUNOD collection H. Longeot paris 1982 page 128
17. Youde Xiong Y. Qian — Z. Xiong — D. Picard formulaire mécanique de pièce de construction EYROLLES paris 2012 page 445

Chapitre 5 : calcul d'éléments machine

5.1 CONCEPTION DE MÂCHOIRES :

La mâchoire est une pièce critique de la machine. Son mouvement fournit le mécanisme concasseur. La mâchoire peut être modélisée comme une poutre avec un moment équivalent à T_3 :

$$T_3 = 60 * T_2 \quad (5.1) \quad \text{et la puissance } p = T_2 * V_c * 2 * \pi / 60 \quad (5.2)$$

alors :

$$T_2 = p * 60 / V_c * 2 * 3,14 \quad (5.3)$$

AN :

$$T_2 = 392,1 \text{ Nm} \quad \text{en prend } T_2 = 392 \text{ Nm}$$

$$T_3 = 60 * 392,1 = 23580 \text{ Nm}$$

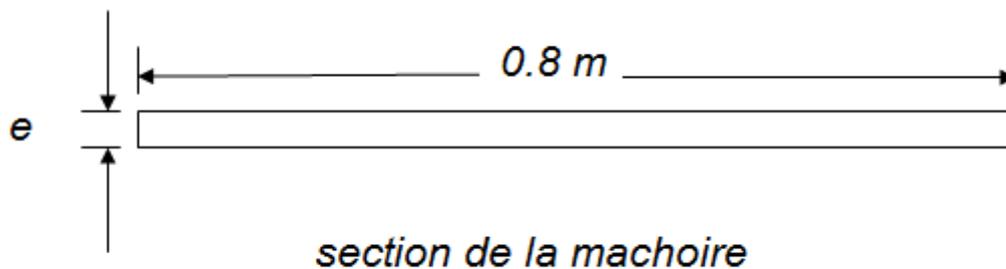


Figure 5.1

Nous savons partir des lois de RDM que :

$$\sigma_y = M * e / I * 2 \quad (5.4)$$

M: moment de flexion (dans notre cas égal à T_3)

σ_y : limite d'élasticité du matériaux

$$I = he^3/12 \quad (5.5)$$

AN :

$$\sigma_y = 250 * 10^6 / 2 = (T_3 * e * 12) / (h * e^3 * 2) \quad (5.6)$$

alors :

$$e = 0,089 \text{ m} = 89 \text{ mm}$$

5.2 volant d'inertie :

À partir de l'étude du comportement cinématique des concasseurs à mâchoire, il a été constaté que les forces développées sur la plaque de la mâchoire en mouvement varie. Dans une région la force est suffisamment grande pour écraser le matériau et dans une certaine zone cette force pourrait produire un effort moins que l'effort nécessaire pour concasserle matériau alimenté.

L'énergie perdue au cours de l'approvisionnement excessif devrait être utilisé lorsque la valeur d'alimentation est inférieure à la Valeur exigée. Pour produire cet effet, chaque concasseur à mâchoires est équipé d'un volant lourd avec un moment d'inertie important.

M = masse du volant en Kg

K = rayon de giration du volant

I = moment d'inertie de masse du volant

ω_{max} et ω_{min} = vitesse angulaire maximale et minimale pendant le cycle en régime

ω_{moy} = vitesse angulaire moyenne pendant le cycle en radian

C_s = coefficient de fluctuation de vitesse = $(\omega_{max} - \omega_{min}) / \omega_{moy}$

Fluctuation maximale de l'énergie =

$$K_e = \frac{1}{2} I (\omega_{max})^2 - \frac{1}{2} I (\omega_{min})^2 = I \omega^2 C_s = 2 E C_s \quad (5.7)$$

Les contraintes dans un volant d'inertie :

En supposant que la jante n'est pas forcée par les bras
La force est déterminée comme un mince cylindre soumis à une pression interne.

W = Largeur de la jante

d_{jante} = épaisseur de la jante

A = zone de X-section de la jante = $w \times d$

D = diamètre moyen du volant

R = rayon moyen du volant

P = densité du volant

ω = vitesse angulaire du volant

μ = vitesse linéaire du volant

σ_t = tension ou contrainte

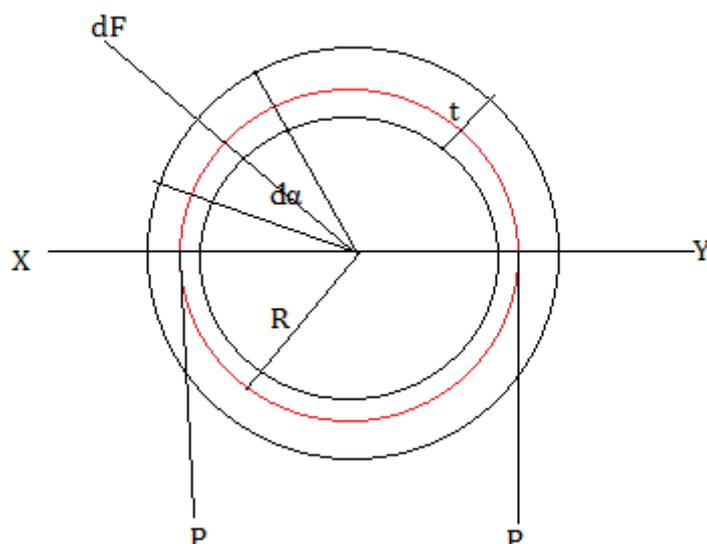


Figure 5.2

Considérant un petit élément de la jante, comme le montre la figure 5.2, ce élément fait un angle $d\alpha$ au Centre du volant.

Volume de ce petit élément = $A.R. d\alpha$ (5.8)

Masse de l'élément = volume x densité = $A.R. d\alpha P$ (5.9)

dF : Force centrifuge sur cet élément

$$dF = dm. \omega^2. R = \rho A.R^2. \omega^2. D\alpha [7] \quad (5.10)$$

dF_y : Composante verticale de dF

$$dF_{xy} = dF \sin\alpha = P A.R^2. \omega^2. d\alpha \sin\alpha \quad (5.11)$$

Force verticale totale sur le diamètre de la jante :

$$X-Y = \rho A.R^2. \omega^2 \int \sin\alpha d\alpha = 2 \rho A.R^2. \omega^2. [8] (5.12)$$

36

Cette force verticale est limitée par une force $2P$ telle que

$$2P = 2\sigma t \times A = 2 \rho A.R^2. \omega^2. (5.13)$$

$$\sigma_t = \rho R^2 \cdot \omega^2 = \rho \mu^2 (5.14)$$

chaque partie de la jante entre une paire de bras se comporte comme une poutre fixée aux deux extrémités et uniformément chargées.

$$\text{La Longueur entre les extrémités fixes} = D/n = 2 R/n (5.15)$$

N = nombre de bras

La charge uniformément répartie k par mètre doit être égale à la force centrifuge entre deux bras,

$$k = w \cdot d \cdot \rho R \cdot \omega^2 (5.16)$$

Le moment de flexion maximum :

$$M = k l^2 / 12 = w \cdot d \cdot \rho R \cdot \omega^2 (2 R/n)^2 / 12 (5.17)$$

$$\text{Module de section } Z = w d^2 / 6 (5.18)$$

$$\sigma_b = M/Z = 6 \cdot w \cdot d \cdot \rho R \cdot \omega^2 (2 R/n)^2 / 12 w d^2 = 19.74 \rho \mu^2 R / n^2 t (5.19)$$

Charge total sur la jante :

$$\sigma = \sigma_t + \sigma_b (5.20)$$

Le programme matlab suivant calcule la valeur du couple à différents angles de manivelle :

```
clc
clear
n=1;
R3=826;
```

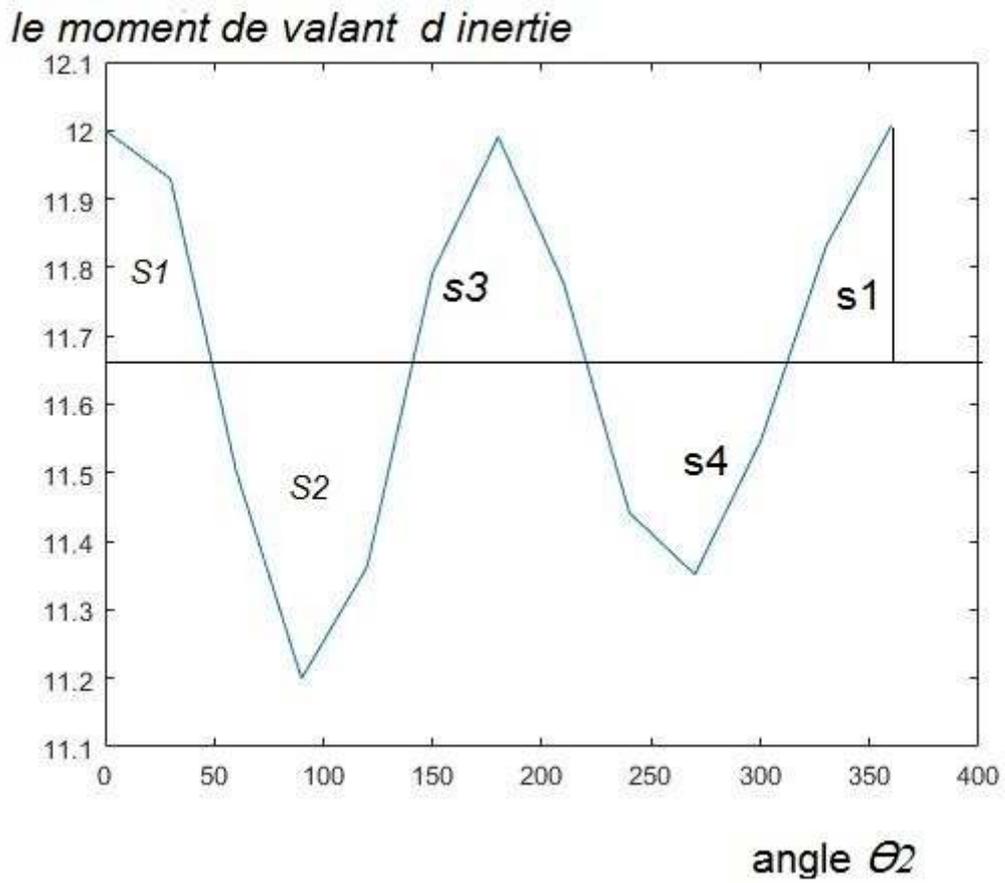
```

Ox=486.86;
R2=12;
u=0;
Oy=845.88;
i=1;
bita=[20.16 19.84 19.37 18.90 18.55 18.41 18.52 18.84 19.29 19.74
20.10 20.25 20.16];
gama(1)=0;
m(1)=0;
dm(1)=0;
for i=1:1:13
n=1;
for v=75:75:826
ax(i,n)=((R3-v)*cos(bita(i)*pi/180)-u*sin(bita(i)*pi/180))*dm(i)-
m(i)^2*((R3-
v)*sin(bita(i)*pi/180)+u*cos(bita(i)*pi/180))+R2*sin(gama(i)*pi/18
0);
ay(i,n)=((R3-v)*cos(bita(i)*pi/180)-
u*sin(bita(i)*pi/180))*m(i)^2+((R3-
v)*sin(bita(i)*pi/180)+u*cos(bita(i)*pi/180))*dm(i)+R2*cos(gama(i)
*pi/180);
n=n+1;
end
if(i<=12)
gama(i+1)=gama(i)+30;
m(i+1)=(bita(i+1)-bita(i))/(gama(i+1)-gama(i));
dm(i+1)=(m(i+1)+m(i))/(gama(i+1)-gama(i));
end
end
figure(1)
for i=1:1:11
plot(gama,ax(:,i));
hold on;
end
figure(2)
for i=1:1:11
plot(gama,ay(:,i));
hold on;
end
for i=1:1:13
for j=1:1:11
Ox(i,j)=sqrt(ax(i,j)^2+ay(i,j)^2);
end
end
figure(3)
for i=1:1:11
plot(gama,Ox(:,i))
hold on;
Ox(:,1)
mean(Ox(:,1))
figure(4)

```

```
plot(gama, Ox(:,1))
```

```
end
```



ure 5.3

Fig

valeur numérique du couple à l'angle de vilebrequin différent est présentée ci-dessous

<i>angle θ_2</i>	<i>moment sur le volant d inertie N.m</i>
0	12000.0
30	11907.5
60	11342.9
90	10934.8
120	11152.7
150	11725.2
180	11987.1
210	11703.1
240	11257.1
270	11137.0
300	11398.2
330	11776.6
360	12000.0

tableau 5.1

À partir des données:

La valeur moyenne du couple est de 11564 Nm.

La courbe du moment d'inertie en fonction d'angle θ_2 comporte 4 segments.

Le Maximum moins Le minimum de la zone sous ces courbes donne la fluctuation maximale de l'énergie.

Superficie inférieure à S1 = 18650

Superficie inférieure à S2 = 22850

Zone sous S3 = - 12850

Zone sous S4 = - 18 000

Fluctuation maximale d'énergie = 22850 - (- 18650) = 41500 J

Le matériau du volant est la fonte

Densité du volant $\rho = 7250 \text{ kg / m}^3$

Contrainte maximal du matériau = $6 \times 10^8 \text{ N / m}^2$

Facteur de sécurité = 2

Contrainte admissible = $3 \times 10^8 \text{ N / m}^2$

la vitesse angulaire moyenne de volant $\omega_{\text{moy}} = 2 (3,14) \text{ vc / 60}$

vc : vitesse critique déjà calculé dans le chapitre dimensionnement des caractères principale

AN : $\omega_{\text{moy}} = 28,065 \text{ rad / s}$

En supposant que la vitesse de rotation est de 25% de la vitesse moyenne :

$$\omega_1 - \omega_2 = 0,25 \omega \quad (5.21)$$

coefficient de fluctuation d'énergies:

$$C_s = (\omega_1 - \omega_2) / \omega = 0,25 \quad (5.22)$$

$$\text{on a } \Delta E = I \omega^2 C_s \quad (5.23)$$

$$\text{et } I = \Delta E / \omega^2 C_s = 41500 / (28,065)^2 \times 0,25 = 210,76 \text{ Kg m}^2$$

$\overset{\circ}{W}$ = largeur de la jante du volant = $2 d_{\text{jante}} = 2 \times$ (épaisseur de la jante du volant)

$$\text{Contrainte de traction induite, } \sigma_t = \rho \mu^2 \quad (5.24)$$

$$\mu = (3 \times 10^8 / 7250)^{1/2} = 20,34 \text{ m / s}$$

$$\text{on sait que } \mu = 3,14 * D * N / 60 \quad (5.25)$$

alors :

$$d_{\text{jante}} = (20,34 \times 60) / (3,14 \times 268) = 1.45 \text{ m}$$

L'énergie totale stockée dans le volant d'inertie

$$E = \Delta E / 2 C_s = 41500 / 2 \times 0.25 = 83000 \text{ J}$$

Énergie de la jante du volant

$$E_{\text{jante}} = 0.92 E = 76360 \text{ J}$$

on sait que $E_{\text{jante}} = 0,5 \cdot m \cdot \mu^2$

alors :

$$m = E_{\text{jante}} / \mu^2 \cdot 0,5$$

AN :

$$m = 369,14 \text{ Kg}$$

on a aussi :

$$m = w \cdot d \cdot D \cdot \rho \cdot 3,14 = 2 \cdot d^2 \cdot 3,14 D \cdot \rho \quad (5.26)$$

$$d = \sqrt{(m / 2 \cdot D \cdot 3,14 \cdot \rho)} \quad (5.27)$$

AN:

$$d = (369,14 / 2 \cdot 1,45 \cdot 3,14 \cdot 7250)^{1/2} = 0,075 \text{ m} = 75 \text{ mm}$$

$$w = 2 \times d = 150 \text{ mm} = 15 \text{ cm}$$

la masse du volant d'inertie est 369,14 Kg (déjà calculé) alors le poids est égal à

$$p_{\text{volant}} = m_{\text{volant}} * g \text{ (5.28)}$$

$$p_{\text{volant}} = 9,8 * 369,14 = 3617,6 \text{ N}$$

le matériau choisi pour l'arbre est l'acier rapide HSS (à cause de sa propriété de dureté élevée (>60HRC) et son niveau de résilience acceptable et ces propriétés de résistance au choc). Il présente en général une forte résistance à l'usure du fait de son fort alliage et de la présence significative d'éléments producteurs de carbures durs tels que le tungstène et le vanadium.

masse volumique $\rho = 8400 \text{ kg/m}^3$ [10]

la masse de mâchoire = densité * volume

AN :

$$m_{\text{mâchoire}} = (0,8 * 0,089 * 0,826 * 8400) = 494 \text{ kg}$$

$p_{\text{mâchoire}}$: poids de mâchoire est égale

$$p_{\text{mâchoire}} = m_{\text{mâchoire}} * g \text{ (5.29)}$$

$$p_{\text{mâchoire}} = 494 * 9,8 = 4841,2 \text{ N}$$

masse de roche = volume de roches * densité

densité de granite égale roche = $3,2 * 10^3 \text{ kg/m}^3$ [11]

AN:

$$m_{\text{roche}} = S * H * \rho_{\text{roche}} \text{ (5.30)}$$

$$m_{\text{roche}} = 0,5 * 0,4 * 0,8 * 0,8 * 3,2 * 10^3 = 409,6 \text{ kg}$$

Mais les roches occupent normalement environ 60% de la capacité, donc la masse des roches est juste

Environ $m_{\text{roche}} = 200 \text{ kg}$

alors la masse totale sur 1 arbre = la masse de mâchoire + masse de roche

AN:

$m_{\text{totale}} = 200 + 494 = 694 \text{ kg}$

Par conséquent, le poids réparti sur le point de contact avec l'arbre était de $p_{\text{totale}} = 694 * 9,81 = 6808 \text{ N}$ sur chacun des points de contact aux paliers.

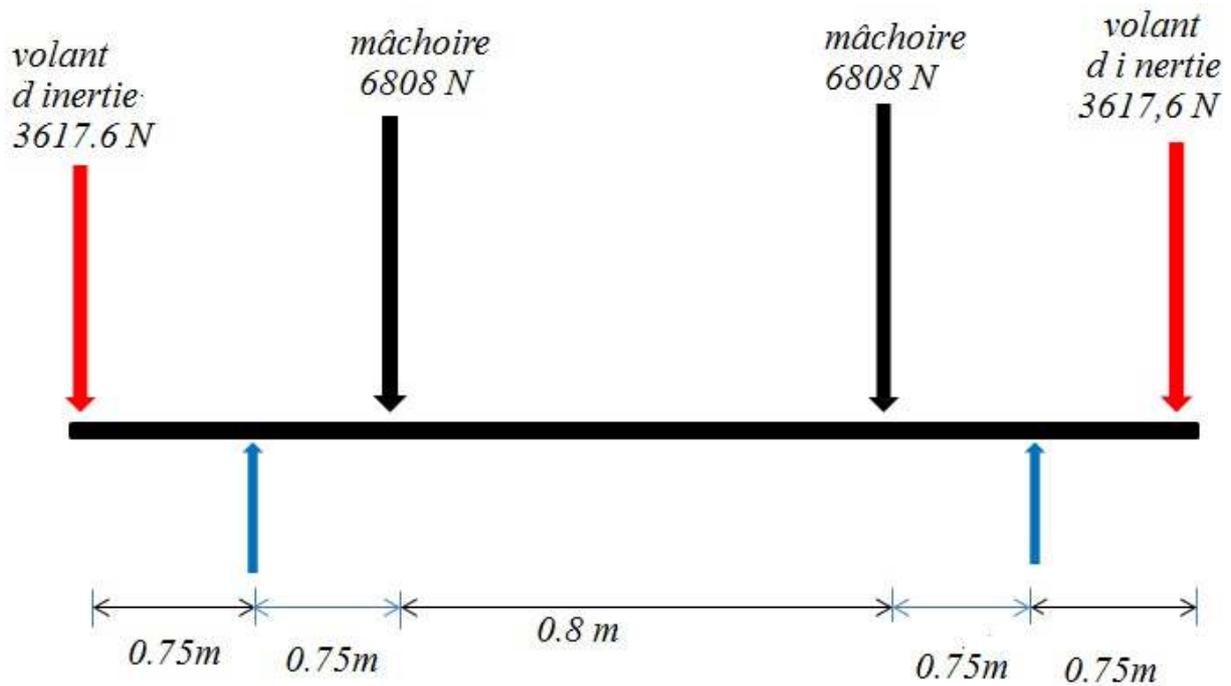


Figure 5.4

En sais que $R_1=R_2=R$
 $\sum Fy=0(5.31)$

alors :

$$-3617,6 \cdot 2 - 6808 \cdot 2 + 2 \cdot R = 0$$

alors

$$R = 3617,6 + 6808 = 10425,6 \text{ N}$$

En utilisant la méthode singularité:

$$T_x = -3617,6(x-0) + R(x-0,75) - 6808(x-1,5) - 6808(x-2,3) + R(x-3,05) - 3617,6(x-3,8) \quad (5.31)$$

pour $x=0$ $M_x =$

pour $x = 0,75$ $M_x = -34991,18$

pour $x = 1,5$ $M_x = -2445,23$ pour $x = 2,3$ $M_x = -34991,18$

pour $x = 3,05 M_x = 0$

pour $x = 3,8 M_x = 0$

alors le $T_{max} = 34991,18 \text{ Nm}$

$$d_{\text{arbre}}^3 = (16/3,14) (k_b T^2 + k_t m^2)^{1/2} * /(\sigma_t)[12](5.32)$$

k_b = facteur de choc et de fatigue pour le moment de flexion

k_t = Facteur de choc et de fatigue pour la torsion

$$k_t = 2$$

$$k_b = 1,5$$

AN

$$d_{\text{arbre}} = (16/3,14 * 3 * 10^8) (2 * 34991^2 + 1,5 * 409,6^2)^{1/2} = 0,094 \text{ m} = 9,4 \text{ cm}$$

en le prend égale a 10 cm

5.4 conception de moyeu de l' arbre :

Diamètre du moyeu = 2* diamètre de l arbre = 20 cm en le prend

Longueur du moyeu = largeurs de la gante = 15 cm

5.5 CONCEPTION DU RESSORT :

Pour le ressort, la valeur de C devrait se trouver entre 4 et 16. Nous avons opté pour le rapport minimal de 4 pour réduire au minimum la taille du ressort.

$$K = \left(\frac{4C-1}{4C-4} \right) * (0,615/C) = 0,19 [13] (5.33)$$

Apartir de l'analyse statique du rapport du couple, les valeurs du couple sur la mâchoire ont varié de :

$$39T_2 \leq T_3 \leq 60T_2 \quad (5.33)$$

on a $T_2 = 392$ Nm alors T_3 varie de 15288 N m jusque a 23520 N m alors la variation de moment absorbé par le ressort pendant une cycle 8232 N m

Pour une longueur $R_3 = 826$ mm = 0,826 m de la mâchoire, ceci a impliqué une force de $F_3 = (83232/0,826) = 9966$ N

$$F_x = F_3 * \cos(\beta) (5.34)$$

a partir de 1 ere tableaux de chapitre d analyse cinématique

$$\beta_{moyenne} = 19,4$$

alors

$$F_x = 9966 * \cos(19,4) = 8493,94 \text{ N}$$

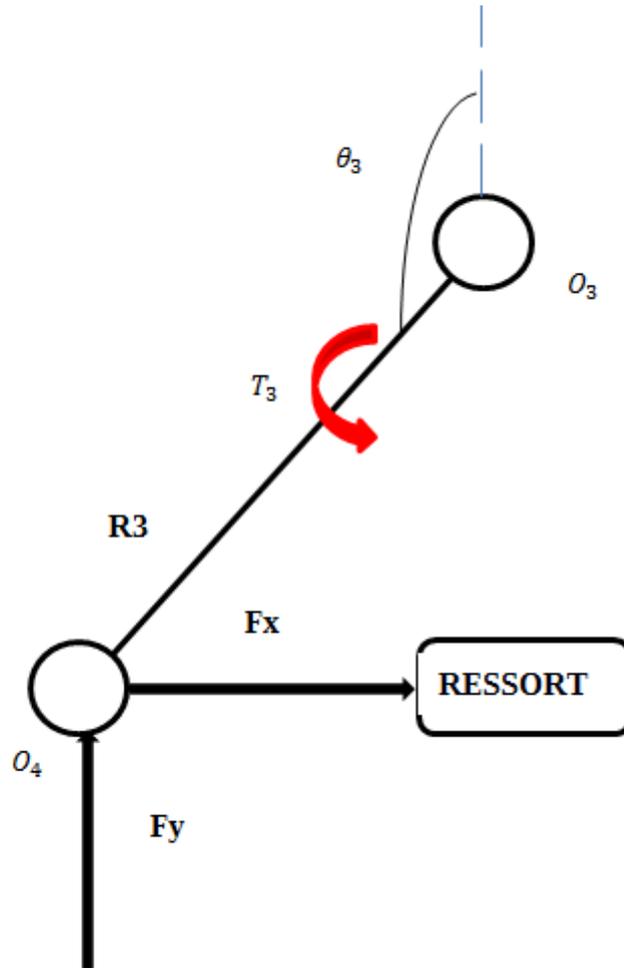


Figure 5.5

D_{sp} : diamètre de ressorts

d_{sp} : diamètre de file d acier pour fabriqué le ressort

en prend $d_{sp} = 10 \text{ mm}$ $D_{sp} = 50 \text{ mm}$

τ : contrainte maximale au cisaillement

$$\tau = (k \cdot 8 \cdot F_x \cdot D_1) / (3,14 \cdot d_{sp}^2) [14] (5.35)$$

$$\tau = 98,35 \text{ Mpa}$$

telle que:

$$D_1 = D_{sp} + d_{sp} \quad (5.36)$$

K : facteur de rigidité de ressort

n:nombre de enroulement active

$$n=10$$

n` :nombre totale des enroulement

$$n' = n + 2 \quad (5.37)$$

l_r = la longueur de ressort

G=module d élasticité au cisaillement

$$G=100651,025 \text{ Mpa}$$

δ =débattement de ressort (déflexion de ressort)

$$\delta = \frac{8 * F_x * C^3 * n}{G * d_{sp}} [15] \quad (5.38)$$

$$\delta = 43,2 \text{ mm}$$

$$\delta_{max} = 1,5 * \delta = 64,8 \text{ mm}$$

$$l_r = n' * d_{sp} + \delta_{max} + 0,15 \delta_{max} \quad (5.39)$$

$$l_r = 96,52 \text{ mm}$$

p_r :pas de ressort

$$p_r = l_r / (n' - 1) \quad (5.40)$$

$$p_r = 8,77 \text{ mm}$$

5.6 CHOIX DES ROULEMENTS :

La vie approximative d'estimation (ou service) de la boule ou des roulements à rouleaux est basée sur l'équation fondamentale.

$$L_b = (C_b / W_b)^3 * 10^6 \text{ tour (5.41)}$$

L_b = durée de vie

C_b = Estimation dynamique de base de charge

W_b = Charge dynamique équivalente

la fiabilité R est définie pendant que le rapport du nombre de roulements qui ont avec succès accompli des révolutions de L_b million à tout le nombre de roulements à l'essai.

Selon Wiebull, la relation entre la vie de roulement et la fiabilité est donné par:

$$\log(1/R) = (L_b / a)^b \text{ (5.42)}$$

avec $a = 6,84$ et $b = 1,17$

Toute la force sur un roulement est approximativement : $p_{totale} = 6808 \text{ N}$

Les roulements supportent la charge maximum de $6808 \text{ N}(W_1)$ pendant des heures de travail (n_1) environ de 33% de tout le moment et une charge de $2269 \text{ N}(W_2)$ pour environ (n_2) 67% du temps

Nous fixons nos roulements pour avoir une durée de vie prévue de $20 * 10^6$ révolutions avec 95% de fiabilité la plupart des catalogues sont tabulés à la fiabilité de 90%, les convertis suivants de formule à la fiabilité de 95%:

$$\{L_{95}/L_{90}\} = \{\ln(1/R_{95})/\ln(1/R_{90})\}^{1/b} \quad (5.43)$$

= 0,54

$$\frac{L_{95}}{L_{90}} = \left\{ \frac{\ln \frac{1}{0.95}}{\ln \frac{1}{0.9}} \right\}^{1/1.7}$$

Considérant les coefficients d'adaptation de la vie pour les conditions de fonctionnement et le matériel 0.9 et 0.85 respectivement

$$\frac{L_{95}}{L_{90}} = .90 \times 0.85 \times 0.54 = 0.4131$$

alors

$$L_{90} = (20 * 10^6)/0.4131 = 48.4 \times 10^6 \text{ tour}$$

Charge radiale équivalente:

$$W_b = \{(n_1 w_1^3 + n_2 w_2^3)/(n_1 + n_2)\}^{\frac{1}{3}} \quad (5.44)$$

51

$$W_b = ((0,33 * 68083 + 067 * 22693)/(0,33+0,67))^{1/3}$$

$$= 4819,65 \text{ N} = 4,8 \text{ KN}$$

La charge dynamique C_b est donné par la formule suivant :

C_0 : Charges de base statique

$$C_0 = W_b * C_b \quad (5.45)$$

$$C_0 = 17,47 \text{ KN}$$

$$C_b = (L_{90} / 10^6)^{1/k} \quad (5.46)$$

$$C_b = 3,64 \text{ KN}$$

partir du catalogue de SKF le Roulement choisi est le Roulement à désignation NU1020

Type NU
Type NJ
Type NUP
Type N
Type NF

d 95 ~ 120mm

d	Dimensions				Charge de base				Vitesse Ilmite ¹⁾		Désignation ²⁾			
	mm		r _s min ³⁾		kN		kgf		min ⁻¹		type NU	type NJ	type NUP	type N
	D	B	r _s min ³⁾	r _s min ³⁾	C _r	C _{0r}	C _r	C _{0r}	graisse	huile				
95	170	43	2.1	2.1	230	298	23 500	30 500	3 600	4 300	NU2219	NJ	NUP	N
	170	43	2.1	2.1	286	370	29 200	38 000	3 300	3 800	NU2219E	NJ	NUP	—
	200	45	3	3	259	285	26 400	29 500	3 400	4 000	NU319	NJ	NUP	N
	200	45	3	3	335	385	34 000	39 500	3 100	3 600	NU319E	NJ	NUP	—
	200	67	3	3	370	460	38 000	47 000	3 000	3 500	NU2319	NJ	NUP	N
	200	67	3	3	460	585	47 000	59 500	2 700	3 200	NU2319E	NJ	NUP	—
100	150	24	1.5	1.1	93.0	126	9 500	12 800	4 600	5 400	NU1020	NJ	NUP	N
	180	34	2.1	2.1	183	217	18 600	22 200	3 800	4 500	NU220	NJ	NUP	N
	180	34	2.1	2.1	249	305	25 400	31 000	3 500	4 100	NU220E	NJ	NUP	—
	180	46	2.1	2.1	258	340	26 300	34 500	3 500	4 100	NU2220	NJ	NUP	N
	180	46	2.1	2.1	335	445	34 000	45 500	3 100	3 600	NU2220E	NJ	NUP	—
	215	47	3	3	299	335	30 500	34 500	3 300	3 800	NU320	NJ	NUP	N
	215	47	3	3	380	425	38 500	43 500	2 900	3 500	NU320E	NJ	NUP	—
	215	73	3	3	410	505	42 000	51 500	2 900	3 400	NU2320	NJ	NUP	N
215	73	3	3	570	715	58 000	73 000	2 600	3 100	NU2320E	NJ	NUP	—	

tableau 5.2

5.7 conception de courroies :

Les courroie V sont la plupart du temps employées dans des situations où la grande quantité de puissance doit être transmise d'une poulie à l'autre et quand les deux poulies sont très près entre eux.

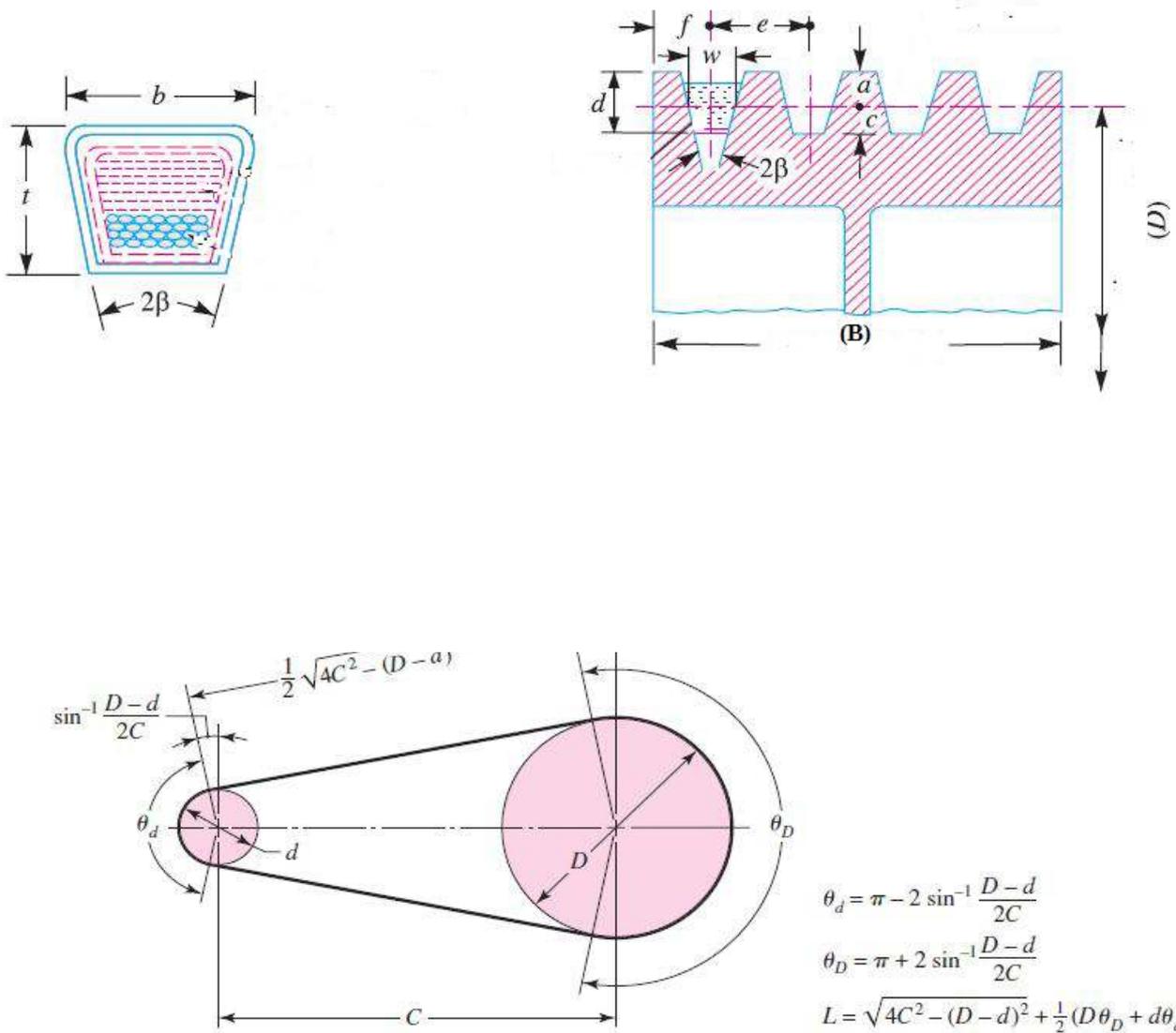


Figure 5.6

Le concasseur est conçu pour fonctionner avec une vitesse critique égale a268 tr/min :

on sais que :

$$N_d / N_D = D/d(5.47)$$

N_d : vitesse de rotation de la petite poulie tr/min

N_D : vitesse de rotation de la grande poulie tr/min

On fixe $d = 0,1$ m

alors :

$$D = d * (N_d / N_D) (5.48)$$

$$= 0,1 * (2500/268) = 0,93 \text{ m}$$

Puissance = 11 Kw

D

Vitesse du moteur =2500 tr/min;

Vitesse de la poulie = 268 tr/min
à partir du tableau suivant :

Driven machine type	Driver type					
	AC motors: Normal torque ^a DC motors: Shunt-wound Engines: Multiple-cylinder			AC motors: High torque ^b DC motors: Series-wound, compound-wound Engines: 4-cylinder or less		
	<6 h per day	6–15 h per day	>15 h per day	<6 h per day	6–15 h per day	>15 h per day
Agitators, blowers, fans, centrifugal pumps, light conveyors	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generators, machine tools, mixers, gravel conveyors	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Bucket elevators, textile machines, hammer mills, heavy conveyors	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Crushers, ball mills, hoists, rubber extruders	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Any machine that can choke	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

tableau 5.3 de facteurs de service

A partir de ce tableau, on va déterminer le facteur de service égal à 1,3

$$\text{alors } P = 1,3 * 11 = 14,3 \text{ KW}$$

alors on fera la conception d'une courroie qui est capable

de transmettre 14,3 KW

$$14,3 \text{ KW} = 19,18 \text{ ch}$$

A partir du graphe, on détermine le type de courroies nécessaires est 5V

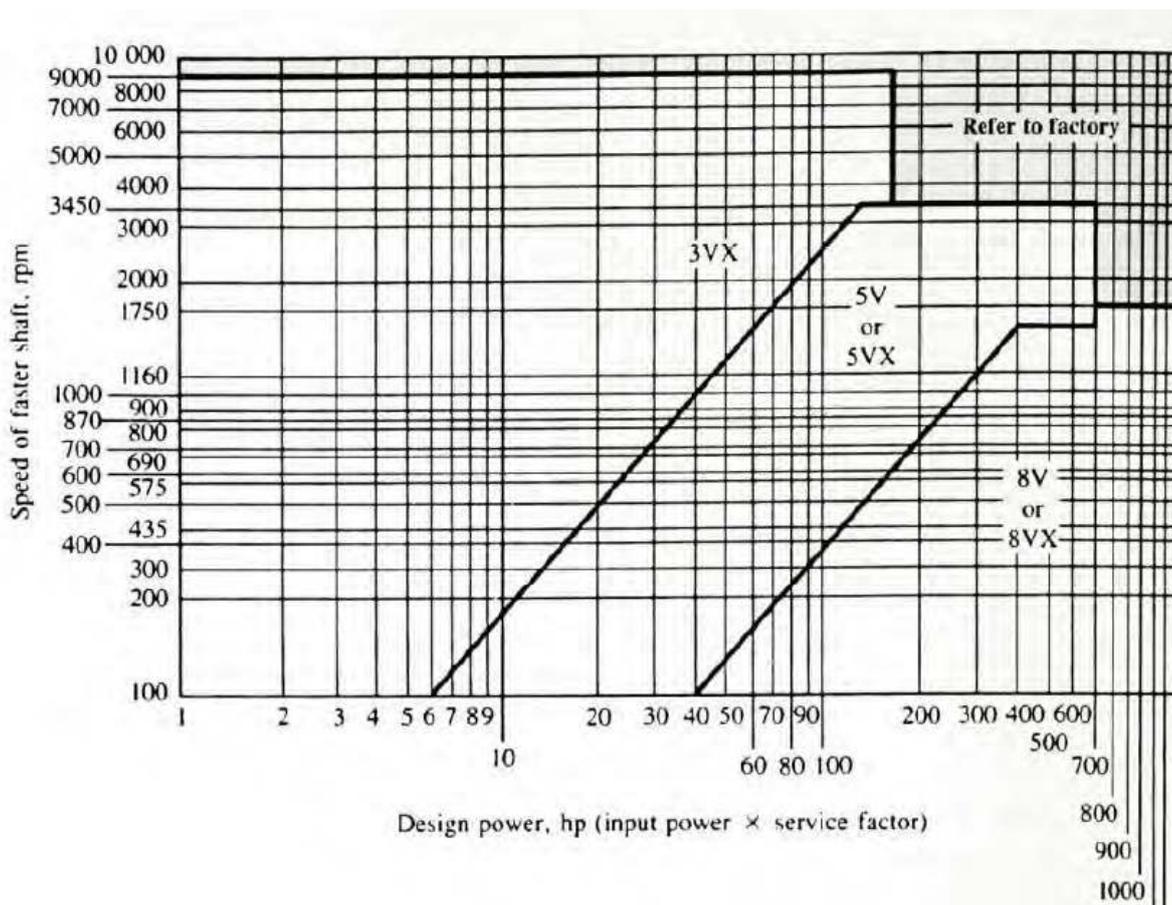


Figure 5.755

On fixe le petit

diamètre $d = 0,1 \text{ m}$

on a $D < c < (d + D)$ (page 289 book machine element in mechanical design)

$$0,93\text{m} < c < 1,03 \text{ m}$$

On prend $c = 1 \text{ m}$

$$\theta_d = \pi - 2\sin^{-1}((0,93 - 0,1)/2) \quad (5.49)$$

$$\theta_d = 2,286 \text{ rad}$$

$$\theta_D = \pi + 2\sin^{-1}((0,93 - 0,1)/2) \quad (5.50)$$

$$\theta_D = 3,997 \text{ rad}$$

$$L = (4c^2 - (D - d)^2 + 1/2 (D\theta_D + d\theta_d))^{1/2} \quad (5.51)$$

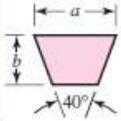
$$L = 2,29 \text{ m}$$

$$\text{la masse de la courroie } m_{\text{courroie}} = A * L * \rho \quad (5.52)$$

$$\rho = 1200 \text{ Kg/m}^3 \text{ et } 2\beta = 40^\circ$$

Table 17-9

Standard V-Belt Sections



Belt Section	Width a , in	Thickness b , in	Minimum Sheave Diameter, in	hp Range, One or More Belts
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$ -10
B	$\frac{21}{32}$	$\frac{7}{16}$	5.4	1-25
C	$\frac{7}{8}$	$\frac{17}{32}$	9.0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	13.0	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	1	21.6	100 and up

tableau 5.4 (de Shigleys Table 17-9)

$$m_{\text{courroie}} = 1200 * 2,29 * A = 2748 * A \quad (5.53)$$

La tension centrifuge dans la courroie est donnée par :

$$T_c = m v_c^2 \quad (5.53)$$

T_c : La tension centrifuge

v_c : vitesse linière de courroie

$$v_c = (3,14 * d * N_d) / 12 \quad (5.54)$$

$$v_c = (3,14 * D * N_D) / 12 = (3,14 * 0,1 * 2500) / 12 = 65$$

$$T_c = 2748 * A * 65^2 = 11,6 * 10^6 * A \quad (5.55)$$

La tension maximal dans la courroie est donnée par:

$$T = \sigma_{\text{admissible}} * A \quad (5.55)$$

$$T = 7 * 10^6 * A \quad (N)$$

T_1 : Tension sur la courroie dans le côté serré

$$T_1 = T - T_c \quad (5.56)$$

$$T_1 = 4,6 * 10^6 * A$$

T_2 : Tension sur la courroie dans le côté mou

$$2,3 \log(T_1/T_2) = \mu_f * \theta_d * \cos \sec \beta \quad (5.57)$$

μ_f : frottement statique = 0.12

En sait que sais que $\cos \sec x = 1 / \sin x$

Alors

$$T_2 = 2.06 * 10^6 * A \quad (5.58)$$

La puissance transmise par la courroie est :

$$P = (T_1 - T_2) * v_c * \text{nombre de courroies} \quad (5.59)$$

Pour les calculer on a pris $p = 14 \text{ KW}$

On prend le nombre de courroies égale à 4

Alors on a

$$14 * 10^3 = (4.6 * 10^6 * A - 2.06 * 10^6 * A) * 65 * 4$$

$$A = 212 \text{ mm}^2$$

Alors la courroie a les spécifications suivantes :

Angle de rainure $2\beta = 40^\circ$

Longueur 2,29 m

Coefficient de friction 0.12



Code	External length L _e (mm)	Code	External length L _e (mm)	Code	External length L _e (mm)	Code	External length L _e (mm)	Code	External length L _e (mm)	Code	External length L _e (mm)	Code	External length L _e (mm)	Code	External length L _e (mm)
5V 500	1270	5V 630	1600	5V 800	2030	5V 1000	2540	5V 1250	3180	5V 1600	4060	5V 2000	5080	5V 2500	6350
5V 530	1345	5V 670	1700	5V 850	2160	5V 1060	2690	5V 1320	3350	5V 1700	4320	5V 2120	5380	5V 2650	6730
5V 560	1420	5V 710	1800	5V 900	2290	5V 1120	2840	5V 1400	3550	5V 1800	4570	5V 2240	5690	5V 2800	7100
5V 600	1525	5V 750	1900	5V 950	2410	5V 1180	3000	5V 1500	3810	5V 1900	4830	5V 2360	6000	5V 3000	7620

TABLE 4 - P_b (kW) referred to d (mm)

RPM	140	150	160	170	180	200	224	250	280	315	355	400
100	0,66	0,75	0,85	0,94	1,04	1,22	1,45	1,69	1,96	2,28	2,64	3,04
200	1,20	1,38	1,56	1,74	1,92	2,28	2,70	3,16	3,68	4,29	4,97	5,74
500	2,60	3,02	3,45	3,87	4,29	5,12	6,11	7,16	8,37	9,76	11,33	13,06
700	3,43	4,00	4,58	5,15	5,72	6,85	8,18	9,61	11,23	13,08	15,16	17,43
900	4,19	4,92	5,64	6,35	7,06	8,47	10,13	11,89	13,88	16,15	18,66	21,38
1000	4,56	5,35	6,14	6,93	7,71	9,24	11,05	12,98	15,14	17,59	20,29	23,18
1400	5,88	6,95	8,00	9,04	10,07	12,09	14,44	16,90	19,62	22,62	25,81	29,05
1500	6,19	7,31	8,43	9,53	10,61	12,73	15,20	17,77	20,60	23,68	26,92	30,14*
1700	6,75	8,00	9,23	10,44	11,63	13,95	16,62	19,38	22,36	25,54	28,77*	
1800	7,02	8,32	9,60	10,86	12,10	14,51	17,27	20,10	23,13	26,33	29,49*	
2000	7,51	8,92	10,30	11,66	12,98	15,55	18,46	21,39	24,47	27,60*		
2500	8,51	10,14	11,73	13,27	14,76	17,58	20,65	23,58*				
2900	9,05	10,82	12,52	14,14	15,69	18,55*	21,52*					
3000	9,15	10,94	12,66	14,30	15,85	18,69*						
3500	9,40	11,27	13,02	14,65*	16,16*							
3600	9,40	11,27	13,02	14,64*	16,12*							
4000	9,21	11,06*	12,75*									
4600	8,33*											

P_d (kW) referred to i

RPM	i	1,00+1,01	1,02+1,05	1,06+1,11	1,12+1,18	1,19+1,25	1,27+1,38	1,39+1,57	1,58+1,94	1,95+3,38	over 3,39
100	0,00	0,01	0,02	0,03	0,05	0,06	0,07	0,07	0,07	0,08	0,09
200	0,00	0,01	0,04	0,07	0,09	0,11	0,13	0,15	0,16	0,17	0,17
500	0,00	0,04	0,10	0,17	0,23	0,28	0,33	0,37	0,41	0,43	0,43
700	0,00	0,05	0,14	0,24	0,33	0,40	0,47	0,52	0,57	0,61	0,61
900	0,00	0,07	0,18	0,31	0,42	0,51	0,60	0,67	0,73	0,78	0,78
1000	0,00	0,07	0,20	0,34	0,47	0,57	0,67	0,75	0,82	0,86	0,86
1400	0,00	0,10	0,28	0,48	0,66	0,80	0,93	1,05	1,14	1,21	1,21
1500	0,00	0,11	0,30	0,52	0,70	0,85	1,00	1,12	1,22	1,30	1,30
1700	0,00	0,12	0,34	0,59	0,80	0,97	1,13	1,27	1,39	1,47	1,47
1800	0,00	0,13	0,36	0,62	0,84	1,02	1,20	1,35	1,47	1,56	1,56
2000	0,00	0,15	0,40	0,69	0,94	1,14	1,33	1,50	1,63	1,73	1,73
2500	0,00	0,18	0,49	0,86	1,17	1,42	1,66	1,87	2,04	2,16	2,16
2900	0,00	0,21	0,57	1,00	1,36	1,65	1,93	2,17	2,37	2,51	2,51
3000	0,00	0,22	0,59	1,03	1,41	1,71	2,00	2,25	2,45	2,59	2,59
3500	0,00	0,25	0,69	1,21	1,64	1,99	2,33	2,62	2,86	3,03	3,03
3600	0,00	0,26	0,71	1,24	1,69	2,05	2,40	2,70	2,94	3,11	3,11
4000	0,00	0,29	0,79	1,38	1,88	2,27	2,66	3,00	3,27	3,46	3,46
4600	0,00	0,33	0,91	1,59	2,16	2,62	3,06	3,45	3,76	3,98	3,98

tableau 5.5

(61)

Contrainte de traction admissible egal 7 M Pa

Choix de la courroie à partir du catalogue de KOMPATTEX

On choisi la courroie

La courroie choisi est 5V900 A =

220.5mm² (<https://www.cbtcompany.com/itemdetail/5V900%20GAT>)

alors 4 courroie de 5V900

5.7 conception de la clavette :

La clavette choisie est une clavette parallèle fixe par une vis

Le diamètre de notre arbre est 100 mm à partir du tableau suivant : on peut déterminer les caractéristiques de notre clavette.

REMARQUES

- ▶ On évite de dépasser $l = 2,5d$ afin de faciliter le brochage du moyeu.
- ▶ On distingue deux types de formes : les clavettes à bouts ronds et les clavettes à bouts droits.
- ▶ Pour certaines applications, il peut être intéressant de coller les clavettes. Voir chapitre 46.

d	a	b	e	f	j	k	Vis
17 à 22 inclus	6	6	3	4,5	$d - 3,5$	$d + 2,8$	M2,5-6
22 à 30	8	7	3,5	6,5	$d - 4$	$d + 3,3$	M3-8
30 à 38	10	8	3,5	9	$d - 5$	$d + 3,3$	M4-10
38 à 44	12	8	2,5	10,5	$d - 5$	$d + 3,3$	M5-10
44 à 50	14	9	2,5	11,5	$d - 5,5$	$d + 3,8$	M6-10
50 à 58	16	10	3,5	10,5	$d - 6$	$d + 4,3$	M6-10
58 à 65	18	11	2,5	14,5	$d - 7$	$d + 4,4$	M8-12
65 à 75	20	12	3,5	13,5	$d - 7,5$	$d + 4,9$	M8-12
75 à 85	22	14	3,5	14,5	$d - 9$	$d + 5,4$	M10-2
85 à 95	25	14	3,5	14,5	$d - 9$	$d + 5,4$	M10-12
95 à 110	28	16	5,5	16,5	$d - 10$	$d + 6,4$	M10-16

Tolérances : voir § 38-121.

DÉSIGNATION :

Clavette fixée, forme A, de $a \times b \times l$,
(entrave $E = \text{---}$)*

NF E 27-658

Clavettes parallèles fixées par vis

NF E 22-181

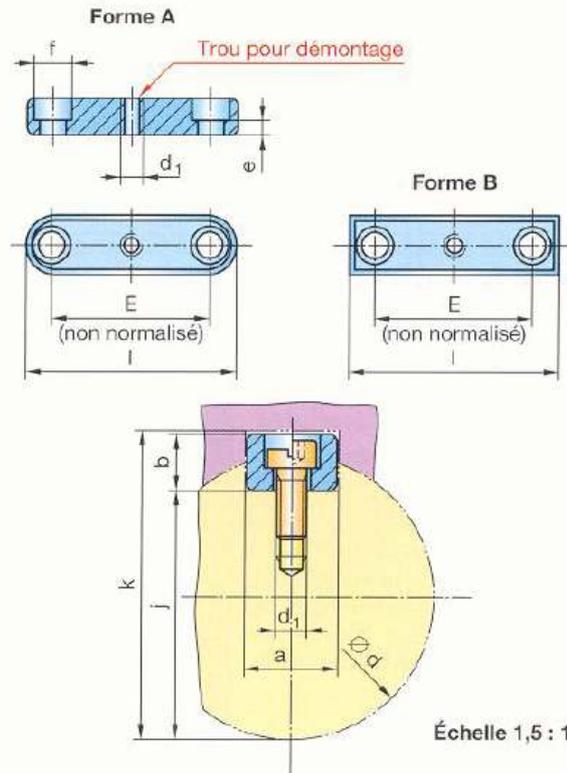


tableau 5.6

Les caractéristiques de notre clavette sont les suivantes :
 $a=28 \text{ mm}$ $b= 16 \text{ mm}$ $e= 5.5 \text{ mm}$ $f =16.5 \text{ mm}$ $j=85 \text{ mm}$ $k=101.5$
 les vis est M 10-16
 détermination de la longueur de la clavette L_{clavette} :

$$P = F_T / (L_{\text{clavette}} * (b/2)) \leq P_{\text{Admissible}} [16] (5.60)$$

Telle que :

$$F_T = T_2 / (d/2) = 392.1 / (0.1/2) = 8254.64 \text{ N}$$

$P_{\text{Admissible}}$ est déterminé à partir du tableau suivant

Tableau 8-11 **Pression admissible**

Conditions de fonctionnement	Utilisations	Pression admissible en MPa		
		Encastrement en MPa	Glissière	
			Glissant sans charge en MPa	Glissant avec charge en MPa
Mauvaises conditions : chocs, vibrations, tolérances larges	Concasseurs Véhicules tous terrains	40 à 70	15 à 30	3 à 10
Conditions moyennes	Mécanique courante	60 à 100	20 à 50	5 à 15
Très bonnes conditions	Mécanique de précision	80 à 150	30 à 50	10 à 20

tableau 5.7

Pour notre cas la pression admissible est $P_{\text{Admissible}} = 40 \text{ Mpa}$

$$L_{\text{clavette}} = F_T / (p * (b/2)) \quad [5](5.61)$$

AN :

$$L_{\text{clavette}} = (8254.64 / 40 * 8) = 25 \text{ mm}$$

5.8 Conception de la plaque à basculer:

I_p : moment quadratique de la PLAQUE BASCULE

A partir de chapitre analyse statique on sait que :

$$F_3 = T_3 / R_3 * \sin(2 * \theta_3)$$

$$T_3 = T_2 * (-4421.31)$$

$$F_3 = (-4421.31 * 392.1) / (0.826 * \sin(2 * 159.496)) = 3198564.386 \text{ N}$$

P_C : la charge critique

$$P_C = (\pi^2 * E * I_p) / R_4^2$$

Alors :

$$I_p = (R_4^2 * P_C) / \pi^2 * E$$

E peut être déterminé à partir du tableau suivant :

TABLEAU 1 Propriétés physiques de quelques matériaux ferreux

(Conversions approximatives en unités SI des tables de *Statics & strength of materials*, de Milton G. Bassin ; *Steel, Stainless steel, aluminium, nickel, copper, brass Reference book 16*, de la compagnie Drummond, McCall ; *Aciers inoxydables Atlas Données techniques*, de la compagnie Aciers Atlas)

	σ_u ou τ_u (MPa)	σ_{LE} (MPa)	E (GPa)	G (GPa)	ρ $\times 10^3$ (kg/m ³)	α $\times 10^{-6}$ (/°C)	μ
Acier (construction)	Tension	448	310	207	7,8	11,7	0,288
AISI 1020 (laminé à chaud) (faible % de carbone)	Compression	(-)448					
	Cisaillement	345					
Acier	Tension	655	414	207	7,8	11,7	0,288
AISI 1045 (laminé à chaud) (% moyen de carbone)	Compression	(-)655					
	Cisaillement	483					
Acier	Tension	979	572	207	7,8	11,7	0,288
AISI 1095 (laminé à chaud) (% élevé de carbone)	Compression	(-)979					
	Cisaillement	724					

tableau 5.8

Le matériau choisi est l'acier AISI 1020 (c20 acier non allié)
E= 207 Gpa

AN :

$$I_p = (0.386^2 * 3198564.386) / (\pi^2 * 207 * 10^9) = 2.3327 * 10^{-7}$$

$$I_p = b * t^3 / 12 \text{ alors } t = \sqrt[3]{\frac{12 * I_p}{b}} = 0.0151 \text{ m} = 1.51 \text{ cm}$$

Alors on prend l' épaisseur de la plaque à basculer t = 1.5 cm

Chapitre 2 Analyse cinématique

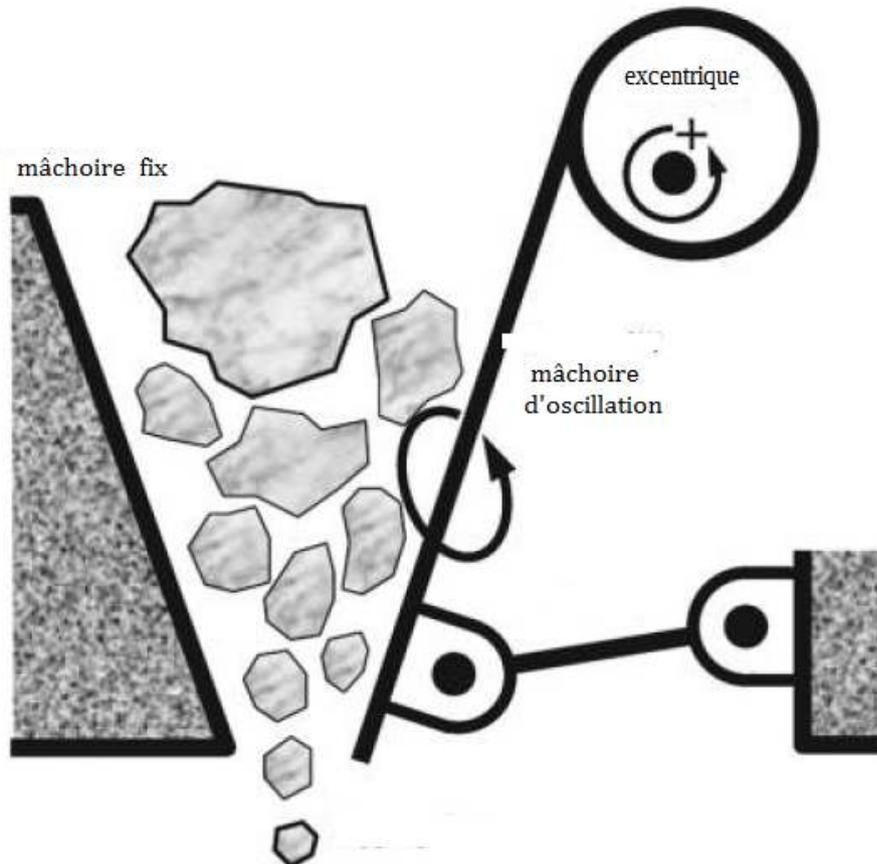
1-2 Modèle cinématique :

Le concept du concasseur à mâchoires simple est illustré sur la figure 1-2 . Le mécanisme d'entraînement de la mâchoire mobile, qui inclut l'axe excentrique, l'armature et la mâchoire mobile peut être modélisé comme mécanisme planaire à quatre barres.

Dans le modèle cinématique (figure 2- 2), l'axe excentrique est modélisé comme manivelle O_2O_3 , de la longueur r_2 , qui tourne sans interruption autour d'un axe fixe, à l' O_2 . La mâchoire mobile est modélisée comme lien O_3O_4 du coupleur, de longueur r_3 , avec laquelle il se déplace.

La mâchoire fixe est considérée comme une partie intégrale de

figure 1-2 Concasseur à mâchoires



Armature de la machine.

En étudiant la cinématique du concasseur à mâchoires, il est en particulier important pour comprendre le mouvement du lien O_3O_4 du coupleur, relativement à la mâchoire fixe, comme une manivelle qui tourne pendant un cycle complet.

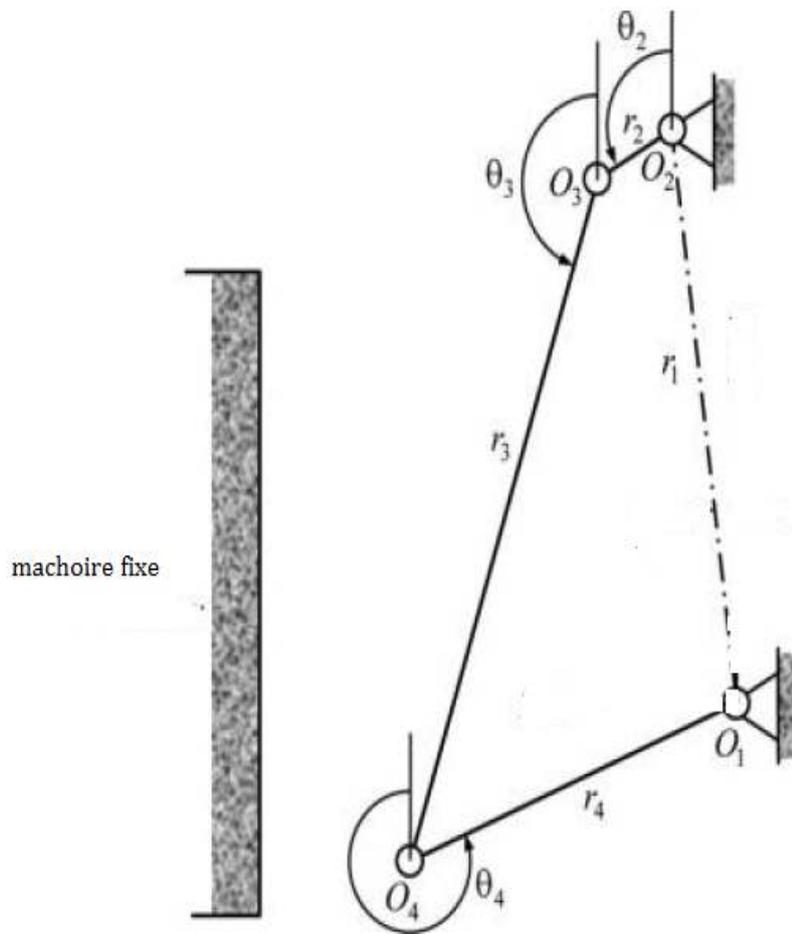


figure2-2 Modèle cinématique

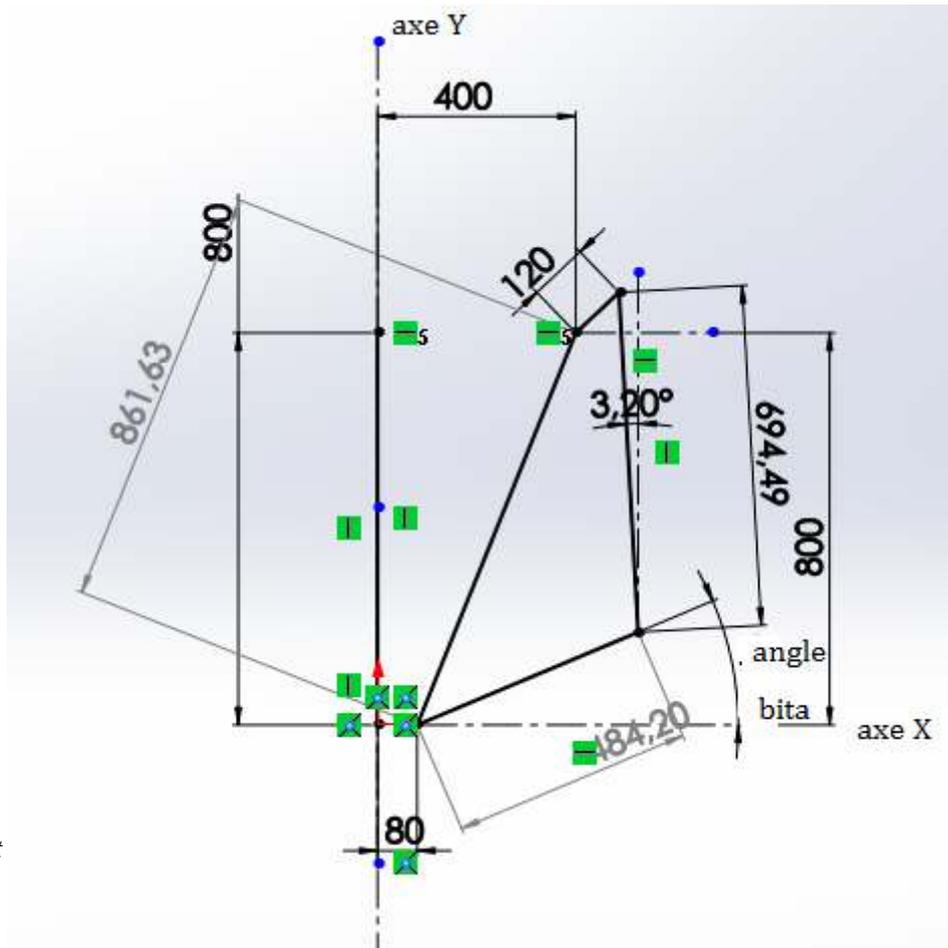
5

Nous avons choisi les paramètres suivants (Figure 3.2) et Tableau 1.2) pour le concasseur à partir des données du chapitre de dimensionnement avec l'aide de SolidWorks.

r_1 (mm)	r_2 (mm)	r_3 (mm)	r_4 (mm)
695,01	120	826	386

Tableau 1.2

L'analyse de la position et du déplacement peut être faite par l'utilisation de la méthode bien connue de fermeture de la boucle du vecteur (figure 4-2).



Fig(3.2)
Position et
déplacement

6

2-2 Calcul de l'angle β :

L'arbre excentrique tourne de 0 jusqu'à 360° en sens inverse des aiguilles d'une montre. On conçoit le mécanisme ci-dessus (solidworks 2015) pour chaque rotation de 30° de l'arbre excentrique. Nous obtenons les angles suivants faits par la mâchoire mobile avec l'axe des coordonnées.

<i>angle de rotation de l'arbre excentrique θ_2</i>	<i>angle beta (β)</i>
30	20.16
60	19.84
90	19.37
120	18.9
150	18.55
180	18.52
210	18.84
240	19.29
270	19.74
300	20.1

330	20.25
360	20.16

Tableau 2. Angles faits par la mâchoire mobile avec l'axe des coordonnées.

7

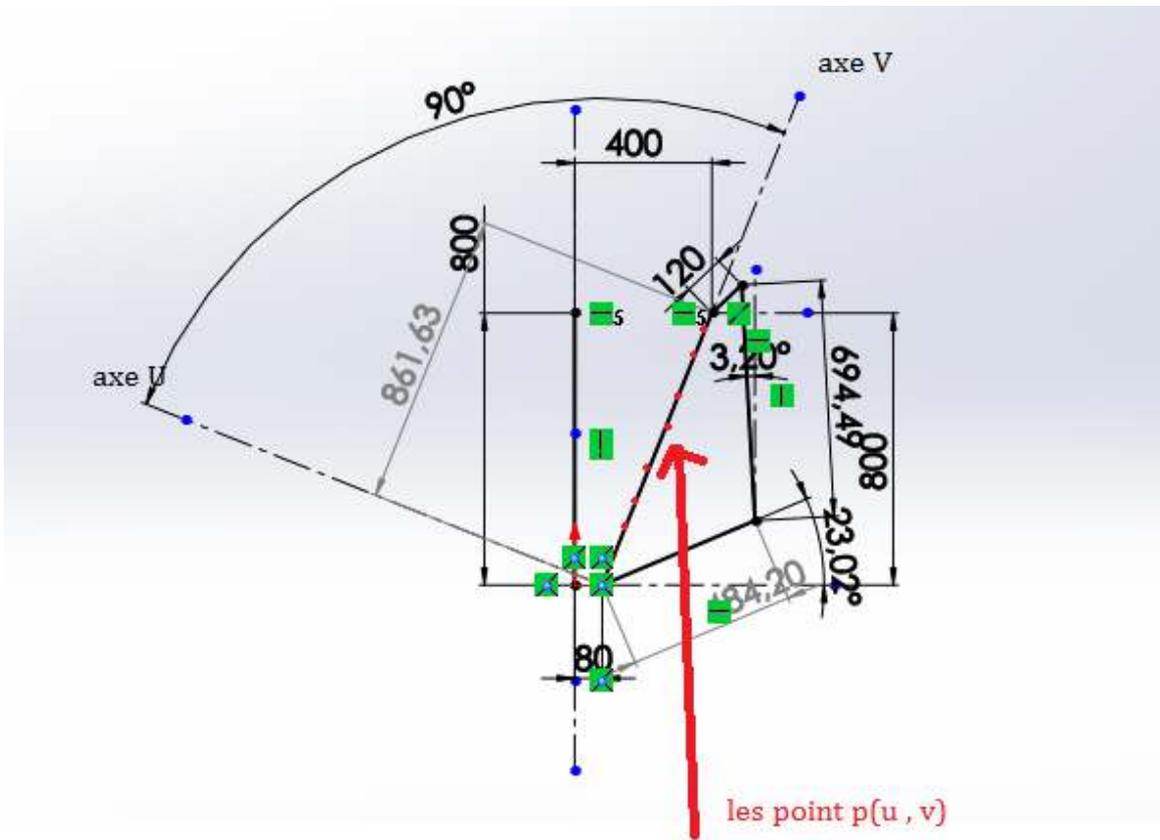
3-2 calcul de déplacement de la mâchoire :

Nous considérons n'importe quel point P (u, v) sur la mâchoire mobile, sur l' u= 0 . Les coordonnées p (u, v) peuvent être représentées par rapport à l'axe global en terme de x et y :

$$x = u \cos \beta + (r_3 - v) \sin \beta + O_x - r_2 \sin \theta_2 \quad (1.2)$$

$$y = u \sin \beta + (r_3 - v) \cos \beta + O_y - r_2 \cos \theta_2 \quad (2.2)$$

figure (4.2) Coordonnées p (u, v)



Nous prenons 11 points de la mâchoires mobile $u=0$ et
 $v=75,150,225,300,375,450,525,600,675,750,825$

Un programme matlab est écrit pour décrire la position des points $p(u,v)$ mentionnés et pour tracer les graphes suivants :

1. Position de la mâchoire mobile par rapport l'angle détraqué différent
2. Déplacement horizontal de chacun des 11 points en fonction de l'angle Θ_2
3. Déplacement horizontal et déplacement vertical pour le 11 points.
4. le déplacement des 11 points (déplacement vertical en fonction de déplacement horizontal)

programmematlab :

```
clear
n=1;
R3=826;
Ox=486.86;
R2=12;
u=0;
Oy=845.88;
i=1;
bita=[20.16 19.84 19.37 18.90 18.55 18.41 18.52 18.84 19.29 19.74 20.10 20.25 20.16]; %vecteur
de variation de mangle bita %
forgama =0:30:360 %vecteur de variation d angle O2%
n=1;
for v=75:75:826%vecteur de cordoné v de point p(u,v) choisé sur le machoire mobile %
x(i,n)=u*cos(bita(i)*pi/180)+(R3-v)*sin(bita(i)*pi/180)+Ox-
R2*sin(gama*pi/180);%représentation des point p(u,v) sur laxe XY%
```

```
y(i,n)=u*sin(bita(i)*pi/180)-(R3-v)*cos(bita(i)*pi/180)+Oy-R2*cos(gama*pi/180);
n=n+1;
end
i=i+1;
end
gamanv =0:30:360;%variation d angle de rotation de l'arbre excentrique O2%
figure(1)
plot(x(1,:),y(1,:)); % dessin le graphe de déplacement de point p(u v) sur le repaire XY
déplacement x en fonction de y pour  $\Theta_2=0$  et bita=20.16 pour tout les point%
hold on
plot(x(2,:),y(2,:)); % dessin le graphe de déplacement de point p(u v) sur le repaire XY
déplacement x en fonction de y pour  $\Theta_2=30$  et bita=19.84 pour tout les point%
hold on
plot(x(3,:),y(3,:));
hold on
plot(x(4,:),y(4,:));
hold on
plot(x(5,:),y(5,:));
hold on
```

```

plot(x(6,:),y(6,:));
hold on
plot(x(7,:),y(7,:));
hold on
plot(x(8,:),y(8,:));
hold on
plot(x(9,:),y(9,:));
hold on
plot(x(10,:),y(10,:))
figure(2)
for i=1:1:11
plot(gamanv,x(:,i))%dessiné la variation de l angle $\theta_2$  en fonction de déplacement x %
hold on
end 10
figure(3)
plot(gamanv,y(:,11))
hold on
10
plot(gamanv,x(:,11))%dessiné la variation d angle $\theta_2$  en fonction de déplacement horizontale et
vertical dans le mêmes graphe%
figure(4)
plot(y(:,6),x(:,6))% dessiné le déplacement vertical en fonction de déplacement horizontale pour le
p(0,450)%
x; y;

```

figure 5-2

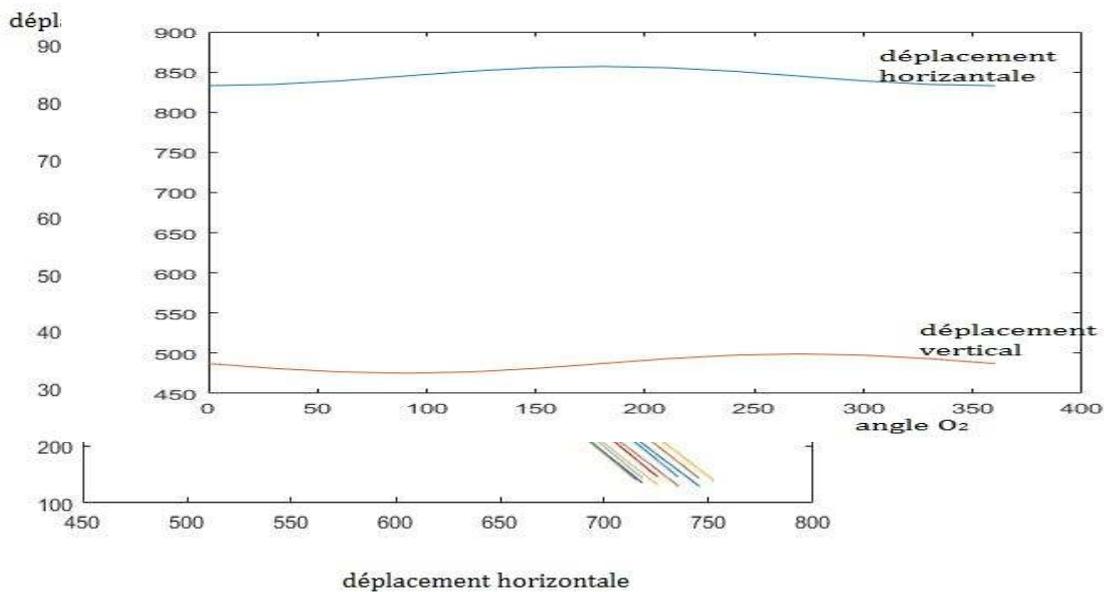
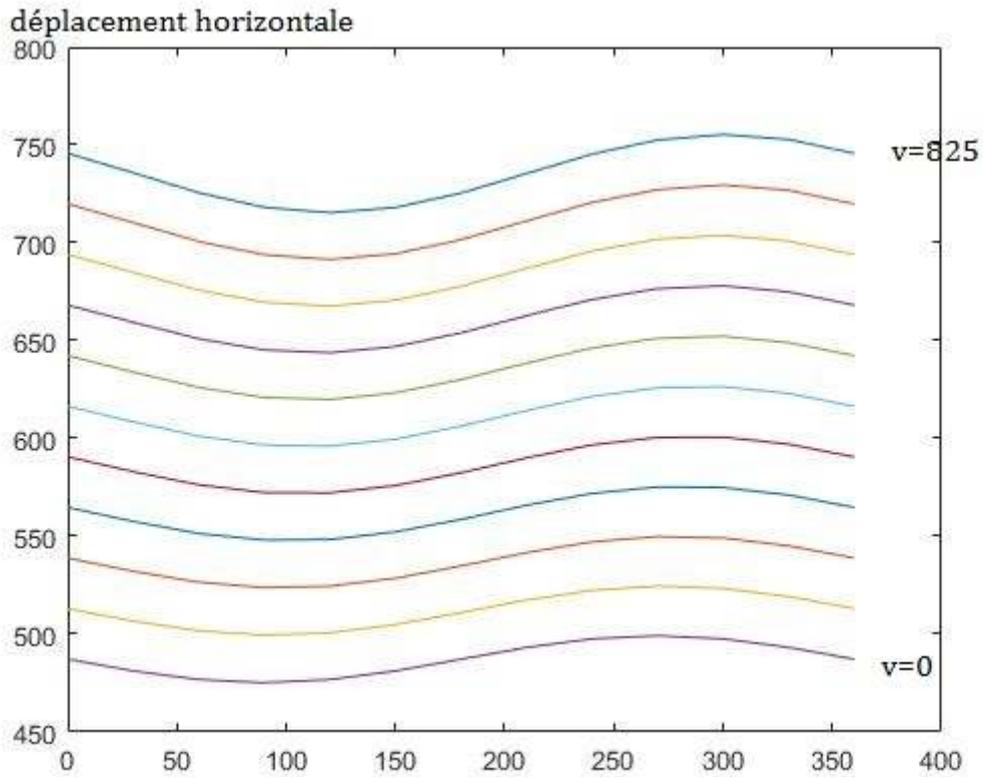
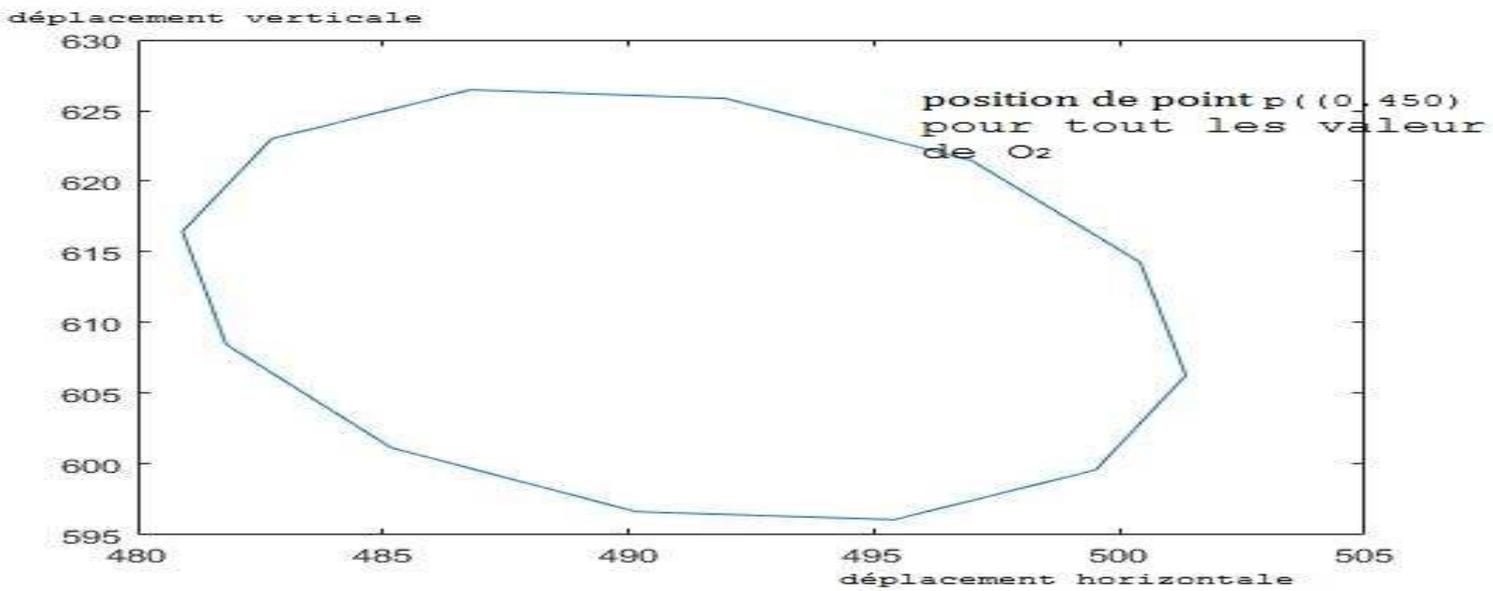


figure 6-2
11



figu



re7-2
figure8-2

12

Interprétation des graphes:

1. Tout point sur la mâchoire mobile suit un chemin elliptique
2. Lorsque les mouvements se font vers la mâchoire fixe; la mâchoire mobile va verticalement vers le bas et lors du retour, elle se déplace verticalement vers le haut.

4-2 Calcul de la Vitesse de la mâchoire mobile :

On dérive l'équation (1) et (2) pour obtenir l'expression des vitesses horizontale et verticale de la mâchoire mobile

$$V_x = (r_3 - v) \cos \beta \left(\frac{d\beta}{d\Theta_2} \right) - r_2 \cos \Theta_2 - u \sin \beta \left(\frac{d\beta}{d\Theta_2} \right) \quad (3.2)$$

$$V_y = - (r_3 - v) \sin \beta \left(\frac{d\beta}{d\Theta_2} \right) + r_2 \sin \Theta_2 + u \cos \beta \left(\frac{d\beta}{d\Theta_2} \right) \quad (4.2)$$

Un programme Matlab est écrit pour calculer les vitesses des points mentionnés et les graphes suivants sont tracés :

1. La vitesse horizontale de chacun des 11 points en fonction de l'angle Θ_2
2. La vitesse verticale de chacun des 11 points en fonction de l'angle Θ_2
3. la vitesse en fonction de l'angle Θ_2

13

programmematlab pour la vitesse

```
clear
n=1;
R3=826;
Ox=486.86;
R2=12;
u=0;
Oy=845.88;
i=1;
bita=[20.16 19.84 19.37 18.90 18.55 18.41 18.52 18.84 19.29 19.74 20.10 20.25 20.16];
gama(1)=0;
m=0;
for i=1:1:13
n=1;
for v=75:75:826
vx(i,n)=(R3-v)*cos(bita(i)*pi/180)*m - R2*cos(gama(i)*pi/180)- u*sin(bita(i)*pi/180)*m;
(15)
% expretion de la vitesse sur x %
```

```

vy(i,n)=-((R3-v)*sin(beta(i)*pi/180)*m+R2*sin(gama(i)*pi/180)+u*cos(beta(i)*pi/180))*m;%
expreionde la vitesse sur y %
n=n+1;
end
if(i<=12)
gama(i+1)=gama(i)+30;
m=(beta(i+1)-beta(i))/(gama(i+1)-gama(i));%la derivé de B par aport a Θ2 %
end
end
figure(1)
for i=1:1:11
plot(gama,vx(:,i));

```

14

% desiné la vitesse vertical en fonction de Θ2 %

```

hold on;
end
figure(2)
for i=1:1:11
plot(gama,vy(:,i)); % desiné la horizontale vertical en fonction de Θ2 %
hold on;
end
for i=1:1:13
for j=1:1:11
v(i,j)=sqrt(vx(i,j)^2+vy(i,j)^2);% expression de la vitesse de mâchoire %
end
end
figure(3)
for i=1:1:11
plot(gama,v(:,i)) % dessiné la vitesse de machiore en fonction de Θ2 %
hold on;
end

```

15

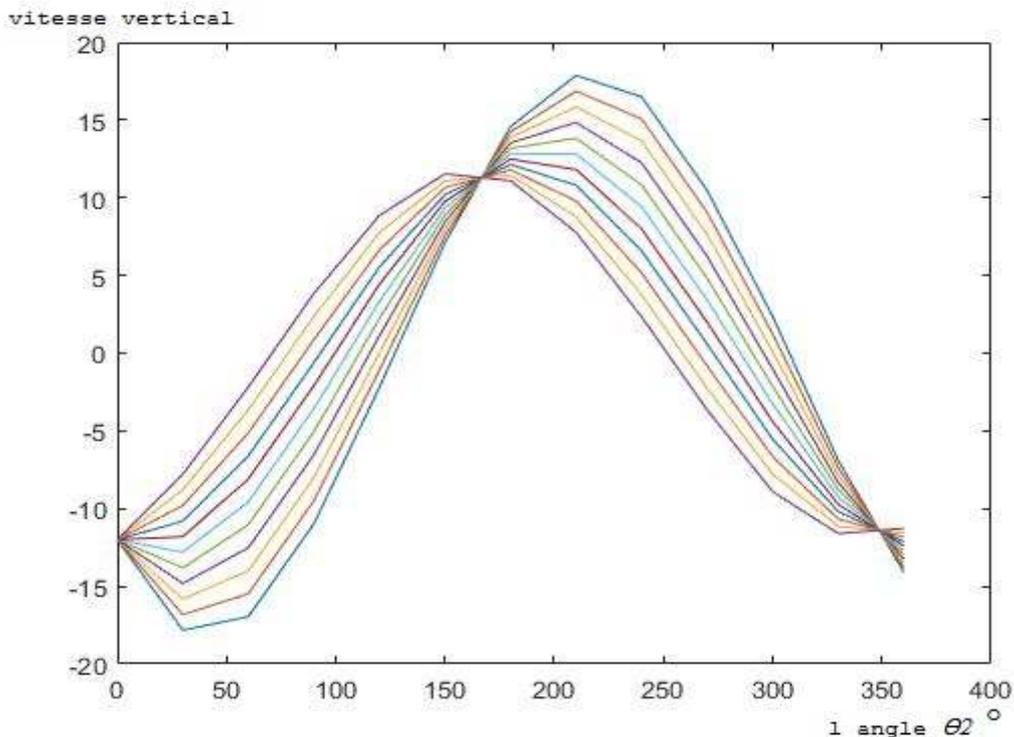


figure 9-2

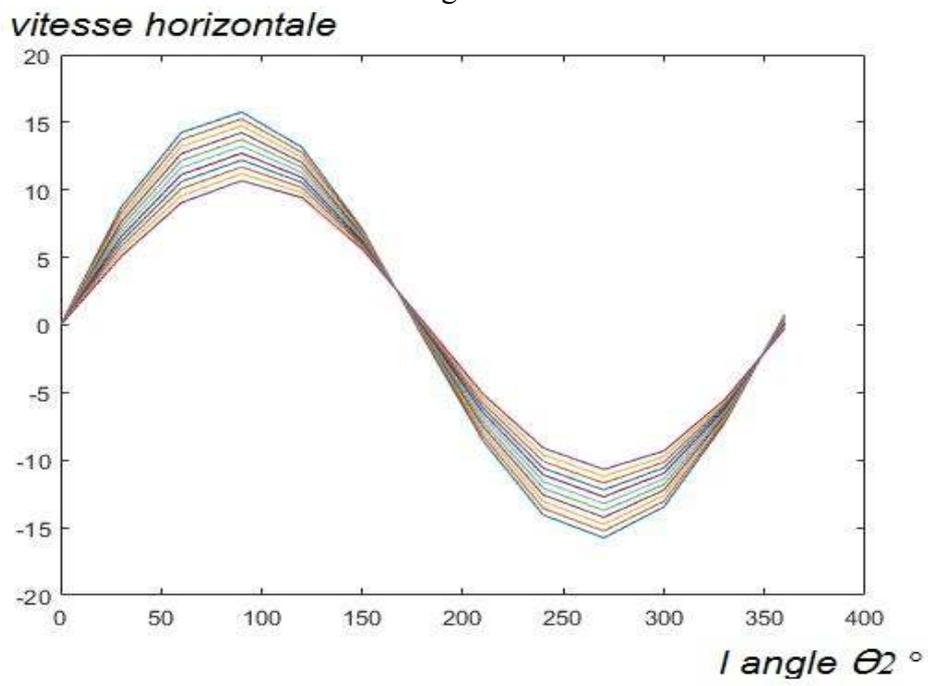


figure 10-2

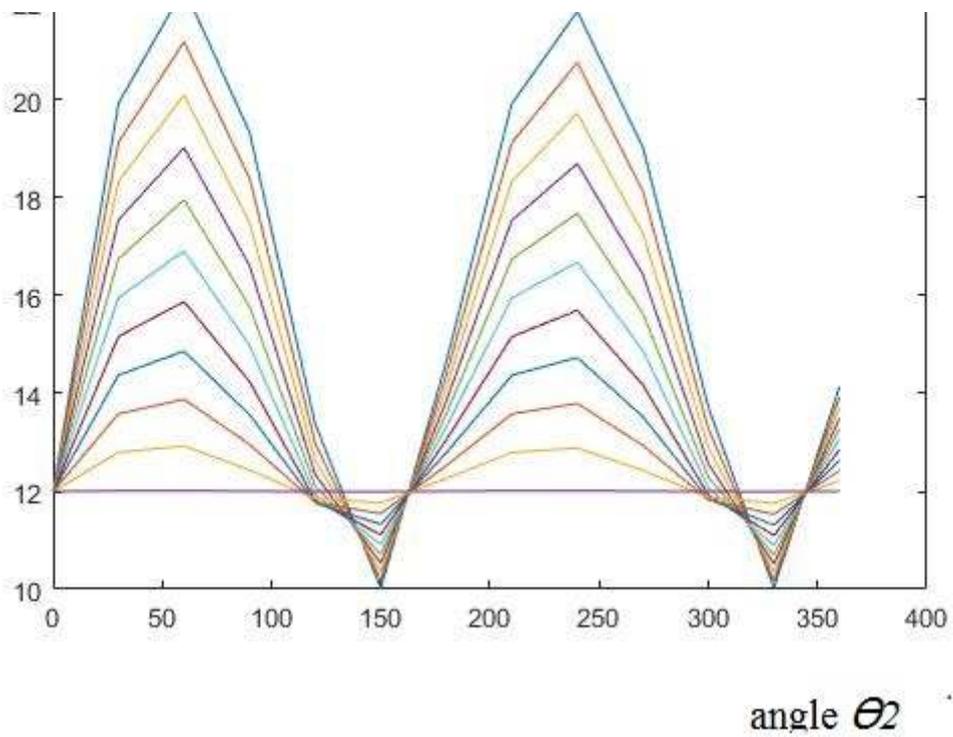


Figure 11-2

Interprétation des graphes:

1. Le taux de variation de la vitesse verticale est plus important pour le point le plus élevé et moins important pour les points bas.
2. Le taux de variation de la vitesse horizontale est plus important pour les points bas et moins important pour les points du haut.
3. Le taux maximal de variation de la vitesse finale est plus important pour les points éloignés de l'arbre excentrique

17

5-2 Calculs de L'accélération de la mâchoire mobile :

Pour obtenir l'expression des accélérations verticale et horizontale de la mâchoire mobile on fait la dérivée de l'expression (3.2) et (4.2) on obtient :

$$a_y = [(l - v) \sin \beta + u \cos \beta] (d^2\beta / d\theta^2) + (d\beta / d\theta) [(l - v) \cos \beta - u \sin \beta] + r_2 \cos \theta_2 \quad (5.2)$$

$$a_x = [(r_3 - v) \cos \beta - u \sin \beta] (d\beta / d\theta) - (d^2\beta / d\theta^2) [(r_3 - v) \sin \theta_2 + u \cos \theta_2] + r_2 \sin \theta_2 \quad (6.2)$$

Nous avons établi un programme Matlab pour calculer l'accélération et dessiner les graphes suivants:

1-l'accélération horizontale des 11 points de la mâchoire mobile en fonction de l'angle θ_2

2-l'accélération verticale des 11 points de la mâchoire mobile en fonction de l'angle θ_2

3-l'accélération des 11 points en fonction de la mâchoire mobile

le programme matlab

```
clear
n=1;
R3=826;
Ox=486.86;
;
R2=12;
u=0;
Oy=845.88;
i=1;
bita=[20.16 19.84 19.37 18.90 18.55 18.41 18.52 18.84 19.29 19.74 20.10 20.25 20.16];
gama(1)=0;% déclare le vecteur des valeurs d'angle ?%
```

```

m(1)=0;%la 1 ere valeur de la 1 eredérivé de  $\beta$  par apport a  $\theta_2$  %
dm(1)=0;%la 1 ere valeur de la 2 emedérivé de  $\beta$  par apport a  $\theta_2$  %
for i=1:1:1
ax(i,n)=((R3-v)*cos(bita(i)*pi/180)-u*sin(bita(i)*pi/180))*dm(i)-m(i)^2*((R3-
v)*sin(bita(i)*pi/180)+u*cos(bita(i)*pi/180))+R2*sin(gama(i)*pi/180);
% expression de l accélérationhorizontale%
ay(i,n)=((R3-v)*cos(bita(i)*pi/180)-u*sin(bita(i)*pi/180))*m(i)^2+((R3-
v)*sin(bita(i)*pi/180)+u*cos(bita(i)*pi/180))*dm(i)+R2*cos(gama(i)*pi/180); %l expression de l
accelerationvertical%
n=n+1;
end
if(i<=12)% cette lope calcule la valeur de la accélération verticale et horizontale pour chaque des 11
pour tout les valeur possible de  $\beta$  et  $\theta_2$  %
gama(i+1)=gama(i)+30;
m(i+1)=(bita(i+1)-bita(i))/(gama(i+1)-gama(i));
dm(i+1)=(m(i+1)+m(i))/(gama(i+1)-gama(i));
end
end

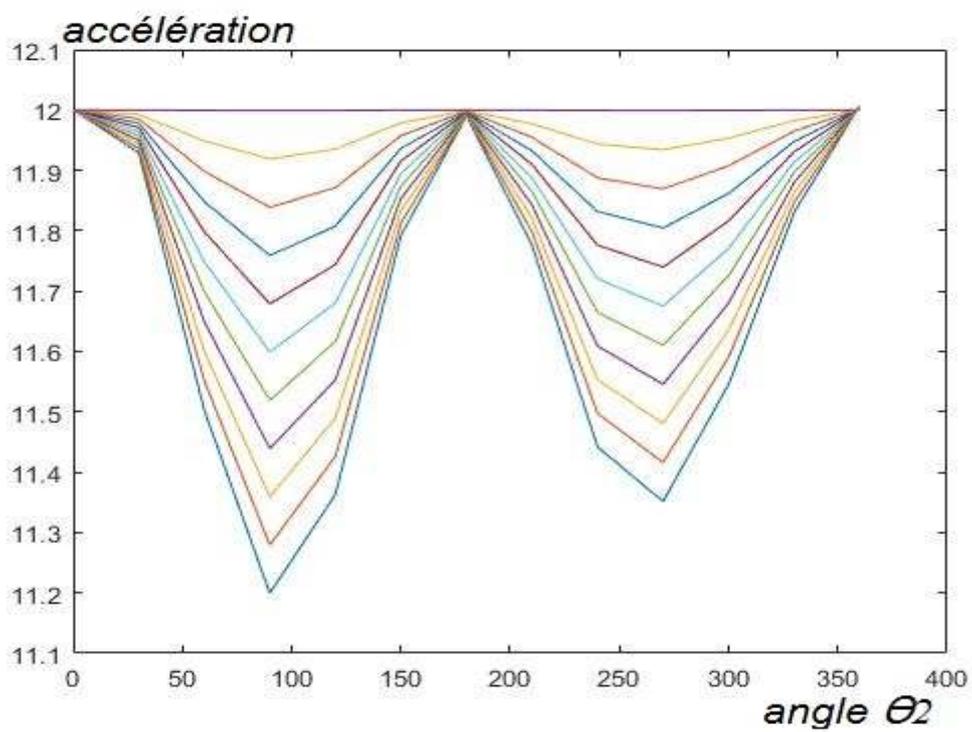
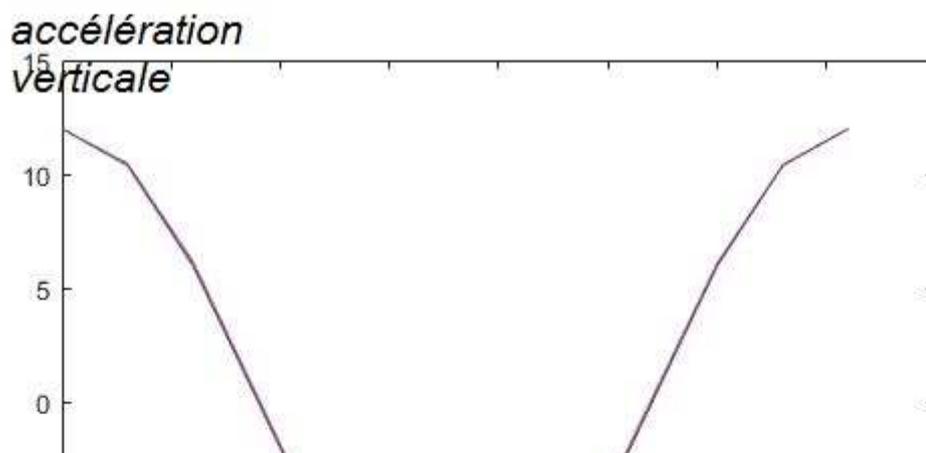
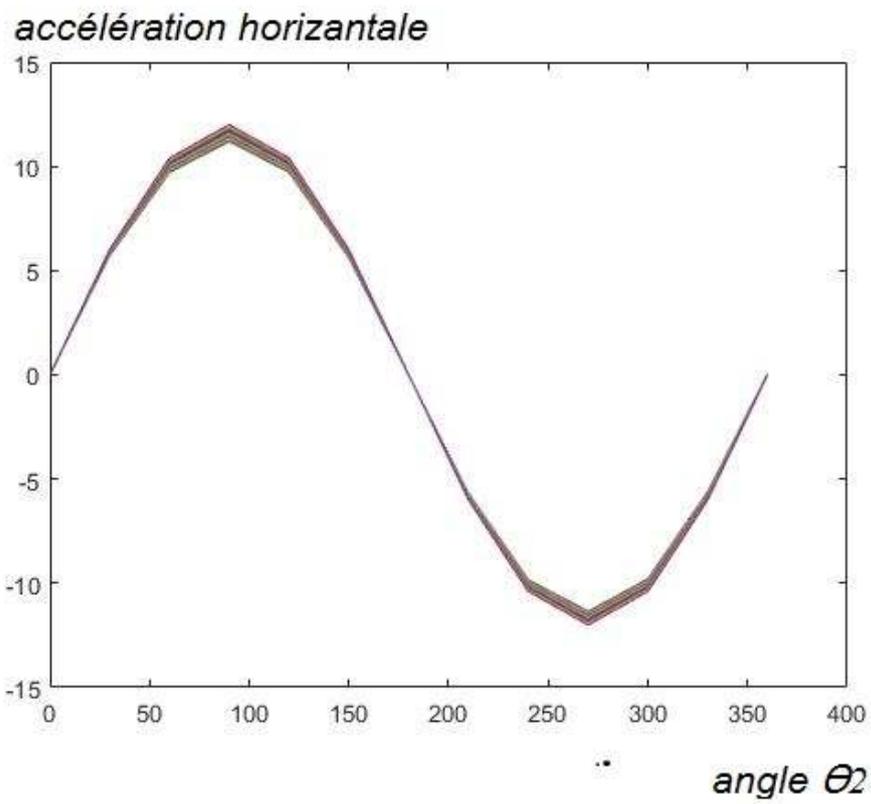
```

18

```

figure(1)
for i=1:1:11
plot(gama,ax(:,i));
hold on;
end
figure(2)
for i=1:1:11
plot(gama,ay(:,i));
hold on;
end
for i=1:1:13
for j=1:1:11
a(i,j)=sqrt(ax(i,j)^2+ay(i,j)^2);
end
end
figure(3)
for i=1:1:11
plot(gama,a(:,i))
hold on;
end

```



*figur
e 12-
2*

19

*Figur
e 13-2*

Figure14-2

20

Interprétation des graphes:

1. Avec une progression de 0 à 360°degrés , la rotation de l'arbre excentrique et l'accélérationhorizontale augmentent d'abord et diminuent ensuite.
2. Avec une progression de 0 à 360°degrés ,larotation de l'arbre excentrique ,l'accélération verticale diminue d'abord puis augmente.
3. L'accélération maximale est observée pour les points les plus éloignésde l'arbre excentrique.

Chapitre 3 : ANALYSE DES LA FORCES STATIQUES

En effectuant l'analyse des forces statiques, on suppose que les masses des liens, ainsi que les forces de friction sont négligeables.

T_2 c'est le couple qui conduit l'arbre excentrique .

T_3 c'est le couple, agissant sur l'axe de la mâchoire oscillante O_3

F_2 et F_3 sont les forces dans les liens 2 et 3 respectivement, toutes supposées être compressives

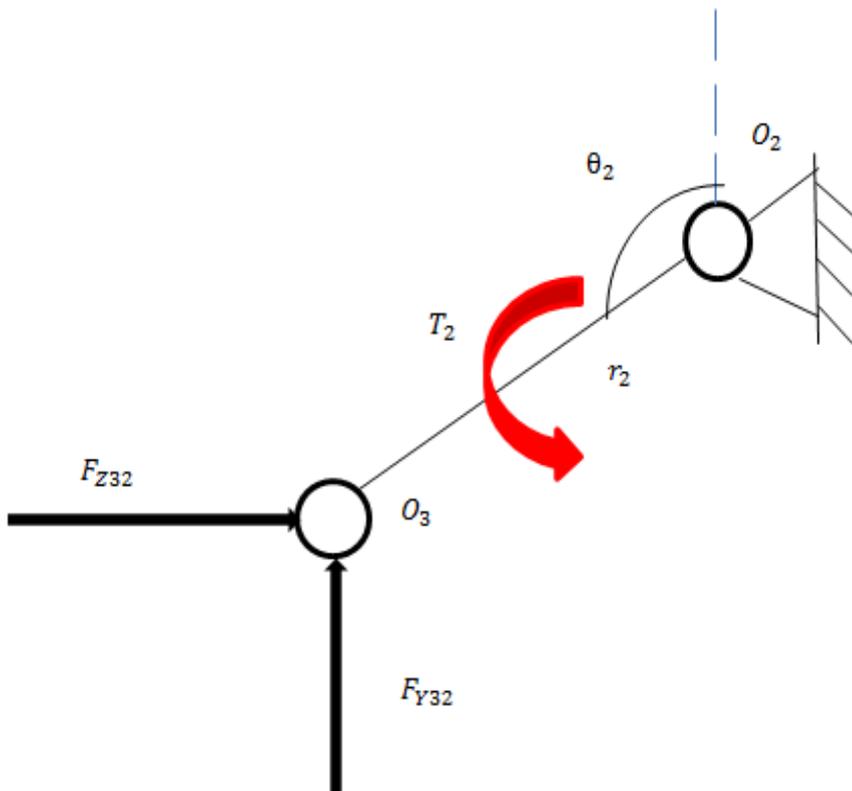


Figure1-3

Force et couple sur mâchoire mobile

L'angle θ_3 est l'angle de la mâchoire mobile .

L'angle θ_2 est l'angle de rotation de l'arbre .

1-3 Calcul de rapport entre le moment de l'arbre excentrique T_2 et le moment de mâchoire T_3 :

L'équilibre des moments sur la arbre excentrique , à propos du joint O_2 , conduit au résultat suivant:

$$\left. \begin{aligned} 0 &= -F_{Y32} r_2 \sin \theta_2 + F_{Z32} r_2 \cos \theta_2 + T_2 \\ T_2 &= [F_{Y32} \sin \theta_2 - F_{Z32} \cos \theta_2] r_2 \end{aligned} \right\} (2.1)$$

Considerant l'équilibre de moment par rapport à O_4 en obtient :

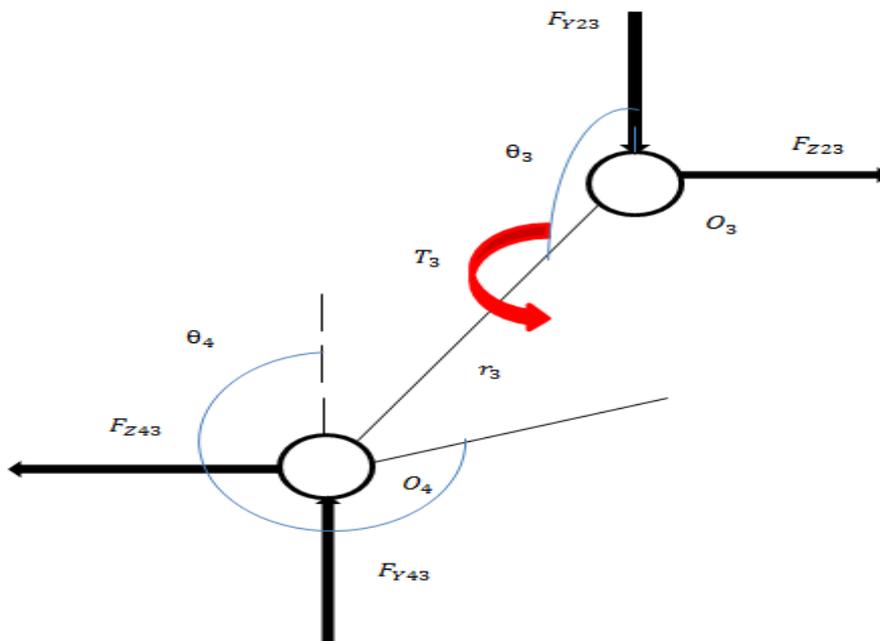


Figure 2-3

Force et couple sur plaque a basculé

$$\left. \begin{aligned} 0 &= -F_{Y43} r_3 \sin \theta_3 - F_{Z43} r_3 \cos \theta_3 + T_3 \\ T_3 &= [F_{Y43} r_3 \sin \theta_3 - F_{Z43} r_3 \cos \theta_3] r_3 \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

L'équilibre des force par rapport à O4 donne :

$$\left. \begin{aligned} F_{Z43} + F_3 \cos(\theta_3 + 90^\circ) &= 0 \\ F_{Z43} + F_3 \sin \theta_3 &= 0 \\ F_{Z43} &= -F_3 \sin \theta_3 = F_{Z32} \end{aligned} \right\} \quad (3.2)$$

$$\left. \begin{aligned} F_{Y43} + F_3 \sin(\theta_3 - 90^\circ) &= 0 \\ F_{Y43} - F_3 \cos \theta_3 &= 0 \\ F_{Y43} &= F_3 \cos \theta_3 = F_{Y32} \end{aligned} \right\} \quad (3.3)$$

La substitution des valeurs des forces dans les équations du couple dérivé conduit aux résultats suivants :

L'équation (3.1) devient :

$$\begin{aligned}
 T_2 &= [F_3 \cos \theta_3 \sin \theta_2 + F_3 \sin \theta_3 \cos \theta_2] r_2 \\
 T_2 &= r_2 F_3 [\cos \theta_3 \sin \theta_2 + \sin \theta_3 \cos \theta_2] \\
 T_2 &= r_2 F_3 \sin [\theta_2 + \theta_3]
 \end{aligned}
 \tag{3.4}$$

L'équation (3.2) devient :

$$\begin{aligned}
 T_3 &= [F_3 \cos \theta_3 \sin \theta_3 + F_3 \sin \theta_3 \cos \theta_3] r_3 \\
 T_3 &= r_3 F_3 [\cos \theta_3 \sin \theta_3 + F_3 \sin \theta_3 \cos \theta_3] \\
 T_3 &= r_3 F_3 [\sin 2\theta_3]
 \end{aligned}
 \tag{3.5}$$

25

A partir des équations (3.5) et (3.4) on obtient la relation entre T_3 et T_2 :

$$\frac{T_3 r_2}{T_2 r_3} = \frac{\sin(2\theta_3)}{\sin(\theta_2 + \theta_3)}
 \tag{3.6}$$

A partir de l'expression (3.6) on peut déterminer le rapport de T_3/ T_2 en fonction de θ_2 et θ_3

θ_2 est l'angle de rotation de l'arbre alors c'est une rotation avec une vitesse angulaire uniforme on sait que la vitesse de rotation de l'arbre est 268 tr/min :

$$\omega_2 = (2\pi * n) / 60
 \tag{3.7}$$

AN :

$$\omega_2 = 28.064 \text{ rad / s}$$

et on a aussi

$$\theta_2(t) = \omega_2 * t \quad (3.8)$$

En faisant une modélisation de système avec SolidWorks 2016 en fait varier θ_2 de 0 jusqu 'a 360° et on obtient θ_3 la modélisation avec SolidWorks est montrée sur la figure (3.3)

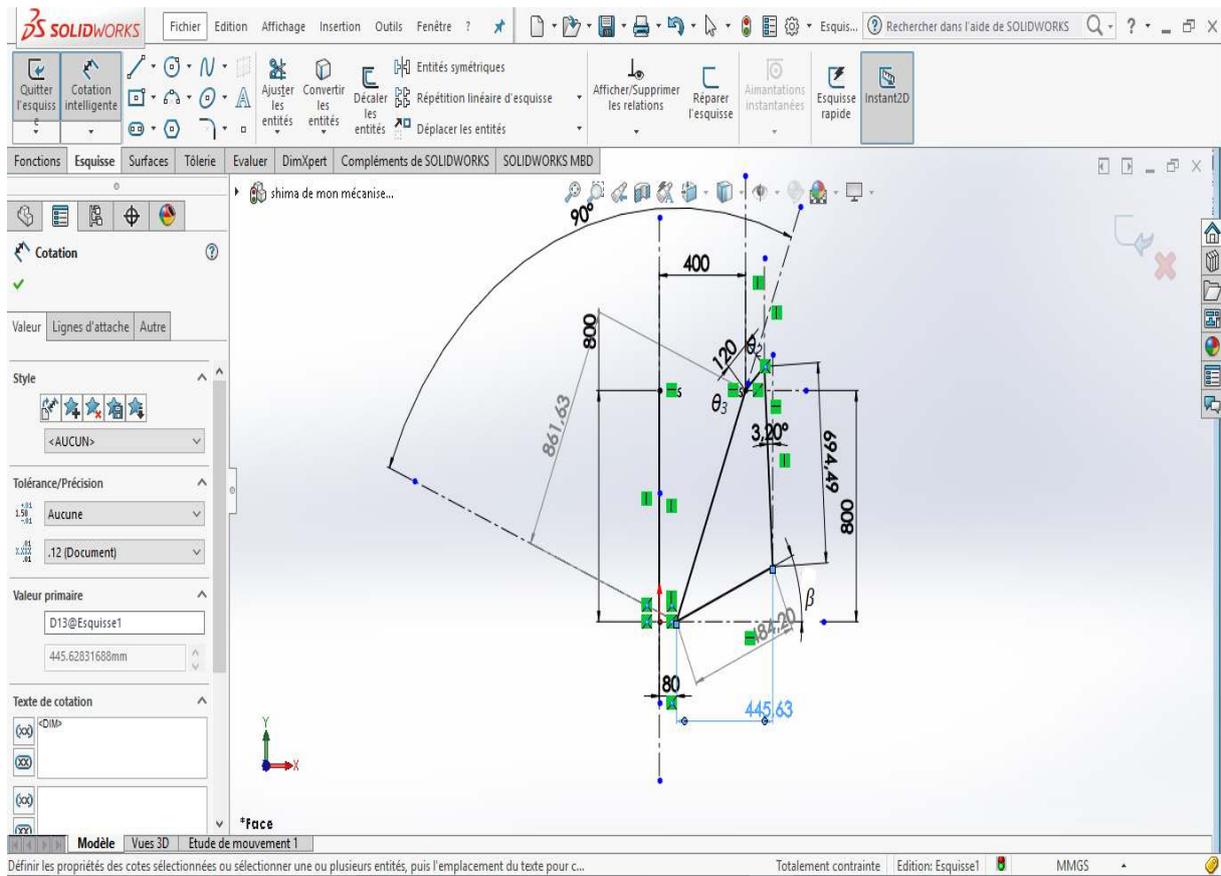


figure (3-3)

modélisation de system

onobtient les résultats suivants :

θ_2	θ_3	θ_2	θ_3
0	159.405	195	159.622
15	159.704	198	159.559
18	159.763	201	159.496
21	159.821	204	159.432
24	159.88	207	159.37
27	159.938	210	159.308
30	159.995	225	159.018
45	160.265	240	158.772
60	160.493	255	158.592
75	160.669	270	158.488
90	160.779	285	158.466
105	160.817	300	158.528
120	160.824	315	158.666
135	160.777	330	158.86
150	160.475	345	159.121
165	160.228	360	159.405
180	159.937		

Tableau (1.3)

Angle O_2 en fonction de l'angle O_3

Après l'obtention des valeurs de θ_2 et θ_3 on peut calculer le rapport T_3/T_2 :

θ_2	T_3/T_2	θ_2	T_3/T_2
0	-109.204	195	406.292
15	-411.192	198	896.376
18	-970.001	201	-4421.31
21	2636.133	204	-640.993
24	556.854	207	-346.713
27	311.191	210	-238.418
30	216.07	225	-95.825
45	86.875	240	-62.876
60	56.547	255	-49.258
75	44.128	270	-42.779
90	38.406	285	-40.092
105	36.301	300	-40.184
120	36.849	315	-43.163
135	40.276	330	-50.384
150	48.309	345	-66.283
165	65.117	360	-109.204

Tableau (1.4)

Le rapport de couple entre le mâchoire mobile et l'arbre excentrique en fonction de l'angle O_3

Chapitre 04 : dimensionnement des principaux caractères du concasseur

1-4 Détermination de la hauteur et de la largeur :

la taille de roche maximale en entrant , la concasseur est de $L_{\text{entré}}=0,4$ m en sortant $L_{\text{SORTIE}}=0,08$ m selon le cahier de charges

la hauteur verticale du concasseur = 2 x ouverture(1.4)

dans notre cas :

$$h = \text{ouverture} \times 2 = 0,4 \times 2 = 0,8 \text{ m [1]}$$

largeur de la mâchoire $> 1.3 \times$ ouverture

$< 3 \times$ ouverture (2.4)

dans notre cas :

$$b = 2 \times 0,4 = 0,8 \text{ m}$$

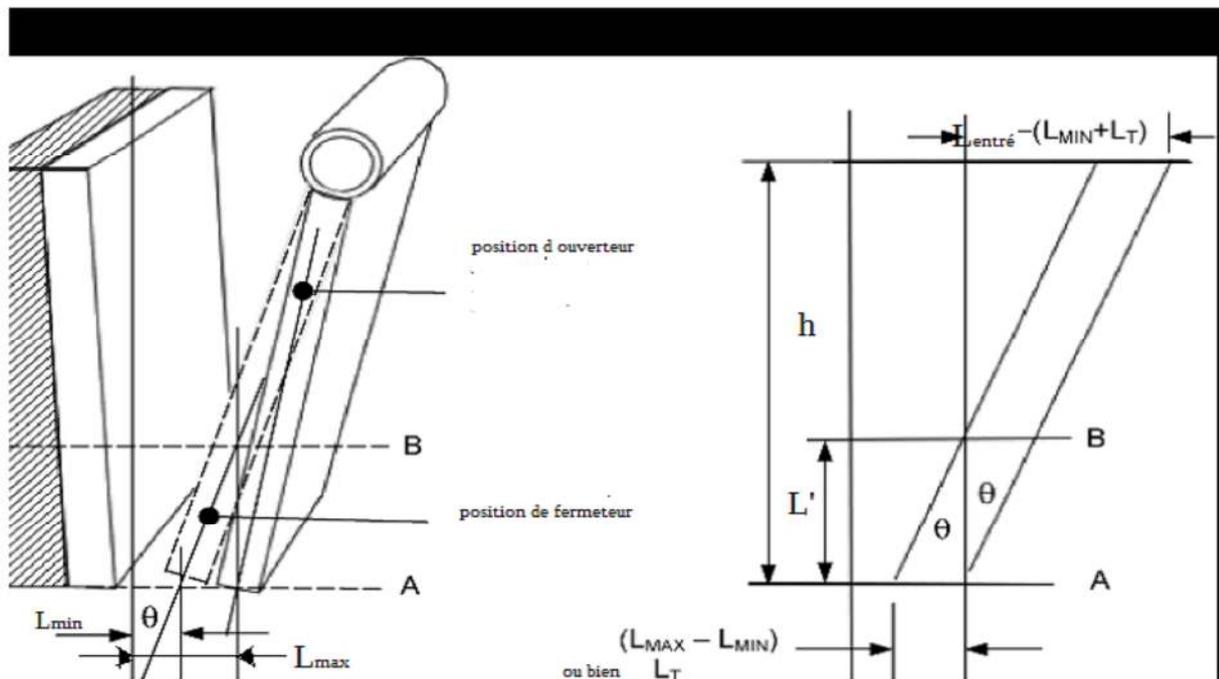


Figure 1.4

2-4 détermination de la longueur de la sortie maximale et minimale :

$$L_t = 0.0502 (\text{ouverture})^{0,85} = 0,0502 \times 0,4^{0,85} = 0,023\text{m} \quad [2]$$

$$L_{\max} - L_{\min} = L_t$$

en prend $L_{\max} = L_{\text{entré}} \times R = 0,08 \text{ m}$

$$L_{\min} = L_{\max} - L_t = 0,08 - 0,023 = 0,057\text{m}$$

Dimension d'alimentation = $0,9 \times \text{ouverture} = 0,36 \text{ m}$

Rapport de réduction, $R = 1:4$ selon cahier de charge

2-4 calcul de la vitesse critique :

Il existe une vitesse pour le concassage ,où les conditions sont optimales. La puissance de rendement et d'énergie sont optimisées à cette vitesse. Cette vitesse est connue en tant que vitesse critique.

$$V_c = 47 (1/L_t^{0,5}) * (R-1/R)^{0,5} \quad [3] \quad (3.4)$$

$R =$ rapport de réduction

$V_c =$ vitesse critique

AN :

$$V_c = 47 (1/0,023^{0,5}) * (3/4)^{0,5} = 268,33 \text{ tr/min} = 268 \text{ tr/min}$$

3-4 Détermination de la capacité du concasseur Q:

$$Q = 2820 L_t^{0,5} b(2L_{\min} + L_t) * (R/R-1)^{0,5} \rho_s f(P_k) S_c [4] \quad (5.4)$$

31

ρ_s : densité de la roche

$f(P_k)$: facteur de s'entasser

S_c : surface caractéristique de roche

AN :

$$Q = 2820 * 0,023^{0,5} * 0,8 * (2 * 0,057 + 0,023) * (4/3)^{0,5} * 2,65 * 0,4 * 0,5$$

$$Q = 28,68 \text{ t/h} = 29 \text{ t/h}$$

4-4 calcul de la puissance du moteur :

Le *concasseur à mâchoires* est conduit par un moteur électrique ou un moteur diesel , Le calcul de la puissance de moteur se fait avec la formule suivante :

$$P = Q * 10 * w' * (1/\sqrt{p80} - 1/\sqrt{F80}) * \text{facteur de sécurité} [5] \quad (6.4)$$

w' : l index de travail 16 pour le granite

$$F80 = (L_{\text{entré}}) \times 630000 = 0,9 * 0,4 * 0,7 * 10^6 = 252 * 10^3$$

$$p_{80}=0,7 (L_{\min}+L_t)*10^6=0,7*(0,057+0,052)*10^6 =76,3*10^3$$

$$P =29 * 16*(1/\sqrt{76300}-1/\sqrt{252000})*10= 10,36 \text{ kw} =11 \text{ kw}$$

Chapitre 1

1-1 Introduction :

Le concasseur est une machine conçue pour réduire les grosses roches en petites pierres, gravier, ou poussière de roche. Les concasseurs peuvent être utilisés pour réduire la taille ou changer la forme des déchets afin qu'ils puissent être plus facilement éliminés ou recyclés. Il peut également réduire la taille d'un mélange solide de matières premières (comme le minerai), de sorte que ses différents composants puissent être séparés. Le concassage est le processus d'application d'une force, amplifiée par avantage mécanique, à l'aide d'un matériau dont les molécules sont liées plus solidement et résistent mieux à la déformation que celles du matériau à concasser. Les appareils de concassage retiennent le matériau entre deux surfaces solides parallèles ou tangentes, et appliquent une force suffisante pour rapprocher ces surfaces, générant suffisamment d'énergie dans le matériau pour que les molécules se séparent (fracturation), ou changent d'alignement les unes avec les autres (déformation).

Le concassage de pierres est une partie indispensable pour l'industrie. DESIMETAL a proposé un sujet de mémoire de master pour la conception d'un concasseur à mâchoires d'une capacité de 25 et 30 tonnes pour concasser des roches qui ont un diamètre maximal de 0,40 m pour les réduire jusqu'à un diamètre de 0,08 m.

2-1 Les objectifs :

Les objectifs escomptés se résument de la manière suivante :

- choix des caractéristiques de la machine (puissance du moteur, ouvertures maximale et minimale, tonnage...)
- dimensionnement des éléments et organes principaux de la machine .
- analyse statique du concasseur choisi.
- analyse cinématique du concasseur de pierres.
- conception avec SolidWorks.

3-1 Fonctionnement d'un concasseur à mâchoires :

Le concasseur à mâchoires est une machine à broyer des roches (granite, calcaire, etc.) généralement à des fins industrielles, vu que la roche est la matière première par excellence de toutes les industries (métallurgie minière, etc.)

L'appellation « à mâchoires » est due au dispositif de concassage, qui reprend le principe de base d'une mâchoire, avec une paroi fixe et une autre mobile, la roche étant coincée entre les deux. La partie mobile est entraînée en rotation par une bielle (excentrique) qui assure la rotation de la mâchoire. Le ressort de rappel à sa base permet de ramener la mâchoire afin de laisser passer les matériaux broyés. Ce concasseur associe donc deux mouvements. Un mouvement de compression (de gauche à droite) afin de concasser le granulat et un mouvement de friction (du haut vers le bas) afin de faire descendre les matériaux vers le convoyeur de réception des matériaux broyés. Les débits de telles machines sont conditionnés par leur taille d'ouverture et le réglage côté fermé à la base de mâchoires, là où sortent les matériaux.

Les mouvements répétitifs de la partie mobile, entraînés généralement par un moteur et une courroie, brisent la roche en petites pierres, la transformant en un produit fini commercialisable pour la fabrication du béton de construction, voire de route et autres applications.

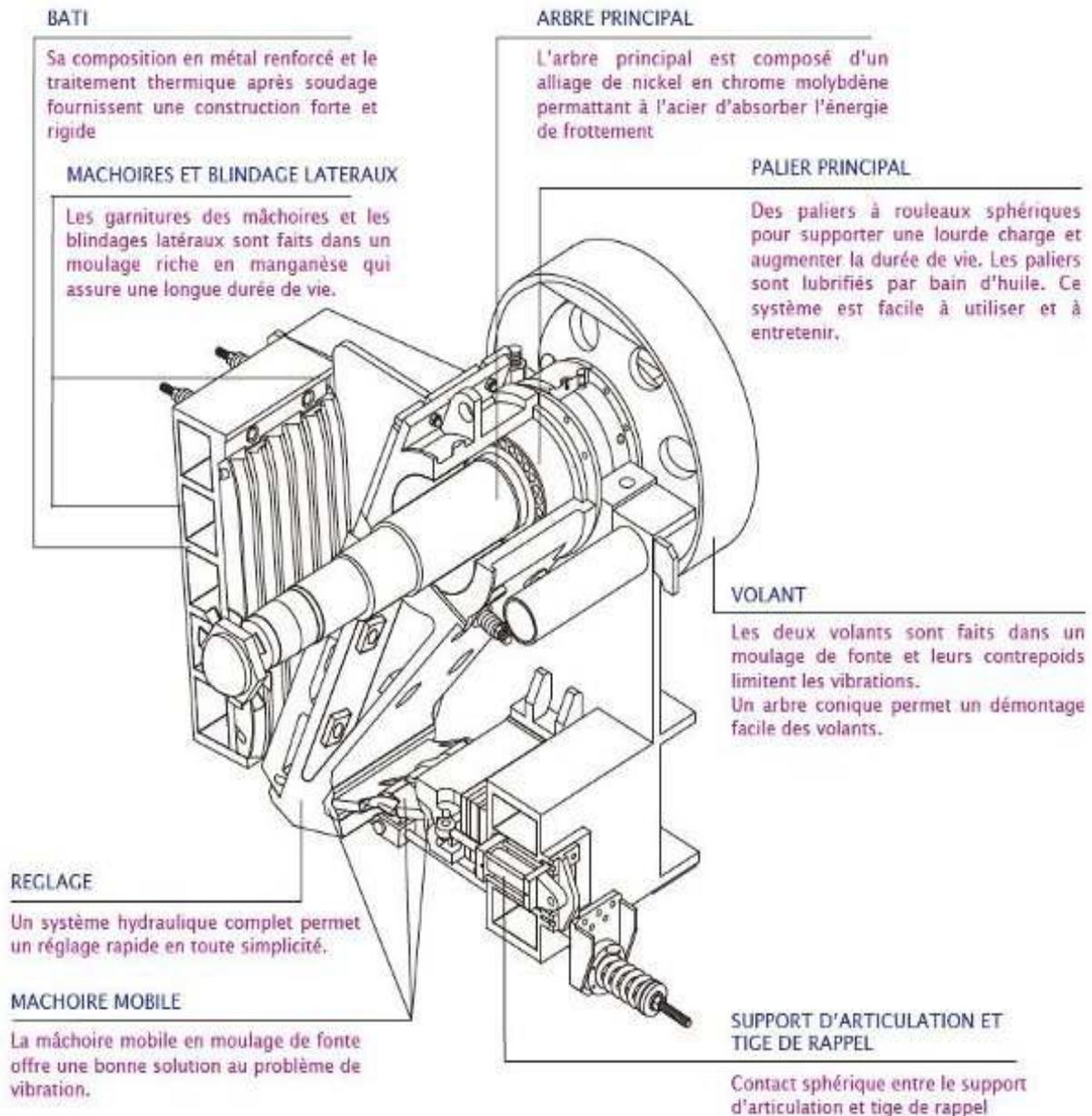


Figure 1.1 Principaux composants du concasseur à mâchoires