

REPUBLIQUE DU SENEGAL

UNIVERSITE CHEIKH ANTA DIOP

ECOLE POLYTECHNIQUE DE THIES

Gm, 0153

DEPARTEMENT DU GENIE ELECTROMECHANIQUE

PROJET

DE

FIN D'ETUDES

en vue de l'obtention du Diplôme d'Ingénieur de Conception

TITRE : *CONCEPTION D'UN SEPARATEUR POUR UNE UTILISATION OPTIMALE DE LA TRIEUSE A BOULETS MAGOTTEAUX*

AUTEUR : MEDJOGBE PAUL AUGUSTE ADIKPETO

DIRECTEUR : M. MAURICE JOSEPH DUVAL
Ing, PhD .

DATE : JUIN 1983

" Respecter le Seigneur ,C'est cela la Sagesse.
Et s'écarter du mal ,voilà l'Intelligence "

JOB : 28.28

A ma mère,
A mon père,
A ma soeur,
A mes frères,
A tous mes amis.

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier très sincèrement mon directeur de projet Monsieur Maurice DUVAL , professeur à l'Ecole Polytechnique de Thiès pour son assistance permanente dans le bon déroulement de mon travail. Je lui exprime ici toute ma reconnaissance.

Je remercie également :

- Monsieur Amadoune GUEYE de la SOCOCIM pour sa totale disponibilité à répondre à toutes nos questions;

- Monsieur Alassane DIENE , technicien à l'Ecole Polytechnique de Thiès pour sa contribution ;

Nous apprécions beaucoup l'entière disponibilité des agents de la SOCOCIM , toujours prêts à apporter les réponses pertinentes à nos interrogations. Qu'ils trouvent ici l'expression de notre profonde reconnaissance.

Enfin à tous ceux qui de près ou de loin ont apporté une contribution à la réussite de nos travaux nous adressons nos sincères remerciements

SOMMAIRE

Ce rapport présente les études que nous avons menées sur l'amélioration de l'utilisation d'une trieuse à boulets. Ces études visent à résoudre les différents problèmes rencontrés au cours de l'utilisation de la trieuse MAGOTTEAUX.

La première partie du rapport porte sur l'étude de la trieuse Magotteaux. Dans cette partie nous avons présenté la trieuse Magotteaux et avons souligné les lacunes rencontrées au cours de l'utilisation de celle-ci.

La deuxième partie du rapport porte sur la procédure de design d'une trieuse auxiliaire à la trieuse MAGOTTEAUX. Nous avons d'abord défini l'objectif de notre conception et avons énuméré les données , ainsi que les critères d'évaluation . Nous avons ensuite dégagé quatre solutions , puis fait une étude de praticabilité avant de choisir la solution finale.

La troisième partie porte sur la conception de la trieuse auxiliaire. Les méthodes utilisées ici relèvent de la résistance des matériaux et des procédés de fabrication appliqués aux éléments de machines.

Enfin la dernière partie présentent les discussions, recommandations et conclusions sur les résultats de nos travaux.

TABLE DES MATIERES

	Pages
Page titre.....	i
Dédicace.....	ii
Remerciements.....	iii
Sommaire.....	iv
Table des matières.....	v
Liste des figures.....	viii
Liste des tableaux.....	ix
Introduction.....	1
CHAPITRE I Présentation des caractéristiques	
générales de la trieuse MAGOTTEAUX.....	1
1.1 Composition de la trieuse.....	3
1.2 Caractéristiques physiques de la trieuse...	4
1.3 Problèmes posés par l'utilisation	
de la trieuse.....	5
CHAPITRE II Processus de design du séparateur	6
2.1 Objectifs de la conception.....	6
2.2 Données relatives à la conception.....	6
2.3 Détermination et pondération des critères	
d'évaluation.....	8
2.4 Recherche de solutions.....	10
2.5 Etude de praticabilité.....	12
2.6 Choix de la solution finale.....	14
2.7 Description de la solution retenue.....	15
CHAPITRE III Détermination des paramètres nécessaires	
à la conception du mécanisme.....	16

3.1 Détermination des caractéristiques géométriques des bras.....	16
3.2 Condition de non glissement des corps non sphériques sur les bras.....	20
3.3 Calcul du couple nécessaire pour un bras...	20
3.4 Longueur de la corde O_1M	21
3.5 Coefficients de frottement statique et cinétique.....	21
3.6 Couple maximal pour un bras.....	22
3.7 Nombre de bras.....	22
3.8 Couple total nécessaire pour les 8 bras....	22
3.9 Vitesse de rotation des bras.....	23
3.10 Détermination de l'angle β	24
3.11 Rayon de courbure des bras.....	24
3.12 Longueur de l'arc.....	25
3.13 Justification de l'utilisation de bras cintré.....	26
CHAPITRE IV Conception et dimensionnement des éléments	
4.1 Facteur de sécurité.....	27
4.2 Dimensionnement des bras.....	27
4.2.1 Choix des cornières.....	27
4.2.2 Analyse des contraintes.....	29
4.3 Choix du moteur.....	32
4.4 Réduction de la vitesse du moteur.....	33
4.4.1 Variateur de vitesse.....	34
4.4.2 Fréquence de sortie du variateur....	35
4.5 Conception de la transmission de mouvement entre le moteur et l'arbre.....	38

4.6 Montage de la poulie sur l'arbre.....	45
4.7 Dimensionnement de l'arbre.....	48
4.8 Choix des roulements de fixation de l'arbre sur la table.....	57
4.9 Assemblage des bras et du disque supérieur.	61
4.9.1 Choix des vis.....	61
4.9.2 Choix des rondelles d'appui.....	62
4.9.3 Choix des écrous.....	62
4.9.3 Résistance à la rupture de l'assemblage.....	62
4.10 Conception de la table.....	66
4.10.1 Dimensionnement des membrures longitudinales.....	66
4.10.2 Dimensionnement des traverses.....	68
4.11 Fixation des boîtiers de roulements sur la table.....	68
4.12 Problèmes posés par l'usure des bras.....	69
4.12.1 Dimensions des couches de caoutchouc pour les bras.....	69
4.12.2 Dimensions de la couche de caoutchouc pour la table.....	69
CHAPITRE V Recommandations et conclusion.....	70
5.1 Recommandations.....	70
5.2 Conclusion.....	71
REFERENCES	72
ANNEXES.....	73

LISTE DES FIGURES

	Pages
Figure # 1 : Paramètres de détermination des caractéristiques géométriques des bras....	17
Figure # 2 : Rayon de courbure des bras.....	25
Figure # 3 : Caractéristiques des cornières.....	28
Figure #4 : Réactions aux appuis des bras.....	30
Figure # 5 : Efforts tranchants et moments de flexion dans les bras.....	31
Figure # 6 : Schéma de principe du variateur de vitesse	35
Figure # 7 : Paramètres du système poulies-courroie...	39
Figure # 8 : Forces dans la clavette.....	47
Figure # 9 : Forces dans les courroies.....	49
Figure # 10 : Réactions aux appuis de l'arbre.....	52
Figure # 11 : Efforts tranchants et moments de flexion dans l'arbre.....	53

LISTE DES TABLEAUX

	Pages
Tableau # 1 : Caractéristiques physiques de la trieuse MAGOTTEAUX.....	4
Tableau # 2 : Aspects négatifs de la trieuse MAGOTTEAUX.....	5
Tableau # 3 : Charges broyantes par broyeurs.....	7
Tableau # 4 : Critères d'évaluation.....	9
Tableau # 5 : Etude de praticabilité.....	13
Tableau # 6 : Matrice de prise de décision.....	14
Tableau # 7 : Caractéristiques du variateur de vitesses.....	36

INTRODUCTION

La Société de Commercialisation des Ciments (SOCOCIM) possède une cimenterie sise à Rufisque. Elle a une capacité annuelle de 825000 tonnes et alimente tout le marché sénégalais.

Le transformation des matières premières s'y fait dans des broyeurs à boulets: ce sont de gros cylindres (voir les caractéristiques en annexe) qui sont remplis dans des proportions indiquées ,par des matières premières (gypse, clinker, sable siliceux) et par des boulets. Les diamètres des boulets varient entre 20 et 90 mm.

Dans les broyeurs , les chocs des boulets sur les blindages réduisent les matières premières en poudre de ciments.

Dans l'ordre de passage des matières premières dans la chaîne de broyage, on retrouve deux broyeurs à cru et un broyeur à ciments. Les matières premières passent d'abord dans le premier broyeur à cru (dégrossisseur) , Il a une charge broyante préconisée de 30,2 tonnes et ensuite dans le second broyeur (finisseur) dont la charge broyante préconisée est de 92,5 tonnes. Le troisième broyeur est le broyeur à ciments, il est divisé en deux compartiments dont le premier a une charge broyante préconisée de 54,8 tonnes et le second, une charge broyante préconisée de 109,7 tonnes.

Les chocs des boulets sur les blindages créent l'usure de ceux-ci, ce qui entraîne l'apparition de boulets de diamètres

trop petits et ainsi la diminution de la charge broyante. Cette diminution est à l'origine de plusieurs problèmes qui sont:

- l'impossibilité de maintenir les broyeurs à l'optimum de leur production d'où une augmentation de la consommation d'énergie,

- l'apparition de bruits indésirables lors du fonctionnement des broyeurs ce qui crée une pollution sonore,

- l'accumulation dans les broyeurs de boulets devenus trop petits,

- la présence au sein de la charge broyante de boulets déformés;

Dans le souci d'une bonne rentabilisation des installations, il est alors opportun, voir indispensable, de faire des mesures régulières de la charge broyante (voir en annexe les méthodes de mesures de la charge broyante), d'analyser l'état des boulets et de faire si cela est nécessaire le vidage des broyeurs.

Les opérations de tris permettent d'une part d'éliminer les boulets trop petits, les boulets déformés et les autres corps étrangers (boulons, fragments de blindage des broyeurs, etc); et d'autre part de refaire un classement des boulets suivant leurs diamètres.

Vu le tonnage des charges broyantes, il serait trop fastidieux de procéder à un triage manuel des boulets. Il apparaît donc qu'il est nécessaire d'avoir une trieuse à boulets pour effectuer régulièrement à des tris de boulets.

CHAPITRE I

PRESENTATION DES CARACTERISTIQUES GENERALES DE LA TRIEUSE MAGOTTEAUX

CHAPITRE I PRESENTATION DES CARACTERISTIQUES GENERALES
DE LA TRIEUSE MAGOTTEAUX

La SOCOCIM s'est dotée depuis 1988 d'une trieuse à boulets fabriquée par l'entreprise belge MAGOTTEAUX.

1.1 COMPOSITION DE LA TRIEUSE

La trieuse utilisée actuellement par la SOCOCIM est constituée principalement de :

- deux rouleaux cylindriques inclinés tournant en sens opposés et à écartement différentiel réglable par les opérateurs de la trieuse,

- une trémie dimensionnée pour le chargement par un bulldozer,

- un couloir vibrant pour le vidange continu de la trémie,

- une fourche de prolongement du couloir vibrant,

- sept goulottes de déchargement munies chacune à son extrémité d'un poste à ouverture automatique pour la récupération des corps triés dans des tonneaux de 200 litres .

1.2 CARACTERISTIQUES PHYSIQUES DE LA TRIEUSE MAGOTTEAUX

Nous résumons dans le tableau suivant quelques caractéristiques physiques de la trieuse MAGOTTEAUX.

Encombrement (mm)	7850*2400*3010
Poids (Kg)	8350
Dimensions de la trémie(mm)	2500*2200
Largeur du couloir vibrant	320
Nombre de goulottes de déchargement	7
Roues en bandage plein	4
Débit horaire(tonnes/heure)	2 à 10
Puissance (w)	2000 à 3450

Tableau : 1 Caractéristiques physiques de la trieuse MAGOTTEAUX

Voir schémas et photographies de la trieuse en annexe.

1.3 PROBLEMES POSES PAR L'UTILISATION DE LA TRIEUSE MAGOTTEAUX

Après observation de la trieuse MAGOTTEAUX utilisée par la SOCOCIM , nous avons énuméré un certain nombre de lacunes que nous résumons dans le tableau qui suit.

CATEGORIES	LACUNES OBSERVEES
1. Faible fiabilité et précision des tris	Des corps indésirables se retrouvent dans les tonneaux
2. Lenteur des opérations de tris	Pour une bonne surveillance ,l'opérateur fait fonctionner la trieuse à une faible vitesse
3. Coûts des opérations	Des ouvriers sont mobilisés pour surveiller les tris
4. Faible efficacité de la trieuse	La trieuse ne distingue pas les pierres provenant des matières premières.

Tableau 2 : Aspects négatifs de la trieuse MAGOTTEAUX

CHAPITRE II

PROCESSUS DE DESIGN DU SEPARATEUR

CHAPITRE II PROCESSUS DE DESIGN DU SEPARATEUR

2.1 OBJECTIFS DE LA CONCEPTION

Dans le cadre de notre projet de fin d'études et dépendamment du temps et des moyens que nous avons, nous nous sommes fixés comme objectifs à atteindre la conception d'un nouveau mécanisme auxiliaire à la trieuse MAGOTTEAUX et permettant:

- d'améliorer la qualité des opérations de tris,
- de diminuer le nombre d'ouvriers mobilisés pour ces opérations.

Ce séparateur servira à séparer les boulets sphériques des corps non sphériques.

2.2 DONNEES RELATIVES A LA CONCEPTION

- Boulets sphériques de diamètres variant entre 20 et 90 mm.
- Matériau des boulets:
 - Acier au chrome (17 à 19 %)
 - Dureté 500 à 600 HB
 - Magnétique
 - Masse volumique moyenne 8070 Kg/m³
- Fréquence de tris:
 - environ deux tris par an pour chaque broyeur.

- Nature des éléments étrangers qui se retrouvent dans la charge broyante:

* fragments des blindages des broyeurs (Matériaux: Acier au chrome et au Manganèse)

* fragments de boulons

- Poids total de la charge à trier

(Voir tableau suivant)

BROYEURS		CHARGES BROYANTES (tonnes)
Broyeur Ciment	Compartiment (1)	54,800
	Compartiment (2)	109,700
Broyeur dégrossisseur		30,200
Broyeur finisseur		92,500

Tableau 3 : Charges broyantes par broyeur

Pour plus de détails voir en annexe les relevés de la charge broyante de chaque broyeur.

2.3 DETERMINATION ET PONDERATION DES CRITERES D'EVALUATION

Après observation de la trieuse MAGOTTEAUX et analyse des besoins que peuvent avoir une station de broyage de ciments en ce qui concerne le triage des boulets, nous avons posé des critères d'évaluation et ensuite fixé une pondération pour chacun des critères retenus.

Nous utiliserons plus tard lors de l'étape de la prise de décision, ces critères auxquels nous confronterons les solutions possibles. Ceci nous permettra d'adopter la meilleure solution.

2.3.1 DETERMINATION DES CRITERES

Notons que ces critères d'évaluation ne serviront pas à confronter les solutions les une aux autres mais à confronter les solutions aux critères.

Nous avons fixé deux catégories de critères, dépendamment de leur importance dans l'objectif fondamental de la conception.

- CRITERES PRIMAIRES

- * Simplicité de conduite
- * Coût de fabrication
- * Fiabilité (précision des tris)
- * Facilité d'utilisation

- CRITERES SECONDAIRES

- * Stabilité
- * Entretien.

2.3.2 PONDERATION DES CRITERES

A l'aide de la pondération qui suit , nous allons donner une importance relative à chacun des critères d'évaluation. Les critères primaires étant de plus grande importance, elles auront les poids les plus élevés. Nous donnons dans le tableau suivant la pondération en poids relatif et en pourcentage.

Au cours de l'étape de la prise de décision, nous utiliserons la pondération en pourcentage.

CRITERES D'EVALUATION		PONDERATION	
		Poids relatifs	Pourcentage
Primaires	* Simplicité	30	15.4%
	* Coût de fabrication	35	18%
	* Fiabilité	90	46.1%
	* Facilité d'utilisation	25	12.8%
Secondaires	* Stabilité	10	5.1%
	* Entretien	5	2.5%
Total		195	100%

Tableau 4 : Critères d'évaluation

2.4 RECHERCHE DE SOLUTIONS

Nous avons dégager quelques solutions sommaires pour lesquelles nous donnons ci-après une brève description.

SOLUTION # 1

Les boulets se classent automatiquement dans les broyeurs suivant des diamètres décroissants dans le sens de circulation des matières premières. Cette solution consiste à concevoir un cylindre qui serait mis en rotation comme les broyeurs ,mais qui serait rempli uniquement de boulets .

SOLUTION # 2

Cette solution consiste à:

- Faire la décharge des boulets directement sur une grille, ce qui permet d'éliminer les poudres de ciments contenus dans la décharge.

- Faire le ramassage des boulets à l'aide d'un électro-aimant de levage ce qui élimine les pierres contenues dans la décharge.

- Exploiter la forme sphérique des boulets pour les séparer des corps non sphériques. Pour cela , il faudra les déverser sur une plaque tournante.

SOLUTION # 3

Cette solution consiste à :

- faire la décharge à même le sol ,
- faire le ramassage avec un électro-aimant de levage,
- déposer la décharge sur une plaque tournante.

Les boulets sont récupérés par effet centrifuge ; les corps non sphériques qui ne sont pas entraînés par la force centrifuge sont récupérés par une tôle cintrée en forme de spirale.

SOLUTION # 4

Pour cette solution, la décharge se fait dans la pelle d'un bulldozer qui dépose ensuite les boulets sur une grille inclinée. Le ramassage des boulets se fait avec un électro-aimant de levage qui les déverse dans une trémie. les boulets sont alors déversés sur une table à l'aide d'un couloir vibrant.

La séparation des boulets et des objets non sphériques se fera par un mécanisme de bras utilisant ainsi l'effet centrifuge dû à la rotation.

2.5 ETUDE DE PRATICABILITE

Par cette étude de praticabilité, nous dégagons les solutions que nous allons rejeter de celles que nous allons retenir pour une étude plus approfondie.

Nous utilisons quatre catégories d'aspects pour cette étude:

- les aspects physiques (scientifiquement et techniquement réalisable),
- les aspects économiques,
- la qualité du tri ,
- et les facteurs environnementaux (niveau sonore,propreté).

Nous résumons dans le tableau suivant les résultats de l'étude de praticabilité.

SOLUTIONS	PRATICABILITE				DECISION
	(1)	(2)	(3)	(4)	
Solution # 1	oui mais contrôle difficile	non	non	non niveau sonore élevé	rejetée
Solution # 2	oui mais récupé- ration difficile des rebuts	oui	non	non	rejetée
Solution # 3	oui	oui	non	non	retenue
Solution # 4	oui	oui	oui	oui	retenue

Tableau 5 : Etude de praticabilité

(1) Aspects physiques (scientifiquement et techniquement réalisable)

(2) Aspects économiques

(3) Qualité du tri

(4) Facteurs environnementaux (niveau sonore, propreté)

2.6 CHOIX DE LA SOLUTION FINALE

L'étude de praticabilité nous a permis de dégager pour chaque solution trouvée l'ensemble des avantages et des inconvénients eu égard à nos objectifs de départ. De cette étude nous remarquons que seules deux des solutions satisfont aux critères de praticabilité, il s'agit des solutions #3 et #4 .

Nous utilisons la matrice suivante pour la prise de décision.

CRITERES D'EVALUATION	Pondération	Solution # 3	Solution #4
Simplicité de conduite	15.4%	2	3
Coût de fabrication	18%	3	3
Fiabilité	46.1%	1	3
Facilité d'utilisation	12.8%	2	2
Stabilité	5.1%	1	3
Entretien	2.5%	4	4
Satisfaction globale aux critères		1.59	2.89

Tableau 6: Matrice de prise de décision

On remarque que la solution # 4 présente le plus grand total pondéré . En vertu du principe de la matrice de décision, c'est elle qui constitue notre solution finale.

Nous avons fait les évaluations pour un maximum de 4 points par critère.

2.7 DESCRIPTION DE LA SOLUTION RETENUE

Le séparateur est constitué principalement de :

- cornières cintrées et montées sur un disque solidaire d'un arbre entraîné par un moteur électrique ,
- un système poulies-courroie pour la transmission du mouvement de rotation du moteur à l'arbre,
- une trémie largement dimensionnée et aisément chargeable à l'aide d'un chargeur sur pneu (bulldozer),
- un couloir vibrant pour le vidange continu de la trémie,
- une fourche de prolongement du couloir vibrant,
- une table sur laquelle repose un plateau ayant une ouverture pour la récupération des corps non sphériques,
- une goulotte de décharge fixée sur un côté de la table pour la récupération boulets .
- une tôle fixée autour de la table protège le mécanisme contre la poussière de ciment,

Deux tonneaux de récupération seront placés l'un sous la table pour la récupération des corps non sphériques et l'autre à l'extrémité de la goulotte pour la récupération des boulets.

CHAPITRE III

**DETERMINATION DES PARAMETRES NECESSAIRES
A LA CONCEPTION DU MECANISME**

CHAPITRE III DETERMINATION DES PARAMETRES NECESSAIRES A
LA CONCEPTION DU MECANISME

3.1 DETERMINATION DES CARACTERISTIQUES GEOMETRIQUES DES
BRAS

Nous posons les hypothèses suivantes pour la détermination des caractéristiques géométriques des bras.

*** Hypothèses de calculs**

- la vitesse de rotation des bras est constante,
- les corps étrangers sont généralement en alliage ferreux et ont tous les mêmes coefficients de frottement cinétique et statique sur d'autres corps,
- les boulets roulent (forme sphérique) alors que les autres objets de formes quelconques ont plutôt tendance à glisser.

*** Objectifs**

Il s'agit de trouver la courbure nécessaire pour les bras, ainsi que la vitesse de rotation pour maintenir en contact avec ceux-ci les objets non sphériques, et faire "éjecter" les boulets sphériques par la force centrifuge.

*** Conditions limites**

La limite de la position recherchée pour les corps non sphériques est l'extrémité des bras. Nous faisons alors le bilan des forces sur un corps non sphérique situé à l'extrémité d'un bras.

Pour fin de calcul, nous assimilons les corps à des points géométriques .

Voir la figure 1

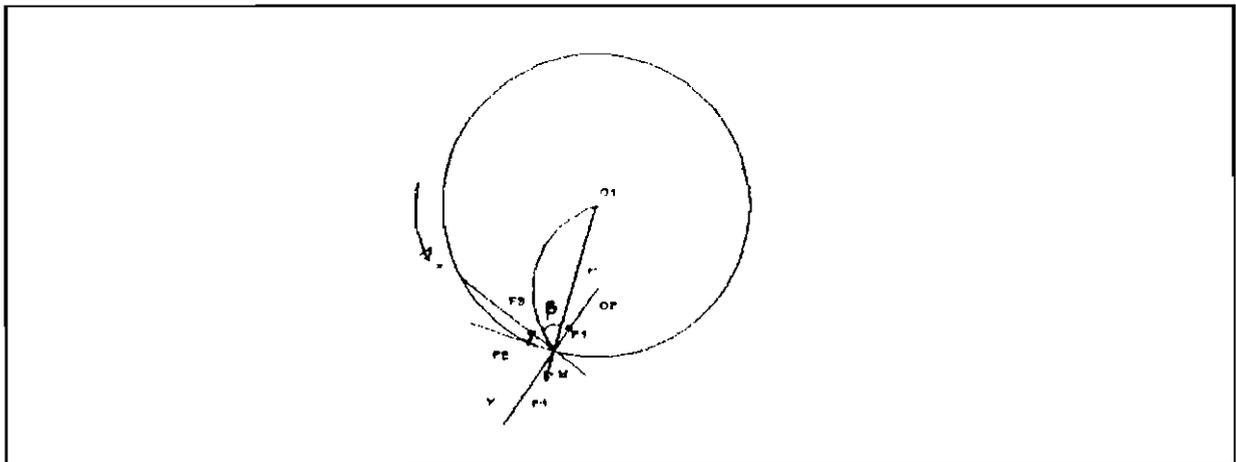


Figure 1
Paramètres de détermination des caractéristiques géométriques des bras

O_1 : Centre de rotation de l'axe.

O_2 : Centre de courbure du bras.

r : Corde entre O_1 et l'extrémité du bras M.

Bilan des forces en présence

* Dans le plan vertical , le poids des corps s'équilibre avec la réaction de la table.

* Dans le plan horizontal

- F_1 : force de poussée du bras sur le corps, elle est dirigée suivant la perpendiculaire à la tangente des bras et vers le centre de courbure.

- F_2 : force de frottement du corps sur la table, dirigée suivant la direction perpendiculaire à la corde O_1M et dans le sens contraire au sens de rotation.

- F_3 : force de frottement du corps sur le bras. C'est une force de frottement statique étant donné que le corps ne glisse pas sur le bras. Elle est tangente au bras .

- F_4 : force centrifuge, dirigée suivant la direction radiale de la table et dirigée vers l'extérieur.

Système d'axes

Soit le système d'axes (M_x, M_y) , avec:

- M_x : tangente au bras,

- M_y : perpendiculaire à cette tangente.

* μ_c : le coefficient de frottement cinétique du corps sur la table.

* μ_s : le coefficient de frottement statique du corps sur le bras.

* P : Poids du corps

* m : masse du corps

* g : accélération de la pesanteur.

Expressions des forces

* F_2 force de frottement

$$F_2 = \mu_c * P$$

$$P = m * g$$

$$F_2 = \mu_c * m * g \quad (1)$$

* F_4 force centrifuge

$$F_4 = m * a_r$$

a_r : accélération radiale

$$a_r = v^2 / r$$

$$v = w * r$$

w : la vitesse angulaire de rotation

v : la vitesse tangentielle

$$a_r = v^2 * r \text{ d'où}$$

$$F_4 = m * w^2 * r \quad (2)$$

* F_1 Cette force est obtenue par projection des autres forces sur l'axe My

$$F_1 = F_4 * \sin\beta + F_2 * \cos\beta \quad (3)$$

$$(1) \text{ et } (2) \rightarrow F_1 = m * w^2 * r * \sin\beta + \mu_c * m * g * \cos\beta$$

$$F_1 = m * (w^2 * r * \sin\beta + \mu_c * g * \cos\beta)$$

* F_3 Cette force est obtenue par projection des autres forces sur l'axe Mx

$$F_3 = F_2 * \sin\beta - F_4 * \cos\beta$$

$$= \mu_c * m * g * \sin\beta - m * w^2 * r * \cos\beta$$

$$F_3 = m * (\mu_c * g * \sin\beta - w^2 * r * \cos\beta)$$

3.2 Condition de non glissement des corps non sphériques sur les bras

Pour que le corps reste en contact avec le bras, il faut maintenir l'équilibre entre F_3 et la réaction du bras sur le corps. Cette condition nécessaire s'écrit :

$$F_3 \leq \mu_s * F_1 \quad (5)$$

Les équations (3) et (4) donnent:

$$\mu_c * g * \sin\beta - w^2 * r * \cos\beta \leq \mu_s * (w^2 * r * \sin\beta + \mu_c * g * \cos\beta)$$

$$(\mu_c * g - \mu_s * w^2 * r) * \sin\beta - (w^2 * r + \mu_s * \mu_c * g) * \cos\beta \leq 0 \quad (6)$$

3.3 Calcul du couple nécessaire pour un bras

Le couple nécessaire pour faire tourner un bras est plus élevé pour un corps non sphérique que pour un boulet sphérique, parce que les corps non sphériques glissent alors que les boulets roulent.

Nous posons comme hypothèse de calculs que tous les bras sont en contact avec des corps non sphériques; ceci représente en effet la situation la plus défavorable.

D'après la figure 1 on peut poser:

$$C = F_2 * r$$

C: Couple en N.m

F_2 : Force de frottement du corps sur la table

r: corde entre O_1 et l'extrémité M du bras.

$$F_2 = \mu_c * m * g \quad (1) \quad \text{d'où}$$

$$C = \mu_c * m * g * r \quad (7)$$

μ_c : coefficient de frottement cinétique du corps sur la table.

m : masse du corps

Le couple maximal est développé pour les corps les plus lourds. La pesée de plusieurs échantillons prélevés dans les décharges de boulets montre que la masse des plus gros corps non sphériques est d'environ 4 kg.

3.4 Longueur de la corde O₁M

C'est un paramètre de design qui n'est fonction que de l'espace disponible. De cette longueur dépendra le couple nécessaire à la rotation du mécanisme.

Nous fixons la longueur de la corde à 0,6 m.

3.5 Coefficients de frottement statique μ_s et cinétique μ_c

Les Handbooks de mécanique donnent un coefficient de frottement sec acier sur acier de l'ordre de 0,27. Les coefficients sont tous supérieurs à 0,2 pour l'ensemble des matériaux courants pour les frottements statique et cinétique à sec.

Nous adoptons pour la suite des calculs un coefficient de 0,2 pour les frottements statique et cinétique ; ceci représente la situation la plus défavorable.

$$\mu_c = \mu_s = 0,2.$$

3.6 Couple maximal pour un bras

L'équation (7) s'écrit

$$C_{\max} = \mu_c * m * g * r$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$m = 4 \text{ kg}$$

$$r = 0,6 \text{ m}$$

$$C_{\max} = 0.2 * 4 * 9.81 * 0.6 = 4.7 \text{ N.m}$$

Pour la suite des calculs nous prenons $C_{\max} = 5 \text{ N.m}$

3.7 Nombre de bras

Le nombre de bras du mécanisme est un paramètre qui intervient dans le calcul de la vitesse de rotation de l'ensemble des bras. Plus il y aura de bras, plus la vitesse de rotation pour obtenir le tri à un débit donné sera faible.

Nous fixons pour le moment, le nombre de bras à 8.

3.8 Couple total nécessaire pour les 8 bras

$$C_8 = 8 * C_{\max}$$

$$C_{\max} = 5 \text{ N.m d'où}$$

$$C_8 = 8 * 5 = 40 \text{ N.m}$$

Pour intégrer le fait qu'il peut avoir des coincements éventuels dus à de petits corps qui se glisseraient entre le bras et la table, nous multiplions ce couple par 10. Ce coefficient tient aussi compte du fait qu'il peut y avoir plus d'un corps sur un bras.

On pose alors le couple nécessaire au fonctionnement du mécanisme:

$$C = 10 \cdot C_0 = 10 \cdot 40$$

$$C = 400 \text{ N.m}$$

3.9 Vitesse de rotation des bras

Posons w la vitesse de rotation de l'arbre d'entraînement des bras.

Cette vitesse est fonction du nombre de bras et du débit de chute des corps à trier. Le mécanisme est constitué de 8 bras délimitant la table en 8 secteurs angulaires. Le mécanisme doit être synchronisé avec la chute des boulets de sorte qu'il y ait un seul corps par secteur angulaire.

Pour obtenir cette condition, il faut que l'équation suivante soit vérifiée:

$$w = 2 \cdot n / 8 \cdot t$$

$1/t$: fréquence de chute des corps sur la table

Le temps t dépend du réglage du couloir vibrant.

Nous fixons ce temps à 0,5 seconde

Il vient alors :

$$w = 2 \cdot n / 8 \cdot 0.5 = 1.6 \text{ rad/s}$$

soit 15.3 tours par minute.

3.10 DETERMINATION DE L'ANGLE B

Nous avons posé comme condition de non glissement des corps non sphériques, l'inégalité suivante:

$$(\mu_c * g - \mu_s * w^2 * r) * \sin\beta - (w^2 * r + \mu_s * \mu_c * g) * \cos\beta \leq 0$$

Nous déterminons maintenant l'angle β qui vérifie la condition limite qui correspond à l'équation suivante:

$$(\mu_c * g - \mu_s * w^2 * r) * \sin\beta - (w^2 * r + \mu_s * \mu_c * g) * \cos\beta = 0$$

$\mu_c = 0,2$: coefficient de frottement cinétique du corps sur la table.

$\mu_s = 0,2$: coefficient de frottement statique du corps sur le bras.

$$w = 1,6 \text{ rad/s et } r = 0,6 \text{ m}$$

L'équation devient alors:

$$(0.2 * 9.81 - 0.2 * 1.6^2 * 0.6) * \sin\beta - (1.6^2 * 0.6 + 0.2 * 0.2 * 9.81) * \cos\beta = 0$$

la résolution de cette équation donne $\beta = 49,37^\circ$

3.11 RAYON DE COURBURE DES BRAS

Soit ρ ce rayon de courbure.

Sur la figure 2 on a:

$$\cos(90 - \beta) = (r/2) / \rho$$

$$\implies \rho = (r / 2) / \cos(90 - \beta)$$

Pour $\beta = 45^\circ$ et $r = 0,6 \text{ m}$, on obtient :

$$\rho = (0,6/2) / \cos(90 - 45)$$

$$\rho = 0,42 \text{ m}$$

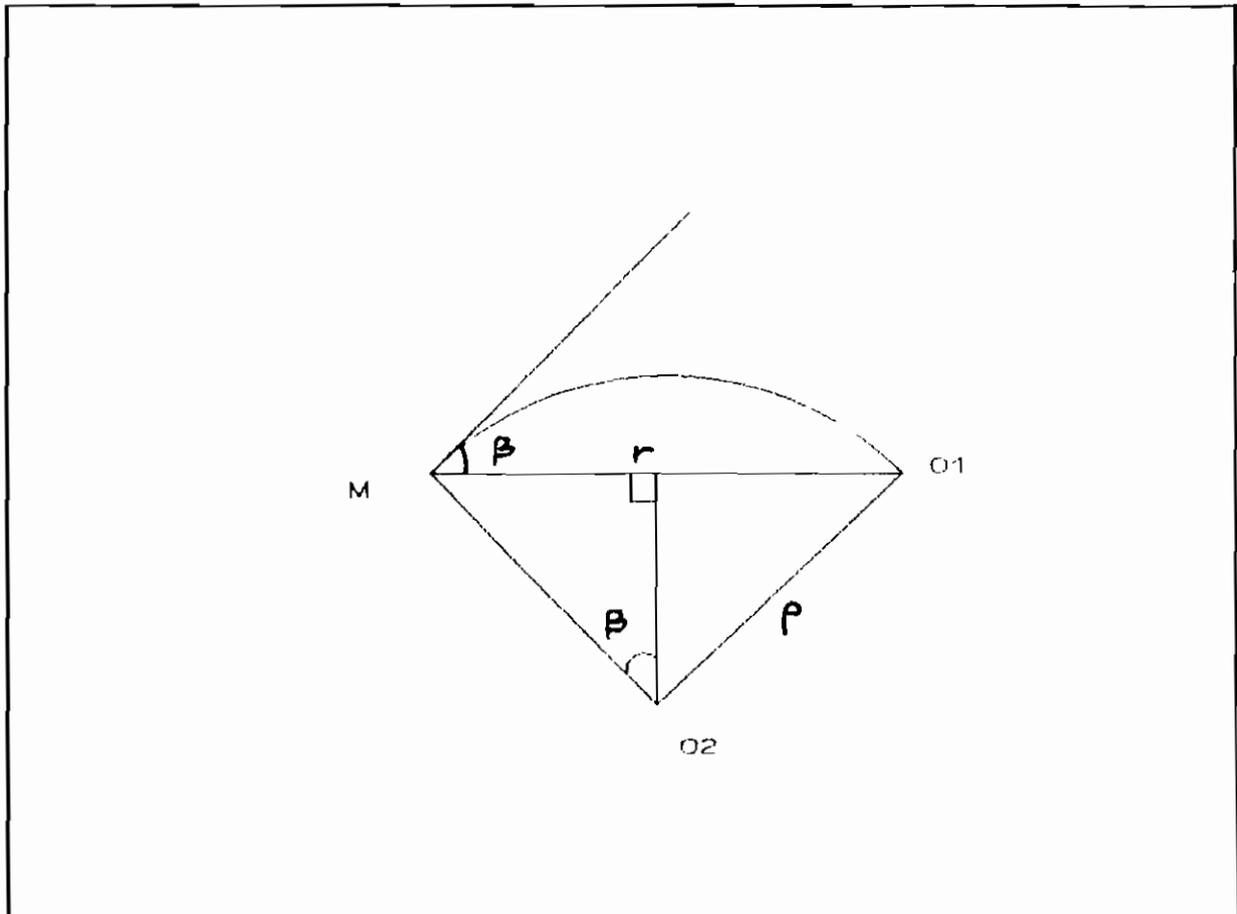


Figure 2
Rayon de courbure des bras

3.12 LONGUEUR DE L'ARC

L'angle $\widehat{MO_2O_1}$ correspond au double de l'angle β

Soit C, la longueur de l'arc:

$$C = (2 * \pi * \beta * / 180) * P$$

Pour la conception du bras, nous retenons $\beta = 45^\circ$ et $P = 0,42\text{m}$
il vient alors:

$$C = 2 * \pi * 45 * 0,42 / 180$$

$$C = 0,66 \text{ m}$$

3.13 JUSTIFICATION DE L'UTILISATION DE BRAS CINTRES

Pour une cornière plate, c'est à dire pour $\beta = 0$, il y a le risque que les corps non sphériques subissent des rotations sur elles-même, ils pourraient alors être entraînés vers l'extérieur.

La courbure du bras permet de retenir ces corps tout en permettant l'entraînement des corps sphériques grâce à la force centrifuge.

CHAPITRE IV

CONCEPTION ET DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS

CHAPITRE IV CONCEPTION ET DIMENSIONNEMENT DES ELEMENTS

4.1 FACTEUR DE SECURITE

Au cours de la conception des éléments de machines, nous prendrons un facteur de sécurité de 3. Le choix de ce facteur de sécurité se justifie par le fait que nous ne maîtrisons pas entièrement les charges.

Le fonctionnement du mécanisme ne nécessite pas des efforts élevés, d'où un léger surdimensionnement des éléments de machines n'engendre pas un gaspillage de matériaux.

4.2 DIMENSIONNEMENT DES BRAS

Nous optons pour l'utilisation d'acier de profilé laminé en forme de "L" . L'avantage de cette forme est que d'une part elle permet la fixation du bras sur le disque supérieur et d'autre part elle résiste mieux aux efforts de flexion.

4.2.1 CHOIX DES CORNIERES

Les plus gros boulets contenus dans les décharges sont des boulets de 90 mm de diamètre. Nous choisissons des cornières dont les dimensions sont appropriées .

Caractéristiques des cornières:

L 55*35*3

Masse: 2.05 kg par mètre

Matériau : Acier XC 18 Ru= 430 Mpa Sy= 265 Mpa

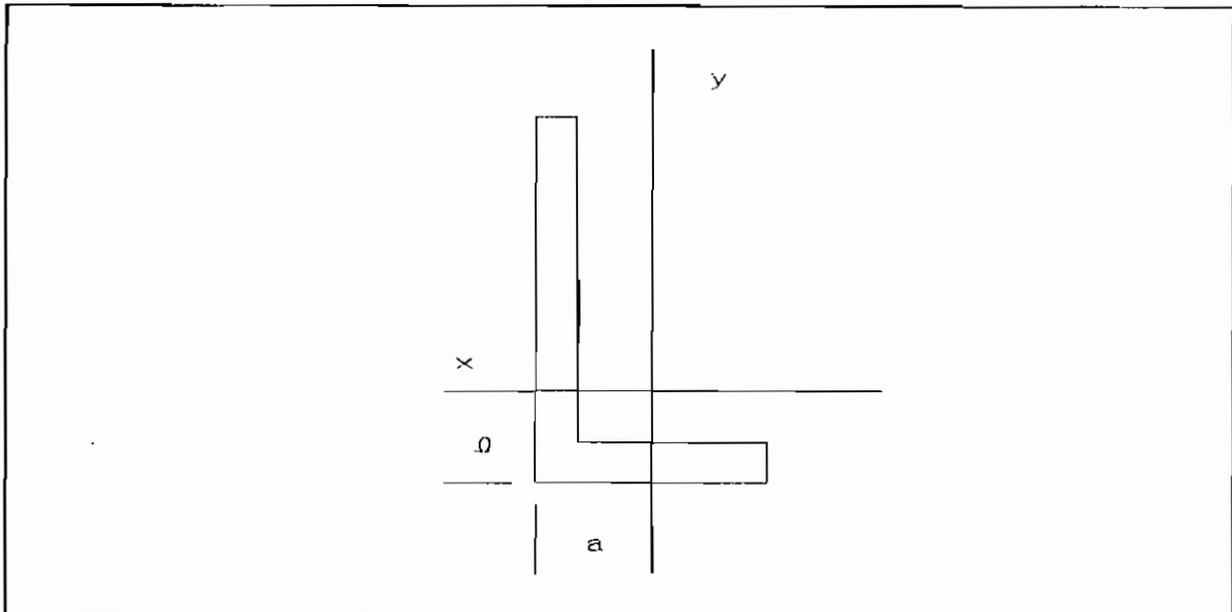


Figure 3
Caractéristiques des cornières

$$I_x = 0.083 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$I_y = 0.027 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$$

$$a = 7.94 \text{ mm}$$

$$b = 17.9 \text{ mm}$$

Modules de sections

$$S_x = 2.23 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

$$S_y = 0.994 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

4.2.2 ANALYSE DES CONTRAINTES DANS LES CORNIERES

Pour simplifier l'analyse des contraintes dans les cornières, nous tenons compte uniquement du bras de levier.

Les cornières sont fixés sur le disque supérieur par deux joints boulonnés situés à 8 cm l'un de l'autre.

Dans le calcul du couple maximal déployé par chaque bras , nous avons pris en compte la force de frottement $F_2 = \mu_c * m * g$ soit $F_2 = 0.2 * 4 * 9.81 = 7.85 \text{ N}$

En tenant compte du facteur 10 que nous avons défini , nous avons une force maximale de 78.5 N, nous prenons 80 N

* Réactions aux appuis

La cornière constitue un système en équilibre :

$$\Sigma M_a = 0 \quad R_b * 8 - F_2 * 58 = 0$$

$$R_b = 580 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad R_A - R_b + F_2 = 0$$

$$R_A = 500 \text{ N}$$

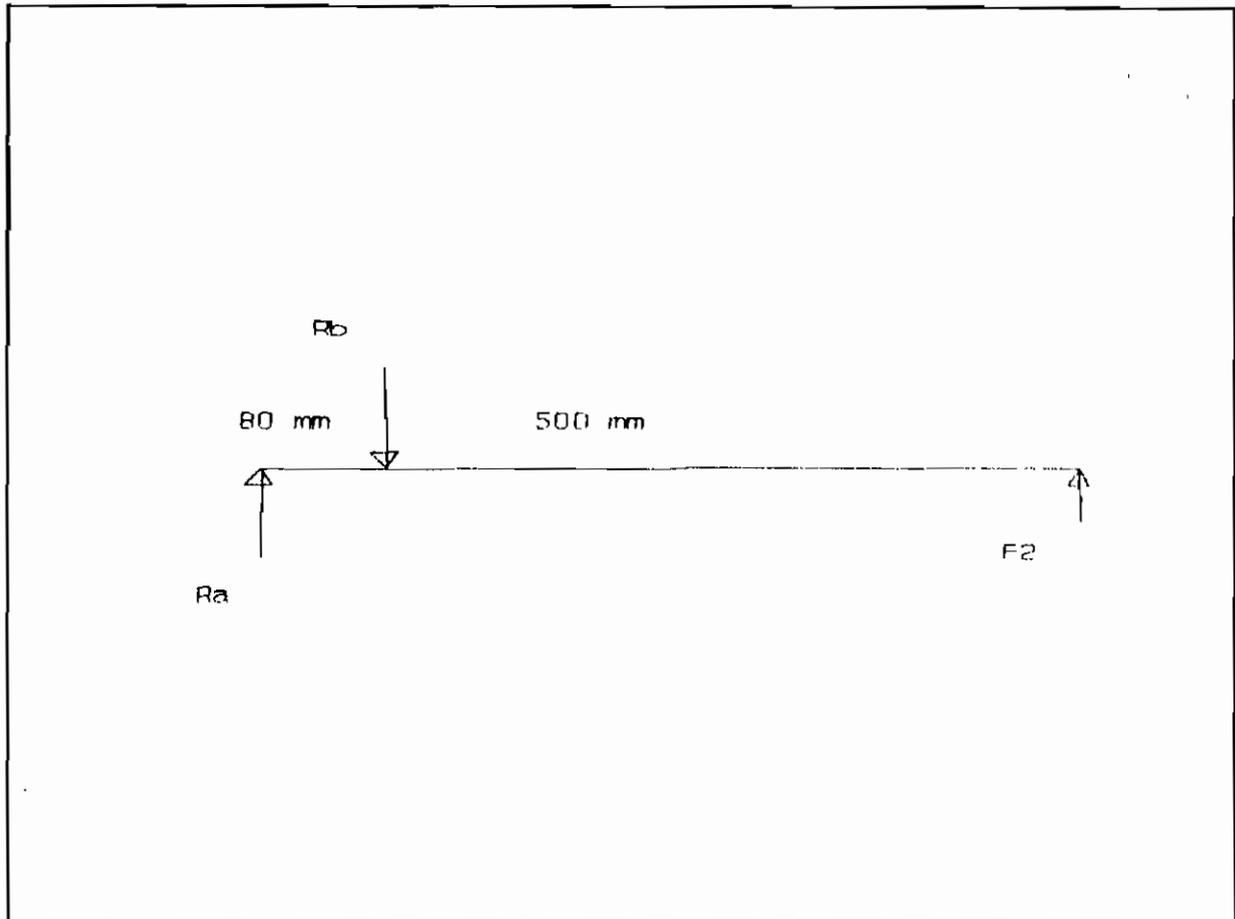


Figure 4
Réactions aux appuis des bras

* Diagrammes des efforts tranchants et des moments de flexion

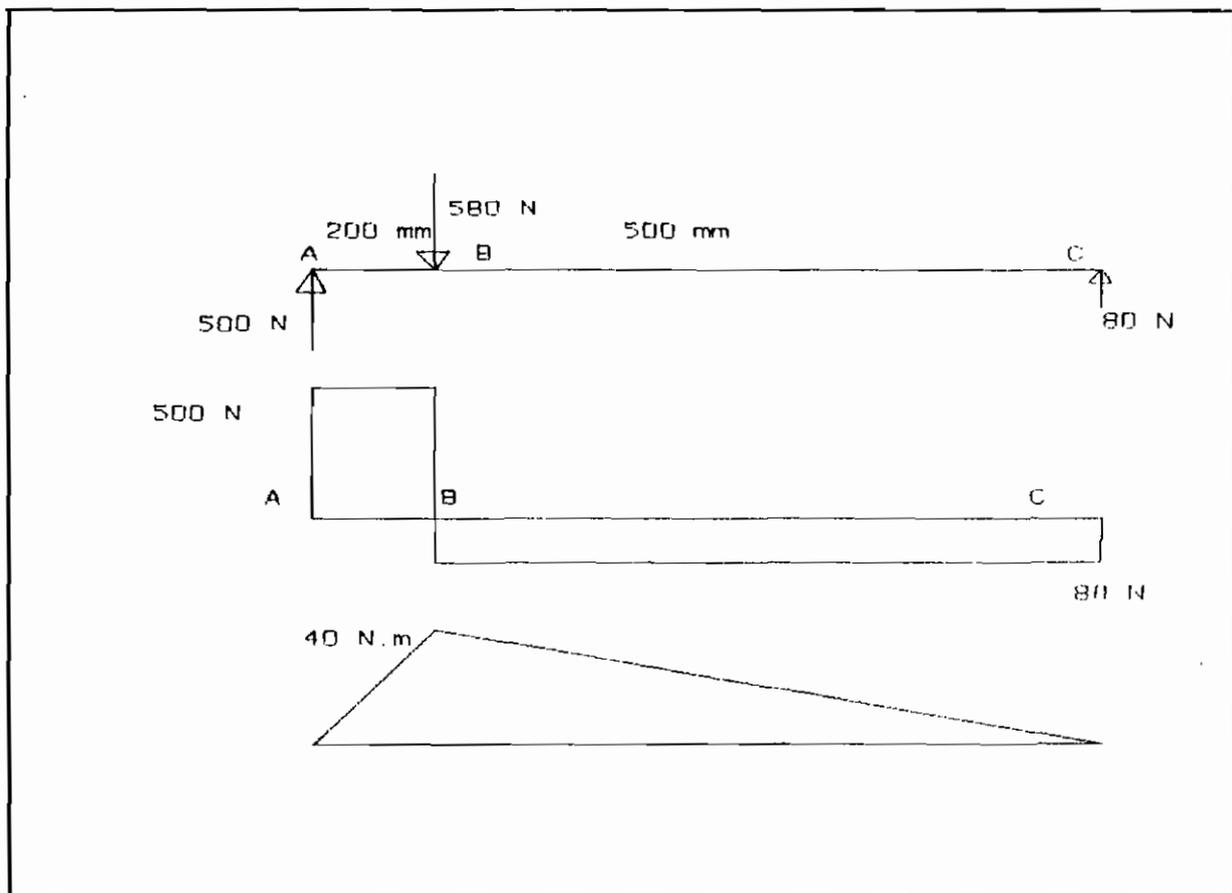


Figure 5
Efforts tranchants et moments de flexion dans les bras

La contrainte maximale est au point B et est donnée par l'équation

$$\sigma_{\max} = M \cdot c / I_x = M / S_x$$

M : moment de flexion maximal

S_x : module de la section

$$\sigma_{\max} = (40 / 2.23) \cdot 10^6 = 17.94 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max} \cdot FS = 17.94 \cdot 3 = 53.81 \text{ MPa} < S_y = 265 \text{ MPa}$$

4.3 CHOIX DU MOTEUR

(réf : 7)

Paramètres pour le choix du moteur.

* Machine entraînée : Arbre du mécanisme par l'intermédiaire d'une courroie.

* Réseau électrique : Installations raccordées au réseau de la SENELEC.

Câble prévu : U 1000 R 2V 4*4 mm² en cuivre

220/380 V 50 Hz Variations de tension négligeables

* Ambiance : Température ambiante peut atteindre 40° C

Altitude inférieure à 1000 m

* Couple résistant $C_r = 400 \text{ N.m}$

* Puissance d'entraînement $P_e = 640 \text{ W}$

* TYPE DE MOTEUR LS 90 S/4

- Moteur triphasé à quatre pôles .

- Moteur fermé standard en fonte avec rotor à cage en cuivre.

- Indice de protection IP 54

- Mode de fixation V1 (vertical)

- Isolation : classe F

- Roulement graissée à vie

* CARACTERISTIQUES TECHNIQUES

- Puissance nominale : 1.1 kw

- Intensité (A) : nominale sous 380 V $I_n = 2.7$

au démarrage

$I_d = 15.31$

- Couple $M_d/M_n = 2.2$
 $M_{max}/M_n = 2.4$
 M_d : couple au démarrage
 M_n : couple nominal
 M_{max} : couple maximal
- Vitesse nominale : $n = 1420$ tr / min
- Inertie du rotor 0.003175 Kg.m²
- Masse : 14 Kg

4.4 REDUCTION DE LA VITESSE DU MOTEUR

Le moteur choisi a une vitesse nominale de rotation de 1420 tr/min alors que le mécanisme tourne à une vitesse de 15.3 tr/min. L'utilisation d'un système de poulies-courroie pour l'entraînement de l'arbre donne pour ces vitesses un rapport Rv

Posons $n_1 = 1420$ tr/min

$$n_2 = 15.3 \text{ tr/min}$$

n_1 : vitesse de la poulie entraînant

n_2 : vitesse de la poulie entraînée

Le rapport de vitesse s'écrit:

$$Rv = n_1 / n_2 = 1420 / 15.3$$

$$Rv = 92.81$$

Ce rapport de vitesse est trop élevé pour que nous envisageons directement une transmission de mouvement par courroie.

Nous utiliserons pour remédier à ce problème, un variateur de vitesse pour réduire la vitesse de rotation du moteur.

4.4.1 VARIATEUR DE VITESSE

4.4.1.1 PRINCIPE

Nous choisissons un variateur de vitesse ALTIVAR 5 de fabrication Télémécanique (réf: 1). Les variateurs de vitesse Altivar 5 sont conçus pour les applications où les critères d'économie et de robustesse ont une grande importance. Ils comprennent principalement :

- un redresseur constitué d'une source de tension continue élaborée à partir d'un pont redresseur alimenté par un réseau monophasé ou triphasé et d'un circuit de filtrage ;

- un onduleur constitué d'une source de six transistors de puissance, cet onduleur est composé d'un ou trois modules isolés suivant le calibre et il recrée à partir de la tension continue fixe , un réseau alternatif triphasé à tension et fréquence variables.

Ils sont pilotés par une unité de contrôle qui, organisée autour d'un microprocesseur, assure les fonctions de commande des composants de puissance, de dialogue, de protection et de sécurité.

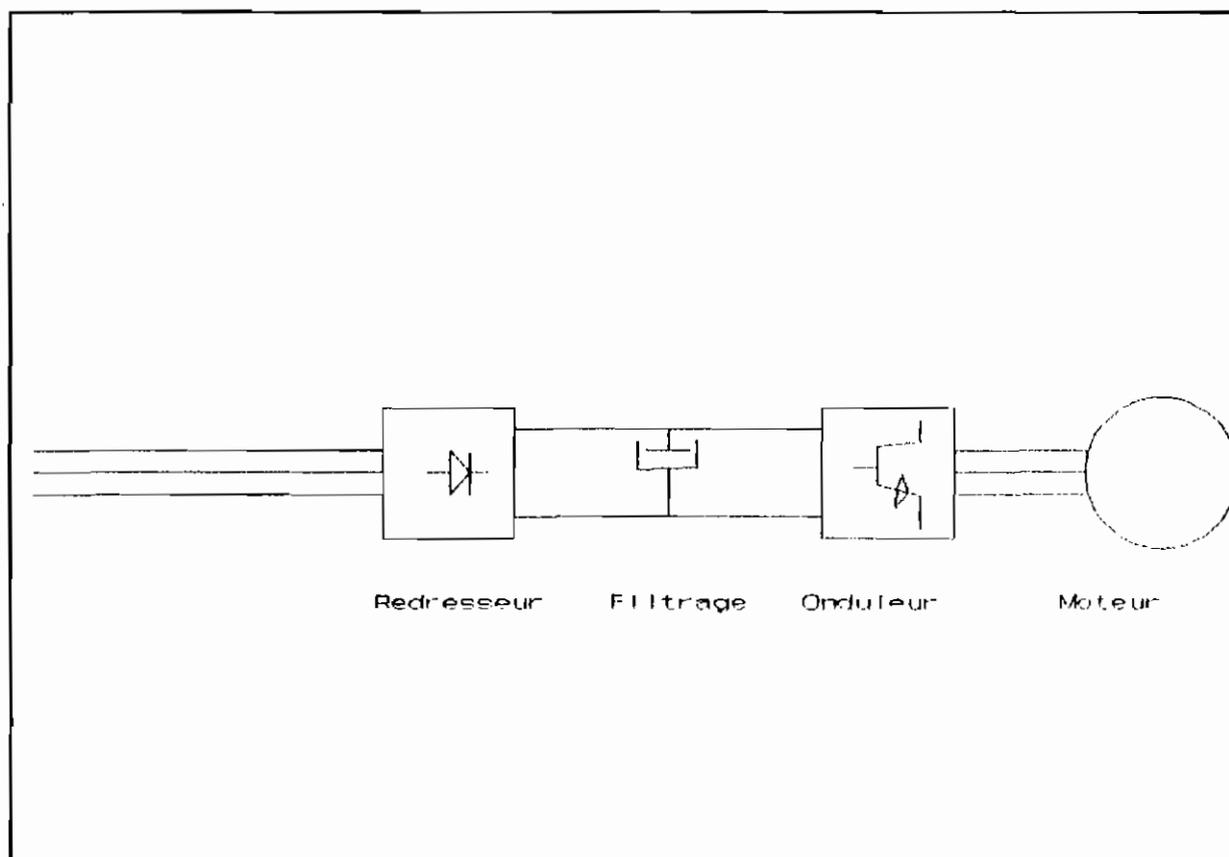


Figure 6
Schéma de principe du variateur de vitesse

4.4.1.2. CHOIX DU VARIATEUR DE VITESSE

Les variateurs de vitesse Altivar 5 de la série 151 sont conçus pour des moteurs asynchrones fonctionnant à couple pratiquement constant.

Nous choisissons un variateur ATV - 151075 Q dont les caractéristiques sont :

Réseau	Tension d'alimentation	380/415 50/60 Hz
	Courant de ligne	3.3 A
Moteur	Puissance nominale	1.1 kW
Altivar 5	Courant de sortie permanent	2.2 (A)
	Degré de protection	IP 20
	Gamme de fréquence	1 à 67/80 Hz
	Masse	5.750 (Kg)

Tableau 7 : Caractéristiques du variateur de vitesse

4.4.2 FREQUENCE DE SORTITE DU VARIATEUR

La vitesse nominale du moteur choisi est 1420 tr/min

Soit n : vitesse du rotor (tr/min)

n_s : vitesse synchrone (tr/min)

Le glissement s du moteur est la différence entre la vitesse synchrone et la vitesse du rotor exprimée relativement à la vitesse synchrone.

$$s = (n_s - n) / n_s$$

La vitesse synchrone du moteur est fonction de la fréquence de la source d'alimentation du moteur et du nombre de pôles ,elle est donnée par:

$$n_s = 120 \cdot f / p$$

f : fréquence de la source en Hz

p : nombre de pôles par phase

Pour le moteur choisi : f = 50 Hz

$$p = 4$$

$$\text{d'où } n_s = (120 \cdot 50) / 4$$

$$n_s = 1500 \text{ tr/min}$$

Le glissement vaut :

$$s = (n_s - n) / n_s = (1500 - 1420) / 1500$$

$$= 0.053 = 5.3\%$$

Nous estimons que le glissement du rotor est constant lorsqu'on fait varier la fréquence.

* OBJECTIF

Nous fixons un rapport de vitesse de 2 entre la poulie entraînante et la poulie entraînée.

$$R_v = n_1 / n_2$$

n₁ : vitesse de la poulie entraînante

n₂ : vitesse de la poulie entraînée

R_v : rapport de vitesse

$$n_2 = 15.3 \text{ tr/min}$$

$$R_v = 2$$

on a alors n₁ = 30.6 tr /min

Cette vitesse correspond à la vitesse de rotation du

moteur. En combinant les expressions du glissement

$$s = (n_s - n) / n_s$$

et de la vitesse synchrone

$$n_s = 120 * f / p$$

on obtient une équation donnant la fréquence en fonction de la vitesse du rotor :

$$f = n * p / 120 * (1 - s)$$

$$n = 30.6 \text{ tr/min}$$

$$p = 4$$

$$s = 0.053$$

d'où $f = 30.2 * 4 / 120 * (1 - 0.053)$

$$f = 1.1 \text{ Hz}$$

Le variateur choisi a une gamme de fréquence de 1 à 67/80 Hz il convient à notre situation et permet d'avoir une fréquence de sortie de 1.1 Hz

4.5 CONCEPTION DE LA TRANSMISSION DE MOUVEMENT ENTRE LE MOTEUR ET L'ARBRE

(réf. 2)

Nous proposons l'utilisation d'un système poulie courroie trapézoïdale. Les courroies trapézoïdales sont en effet de faible encombrement comparativement aux courroies plates. Elles sont très résistantes à la traction et peuvent fonctionner dans des conditions d'utilisation difficiles avec une grande fiabilité.

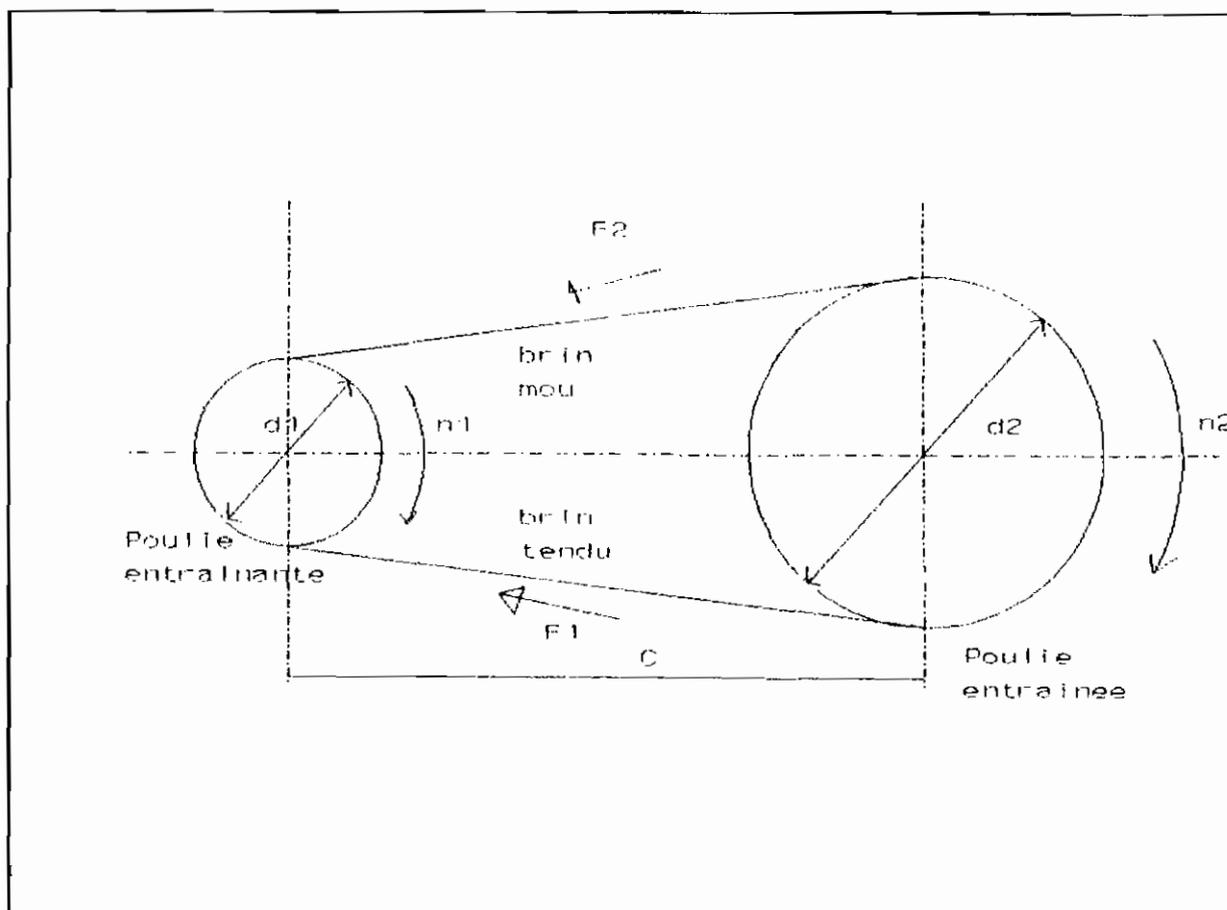


Figure 7
Paramètres du système poulies-courroie

* **DONNEES DE BASE**

* Puissance à transmettre 1.1 kW

* Vitesse de rotation de l'arbre du mécanisme 15.3 tr/min

* Entraxe envisagé 500 mm

* Conditions d'utilisation :

- présence d'à-coups dus aux chocs des corps à trier sur les bras.

- présence de poussières de ciments.

*** DETERMINATION DE LA SECTION DE LA COURROIE**

Puissance transmise par la courroie 1.1 Kw

Courroie de type B (Norme ANSI /RNA -1P-20-1977)

Largeur : 0.66 po

Epaisseur : 0.41 po

Diamètre minimal de la poulie : 4.6 po = 116.84 mm

*** DETERMINATION DU DIAMETRES DES POULIES (fig : 7)**

Il faut satisfaire la condition:

$$d_2 < C < 3*(d_1 + d_2) \quad (1)$$

C : l'entraxe

$$C = 500 \text{ mm} = 19.7 \text{ po}$$

d1 : diamètre primitif de la petite poulie

d2 : diamètre primitif de la grande poulie

de (1) on a $d_2 < 500 \text{ mm}$

nous prenons $d_2 = 240 \text{ mm}$

Calculons maintenant d1

$$R_v = n_1 / n_2$$

$$= d_2 / d_1$$

$$R_v = 2 \text{ d'où}$$

$$d_1 = d_2 / 2$$

$$d_1 = 240 / 2 = 120 \text{ mm}$$

$$d_1 = 4.72 \text{ po}$$

$$d_2 = 9.45 \text{ po}$$

Pour une courroie droite à axes parallèles , l'angle d'enroulement de la plus petite poulie est donné par :

$$\theta = 180 - 2*\beta \quad (i)$$

$$\text{où } \beta = \sin^{-1} (d_2 - d_1) / 2*C$$

$$= \sin^{-1} (240 - 120) / 2 * 500$$

$$B = 6.89^\circ$$

$$(i) \theta = 166.2^\circ$$

Valeur acceptable , car supérieure à 130° (courroie en matière synthétique)

* CALCUL DE LA PUISSANCE BRUTE

Elle est calculée par l'expression empirique suivante qui permet d'obtenir une longue durée de vie de la courroie:

$$Pr = [C1 - C2/d1 - C3(rd1)^2 - C4 \log(rd1)]rd1 + C2r[1 - 1/Ka]$$

$C1, C2, C3, C4$: constantes qui sont fonction de la section de la courroie.

Ka : constante qui dépend du rapport de vitesse $n1/n2$

r : vitesse de la petite poulie (tr/min) divisée par 1000

$$r = n1 / 1000$$

$$= 30.6 / 1000$$

$$= 0.0306$$

$$r * d1 = 0.0306 * 4.72 = 0.14$$

Pour les courroies de type B , on a :

$$C1 = 1.506$$

$$C2 = 3.520$$

$$C3 = 4.196 \text{ E-4}$$

$$C4 = 0.2931$$

$$Rv = 2 \implies Ka = 1.1106$$

Il vient alors

$$Pr = [1.56 - 3.52/4.72 - 4.193E-4 * (0.14)^2 - 0.293 * \log 0.14] * 0.14 + 3.52 * 0.0306 * (1 - 1/1.1106)$$

$$Pr = 0.997 \text{ hp} \approx 1 \text{ hp}$$

*** LONGUEUR DE LA COURROIE**

La longueur primitive de la courroie est:

$$L_p = 2 * C + \pi/2 * (d_2 + d_1) + (d_2 - d_1)^2 / 4 * C$$

$$L_p = 2 * 19.7 + \pi/2 * (9.45 + 4.72) + (9.45 - 4.72)^2 / 4 * 19.7$$

$$L_p = 61.94 \text{ po}$$

*** LONGUEUR NORMALISEE**

$$L_s = L_p - \Gamma$$

$$\Gamma = 1.8$$

$$\text{d'où } L_s = 61.94 - 1.8$$

$$L_s = 60.14 \text{ po}$$

La longueur normalisée la plus proche est 60 po soit
1524 mm

*** CALCUL DE LA PUISSANCE NETTE TRANSMISE PAR LA COURROIE**

Nous introduisons des facteurs de correction pour déterminer la puissance nette Pr' que la courroie peut transmettre. Ces facteurs de correction tiennent compte du fait qu'en pratique, les conditions d'utilisation sont différentes de celles à partir desquelles on évalue la puissance brute.

La puissance nette est donnée par la formule suivante :

$$Pr' = K_1 * K_2 * Pr$$

avec K_1 : facteur appliquée à l'angle d'enroulement

K_2 : facteur appliquée à la longueur.

Pour $\theta = 166.2^\circ$ $K_1 = 0.96$

Pour $L_s = 60.61$ po $K_2 = 0.91$

on a alors : $P_r' = 0.96 * 0.91 * 1$

$P_r' = 0.8736$ hp

* CALCUL DE LA PUISSANCE EFFECTIVE

La puissance effective est donnée par l'équation :

$$P' = K_s * P$$

où P est la puissance à transmettre

K_s est le facteur de surcharge en service qui tient compte de la nature de la source de puissance et du fonctionnement de la machine entraînée.

$K_s = 1.2$ pour les conditions normales d'utilisation du mécanisme que nous concevons

$$P = 0.858 \text{ hp}$$

d'où $P' = 1.2 * 0.858$

$$P' = 1.03 \text{ hp}$$

* CALCUL DU NOMBRE DE COURROTES

$$\begin{aligned} n_c &= P' / P_r' \\ &= 1.03 / 0.87 \\ &= 1.18 \end{aligned}$$

Nous choisissons donc 2 courroies pour la transmission.

* CALCUL DE LA FREQUENCE DE PASSAGE

C'est un paramètre qui permet de tenir compte de la fatigue causée par la flexion répétée de la courroie due à son enroulement sur les poulies . Il doit être inférieur à 8^{-1} , il est donnée définie par:

$$f_r = v / L_p$$

v : la vitesse de la courroie

L_p : Longueur primitive de la courroie

$$\begin{aligned} v &= \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60 \\ &= \pi \cdot 4.72 \cdot 30.6 / 60 \\ &= 7.56 \text{ po/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{d'où } f_r &= 7.56 / 61.94 \\ &= 0.12^{-1} \end{aligned}$$

Cette valeur est acceptable car elle est inférieure à 8^{-1}

* CALCUL DE L'ENTRAXE FINAL

$$\begin{aligned} \text{Posons } A &= \pi / 2 \cdot (d_1 + d_2) \\ B &= (d_2 - d_1)^2 / 4 \\ A &= 565.5 \text{ mm} \\ B &= 3600 \text{ mm} \end{aligned}$$

Une première évaluation de l'entraxe final est donnée par :

$$\begin{aligned} C' &= (L_p - A) / 2 \\ &= (1573.276 - 565.5) / 2 \\ C' &= 503.9 \text{ mm} \end{aligned}$$

L'entraxe final vaut :

$$\begin{aligned} C'' &= C' - B / 2C' \\ &= 503.9 - 3600 / 2 \cdot 503.9 \\ &= 500.32 \text{ mm} \approx 500 \text{ mm} \\ C'' &= 500 \text{ mm} \end{aligned}$$

Conclusion: Utilisation de :

- deux courroies trapézoïdales de type B de 1524 mm chacune.

- deux poulies à deux gorges de 120 mm et 240 mm

Désignation : Courroie trapézoïdale B, 1524

4.6 MONTAGE DE LA POULIE SUR L'ARBRE (réf : 4)

Le montage d'une clavette permet de rendre solidaire en rotation la poulie et l'arbre . Le montage sera accompagné d'un serrage léger (alésage légèrement inférieur au diamètre de l'arbre) pour éviter l'excentricité et le jeu en rotation.

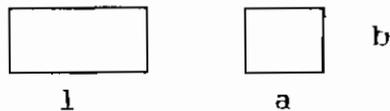
Le blocage en translation est assuré par une vis.

4.6.1 DIMENSIONNEMENT DE LA CLAVETTE

- Clavette rectangulaire à bouts droits (exécution aisée)
- longueur $l = 32 \text{ mm}$
- Tolérances : l'ajustement de la clavette est serré sur l'arbre et glissant juste dans le moyeu.
- Dimensions Pour un arbre de diamètre $d = 45 \text{ mm}$

NF E 22-177

a	b	Smin	j	k
14	9	0.4	40.5	49.8



Désignation :

Clavette parallèle , forme B , $14 * 9 * 32$

Matériaux : Acier 20 M 5

$S_{ut} = 640 \text{ Mpa}$

$S_y = 490 \text{ Mpa}$

4.6.2 ANALYSE DES CONTRAINTES INDUITES DANS LA CLAVETTE

(réf : 2)

Le couple de torsion repris par la clavette vaut $T = 400 \text{ N.m}$

La force F exercée sur la clavette s'écrit :

$$F = 2 * T / D$$

D : diamètre de l'arbre

Elle engendre des contraintes de compression (écrasement sur les surfaces eb et df et des contraintes de cisaillement dans le plan ef.

* CONTRAINTE DE COMPRESSION

$$\begin{aligned}\sigma_c &= 2 * F / L * H \\ &= 4 * T / D * L * H\end{aligned}$$

L : Longueur de la clavette

H : Hauteur de la clavette

* CONTRAINTE DE CISAILLEMENT

$$\begin{aligned}\tau &= F / A \\ &= F / L * W \\ \tau &= 2 * T / D * L * W\end{aligned}$$

W : largeur de la clavette

Pour la clavette utilisée :

$$L = 32 \text{ mm}$$

$$H = 9 \text{ mm}$$

$$W = 14 \text{ mm}$$

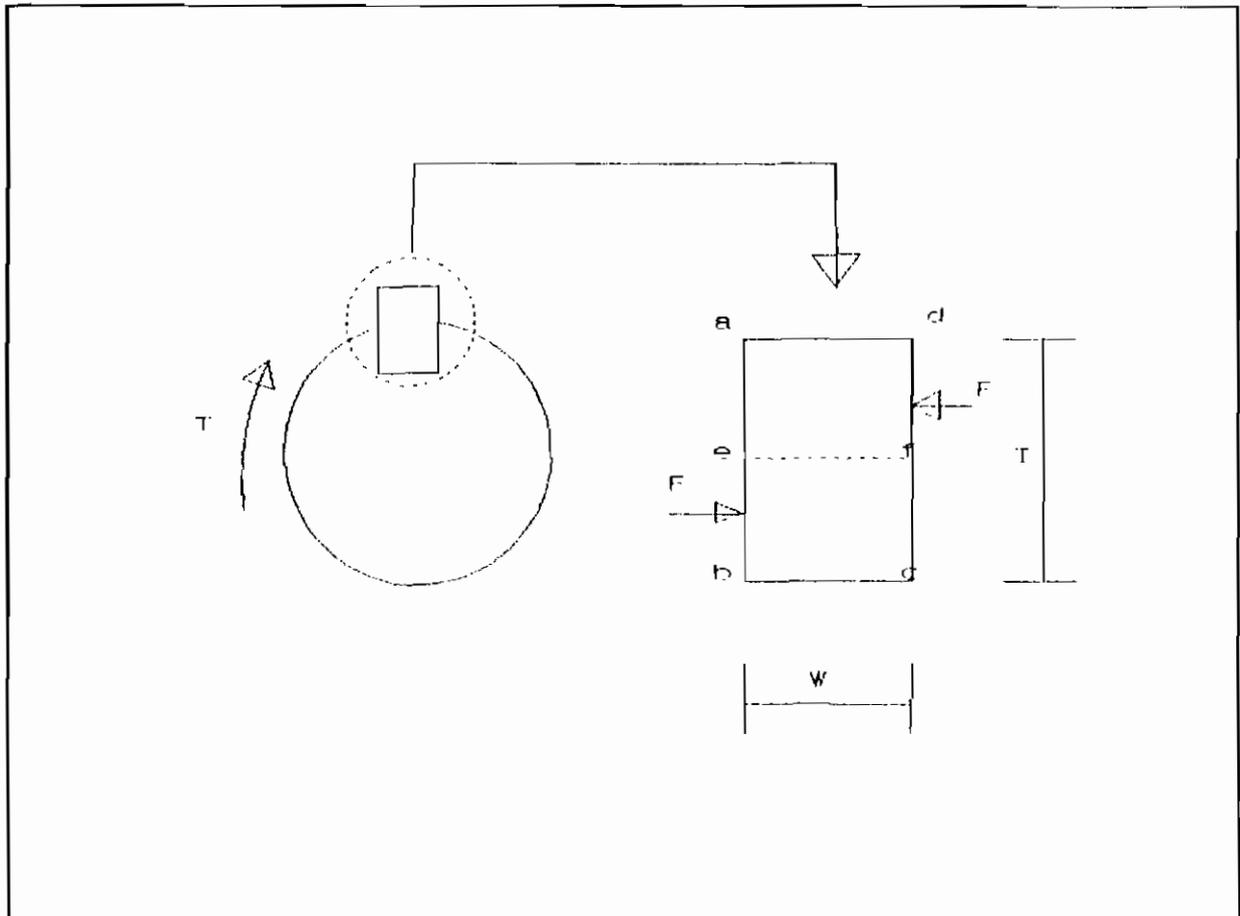


Figure 8
Forces dans la clavette

d'où

$$\sigma_c = 4 * 400/45E-3 * 32E-3 * 9E-3$$

$$= 123.45 \text{ Mpa}$$

$$\tau = 2*400/45E-3 * 32E-3 * 14E-3$$

$$= 39.68 \text{ Mpa}$$

d'après le critère de Tresca :

$$\tau_{\max} = S_y / 2 \cdot FS$$

$$\sigma_{\max} = S_y / FS$$

$$S_y = 490 \text{ MPa}$$

$$FS = 3$$

$$\text{d'où } \tau_{\max} = 490 / 2 \cdot 3$$

$$= 81,67 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\max} = 490 / 3$$

$$= 163,33 \text{ Mpa}$$

$\tau_{\max} > \tau$ et $\sigma_{\max} > \sigma$ =====> le matériaux choisi convient.

4.7 DIMENSIONNEMENT DE L'ARBRE

(réf: 2)

* EVALUATION DE LA CHARGE RADIALE

Nous évaluons ici les charges dues aux forces dans les courroies.

Posons F_1 : la traction du brin moteur (tendu)

F_2 : la traction du brin entraîné

La tension dans la courroie est due au frottement entre la courroie et les poulies d'une part et à la force centrifuge d'autre part.

Dans notre analyse des forces nous négligeons la tension due à la force centrifuge car la vitesse linéaire de la courroie est faible.

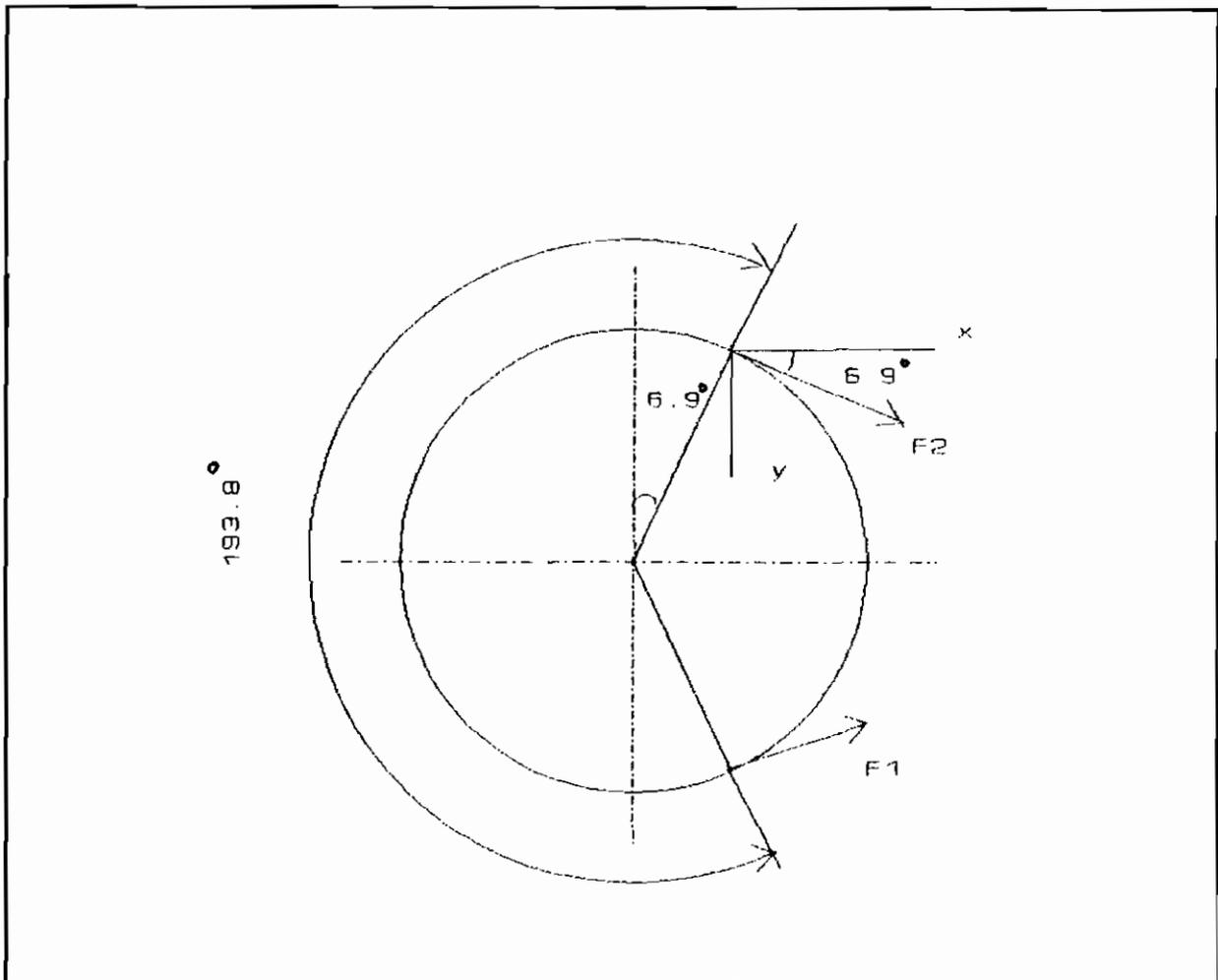


Figure 9
Forces dans les courroies

Pour une courroie trapézoïdale

$$F1/F2 = e^{f\theta} \quad (1)$$

θ : l'angle d'enroulement sur la petite poulie

f : coefficient de frottement entre les courroies et les poulies

f = 0.3 pour une courroie synthétique et une poulie en acier. (réf: 3)

La puissance transmise par chaque poulie s'écrit :

$$P' = (F1 - F2) * v \quad (2)$$

v : vitesse linéaire de la courroie

pour la petite poulie choisie $\beta = 6.89^\circ$

$$\theta = 180 + 2*\beta$$

$$\theta = 180 + 2*6.89 = 193.78^\circ$$

$$\theta = 3.38 \text{ rad}$$

de (1) on a $F1/F2 = 6709,18$

$$(2) \quad P' = (F1 - F2)*v$$

dans notre cas $P' = 768.38 \text{ W}$

$$v = 0.192 \text{ m/s}$$

de (2) on a $F1 - F2 = 4002 \text{ N}$

En combinant les équations (1) et (2) on obtient

$$F2 = 0.6 \text{ N}$$

$$F1 = 4 \text{ kN}$$

$F2 \ll F1 \implies F2$ négligeable

$$F1x = F1 * \cos \alpha$$

$$= 4000 * \cos 6.9$$

$$F1x = 3971 \text{ N}$$

$$F1y = F1 * \sin \alpha$$

$$= 4000 * \sin 6.9$$

$$F1y = 480.5 \text{ N}$$

La force radiale exercée par chaque courroie vaut 3971 N soit 7.942 kN pour les deux poulies.

*** EVALUATION DE LA CHARGE AXIALE**

Nous avons évalué la longueur des bras à 0.66 m . La masse linéique des cornières est 2.05 kg/m . Chaque cornière pèse donc 1.353 kg. Pour l'ensemble des huit bras la masse vaut 10.824 kg.

Nous multiplions cette charge par un facteur de 1.1 pour tenir compte des autres éléments du mécanisme supportés par l'arbre, soit 12 kg.

*** Calcul des réactions aux appuis**

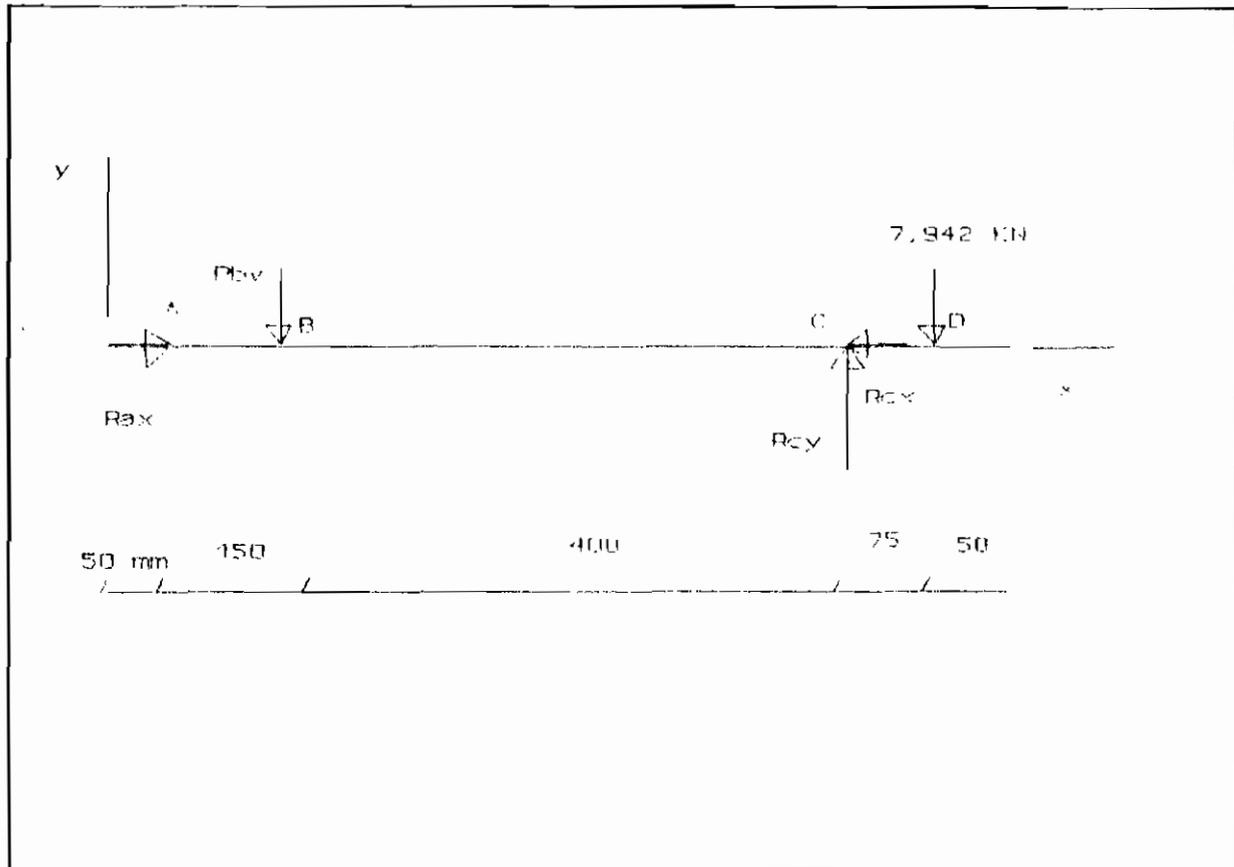


Figure 10
Réactions aux appuis de l'arbre

F : charge axiale

R_c : Réaction du roulement inférieur

R_b : Réaction du roulement supérieur

$$R_{cx} = F = 117,72 \text{ N}$$

$$\sum M_c = 0 \implies R_{by} \cdot 400 - 7.942 \cdot 75 = 0$$

$$R_{by} = 1.489 \text{ kN}$$

$$\sum F_y = 0 \implies -R_{by} + R_{cy} - 7.942 = 0$$

$$R_{cy} = 9.431 \text{ kN}$$

Couple de torsion sur l'arbre

$$T = 400 \text{ N.m entre la poulie et le disque}$$

supérieur.

* Diagramme des efforts tranchants et des moments de flexion.

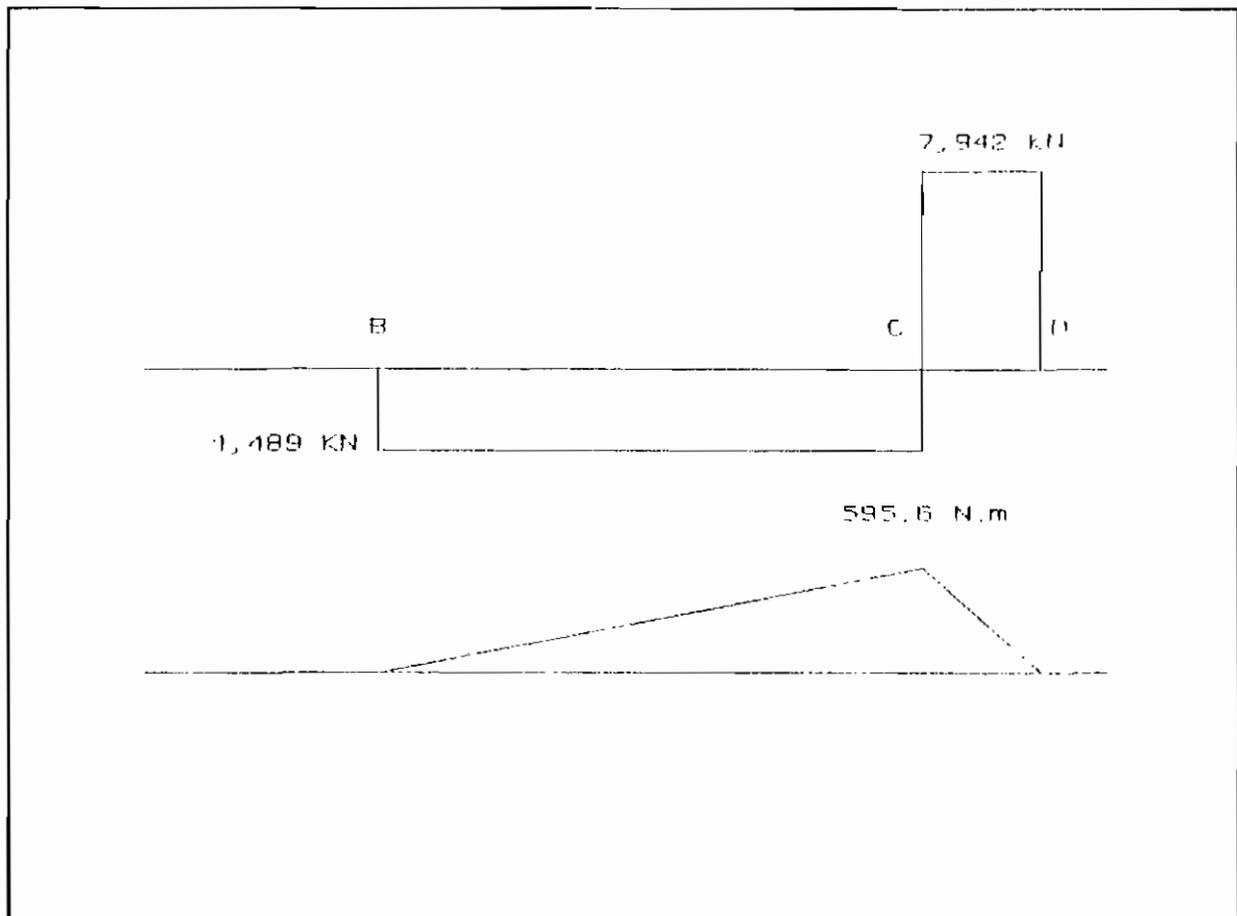


Figure 1.1
Efforts tranchants et moments de flexions dans l'arbre

Matériau : Acier de traitement thermique

XC 32 $\sigma_{ut} = 550 \text{ Mpa}$ $\sigma_y = 315 \text{ Mpa}$

* CODE ASME

Déterminons en première approximation les diamètres de chaque partie de l'arbre par la méthode du code ASME ; elle utilise la théorie de limitation statique basée sur le cisaillement maximal. L'arbre que nous concevons a des concentrations de contraintes.

La contrainte admissible est définie comme :

$$S_p = \min [0.75*(0.18*S_{ut} , 0.3*S_y)] \quad (1)$$

$$S_{ut} = 550 \text{ Mpa} \quad S_y = 315 \text{ Mpa}$$

$$S_p = \min [0.75*(0.18*550 ; 0.3 * 315)]$$

$$= \min (74.25 , 70.875)$$

$$S_p = 70.875 \text{ Mpa}$$

Notons que cette contrainte admissible inclue un certain facteur de sécurité.

Le calcul de la contrainte maximale de cisaillement se fait par la formule :

$$\tau = 16/n*d^3 * \sqrt [(C_m*M)^2 + (C_t*T)^2] \quad (2)$$

τ : contrainte maximale de cisaillement

d : diamètre de l'arbre

C_m, C_t : Facteurs de charge

M : moment fléchissant

T : couple de torsion maximal

La combinaison de l'équation (1) et (2) donne une équation donnant le diamètre soit :

$$d = [5.1/S_p * [(C_m*M)^2 + (C_t*T)^2]^{1/2}]^{1/3} \quad (3)$$

Pour un arbre de transmission avec chocs mineurs:

$$C_m = 2$$

$$C_t = 1.5$$

L'équation (3) donne pour $M = 595.6 \text{ N.m}$ et $T = 400 \text{ N.m}$

$$d = \left\{ 5.1/70.875E+6 \cdot \left[(2 \cdot 595.6)^2 + (1.5 \cdot 400)^2 \right] \right\}^{1/3}$$

$$= 45,78 \text{ mm}$$

$$d = 46 \text{ mm}$$

Cette valeur correspond au diamètre de la section critique.

* THEORIE DE VON MISES-HENCKY

Vérifions le facteur de sécurité, pour cela nous utilisons la méthode de VON MISES-HENCKY. Cette méthode est basée sur l'énergie maximale de distorsion et le diagramme de GOODAMM modifié.

Le facteur de sécurité d'un arbre de diamètre d est donné par la formule suivante :

$$FS = n \cdot d^3 / 32 \cdot \left[\sqrt{(F \cdot d/8)^2 + 3/4 \cdot (T_m)^2} / S_u \right. \\ \left. + \sqrt{M^2 + 3/4 \cdot T_a^2} / S_e \right]$$

avec

M = moment de flexion

T_a = amplitude de la partie alternée du couple appliqué

T_m : partie moyenne du couple appliqué

F : force axiale.

* CALCUL DE LA LIMITE D'ENDURANCE DE L'ARBRE

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S_e'$$

S_e' : limite d'endurance de l'éprouvette de l'essai de Moore

k_a : facteur de fini de surface

k_b : facteur de grosseur de l'arbre

k_c : facteur de fiabilité

k_d : facteur de température

k_e : facteur relatif à la concentration de contraintes

k_f : facteur des effets divers

Pour notre cas:

$$k_a = 0.78 \text{ (arbre usiné)}$$

$$k_b = 0.85 \quad 7.6 \text{ mm} < d < 50 \text{ mm}$$

$$k_c = 0.897 \text{ (fiabilité de 90 \%)}$$

$$k_d = 1 \text{ (température ambiante)}$$

$$k_e = 1/K_f \quad \text{où } K_f = q * (K_t - 1) + 1$$

$$q = 0.72 \quad (r = 1 \text{ mm})$$

$$K_t = 3$$

$$K_f = 0.72 * (3 - 1) + 1 = 2.44$$

$$k_e = 1/2.44 = 0.41$$

$$k_f = 1 \text{ (aucun autre effet)}$$

$$S_e' = 0.5 * S_u \quad (S_u \leq 1400 \text{ Mpa})$$

$$S_e' = 0.5 * 550 = 225 \text{ Mpa}$$

La limite d'endurance :

$$S_e = 0.78 * 0.85 * 0.897 * 1 * 0.41 * 1 * 225$$

$$S_e = 54.86 \text{ Mpa}$$

$$FS = \frac{\pi^4 (46E-3)^3}{32 \cdot \sqrt{[(117.2 \cdot 46E-3/8)^2 + 3/4 \cdot (400)^2]} / 550E+6} + 596^2 / 54.86E+6$$

$$FS = 26.6$$

Ce facteur de sécurité est largement supérieur à 3. Nous prenons un diamètre de 45 mm pour la plus petite section de l'arbre. Cette conception se justifie par le fait que d'une part la réalisation d'un tel arbre n'entraîne pas un gaspillage de matière et que d'autre part 45 est une dimension normalisée NF E 01-001

4.8 CHOIX DES ROULEMENTS DE FIXATION DE L'ARBRE SUR LA TABLE

Deux roulements sont nécessaires à la fixation de l'arbre sur le bâti:

- un roulement supérieur dont le rôle est de prendre les charges radiales et les charges axiales dues à une remontée éventuelle du mécanisme.

- un roulement inférieur monté au-dessus de la poulie qui supporte les charges axiales, et les charges radiales dues au poids du mécanisme.

*** TYPE DE ROULEMENTS**

Nous choisissons des roulements à deux rangées de billes, à contact oblique. Ces roulements sont conçus pour supporter des charges radiales assez importantes et des charges axiales alternées. Elles conviennent à des vitesses de rotation faibles.

*** DETERMINATION DES DIMENSIONS DES ROULEMENTS (réf: 4)***** Roulement inférieur**

- Fréquence de rotation $n = 15.3$ tr/min
- Charge radiale $Fr = 9.431$ kN = 943.1 daN
- Charge axiale $Fa = 117.7$ kN = 11.8 daN
- Durée de fonctionnement : pour une machine rarement utilisée $L_h = 500$ heures (réf: 6)

*** Détermination de la charge dynamique équivalente P**

$$P = X*Fr + Y*Fa$$

X : facteur radial

Y : facteur axial

$$Fa/Fr = 11.8/943.1$$

$$= 0.0125 < 0.86$$

$$\text{====> } X = 1 \text{ et } Y = 0.73$$

$$\text{d'où } P = 1*943.1 + 0.73*11.8$$

$$P = 951.71 \text{ daN}$$

*** Détermination de la charge dynamique de base C**

$$L_h = 16666/n * (C/P)^k \quad (1)$$

L_h : durée de vie nominale en heures

n : vitesse de rotation en tr/min

C : charge dynamique de base en daN

P : charge dynamique équivalente en daN

$k = 3$ pour les roulements à billes.

$$\begin{aligned}
 (1) \implies C &= P * [(Lh * n) / 16666]^{1/3} \\
 &= 951.71 * [500 * 15.3 / 16666]^{1/3} \\
 C &= 734.14 \text{ daN}
 \end{aligned}$$

* Dimensions du roulement

Nous choisissons un roulement de sorte que la charge dynamique de base C du roulement soit supérieure à 734.14 daN. Pour la série de dimensions 32, on trouve C = 4650 daN correspondant à un roulement d'alésage d = 50 mm.

Type BE

Largeur 30.2 mm

Congé nominal de l'arrondi r = 2 mm

* Désignation du roulement 50 BE 32 XE

X : n'importe quel type de cage acceptable

E : Simple joint (d'un seul côté) à frottement, fixation permanent.

* Roulement supérieur

Fr = 148.9 daN

Fa = 11.8 daN

Nous considérons que la charge due à une remontée du mécanisme équivaut à la charge axiale.

* Détermination de la charge dynamique équivalente P

$P = X * Fr + Y * Fa$

$Fa / Fr = 11.8 / 148.9 = 0.08 < 0.86$

$\implies X = 1 \text{ et } Y = 0.73$

$$\text{d'où} \quad P = 1 \cdot 148.9 + 0.73 \cdot 11.8$$

$$P = 157.51 \text{ daN}$$

* Détermination de la charge dynamique de base C

$$\begin{aligned} C &= P \cdot \left[\frac{L_h \cdot n}{16666} \right]^{1/3} \\ &= 157.51 \cdot \left[\frac{500 \cdot 15.3}{16666} \right]^{1/3} \\ C &= 121.5 \text{ daN} \end{aligned}$$

* Dimensions du roulement

Nous choisissons un roulement identique au roulement précédent.

Roulement 50 BE 32 XE

CONCEPTION DU MONTAGE DES ROULEMENTS

* Ajustements

L'ajustement de la bague tournante (bague intérieure) des roulements, par rapport à la direction de la charge est un ajustement serré. Ceci permet d'éviter que la bague tourne dans son logement.

L'ajustement de la bague fixe (bague extérieur) des roulements , par rapport à la direction de la charge est un ajustement glissant.

Tolérance pour l'arbre K5

Tolérance pour l'alésage H7

* Boîtier des roulements

Chaque roulement est monté dans un Boîtier fixé sur l'arbre au niveau des cornières.

4.9 ASSEMBLAGE DES BRAS ET DU DISQUE SUPERIEUR

Chaque bras est maintenu sur le disque supérieur par deux vis de fixation. L'utilisation des vis permet une dépose non destructive de l'assemblage bras-disque supérieur.

4.9.1 CHOIX DES VIS

(réf: 4)

* Extrémité NF E 25019

Nous choisissons des vis à extrémité chanfreiné car elles sont les plus usuelles.

* Mode d'entraînement

Les vis à tête hexagonale sont les plus utilisées, elles permettent une bonne transmission du couple de serrage.

Nous choisissons des vis à tête hexagonale de diamètre M10, de longueur 20 mm et de classe de qualité 10.9. Elles peuvent exercer un effort axial maximal de 50 kN.

* Matériau des vis

Acier traité (trempé et revenu) XC 38

$S_u = 800 \text{ MPa}$

$S_y = 620 \text{ Mpa}$

* Couple de serrage

Pour une vis de diamètre M10 de la classe de qualité 10.9, le couple de serrage vaut 6.72 daN.m. Il correspond aux 3/4 de la limite élastique pour un coefficient de frottement de 0.12.

* Désignation des vis.

Vis HM 10-20 , 10.9

Il faut deux vis par bras ce qui fait 16 vis pour les huit bras.

4.9.2 CHOIX DES RONDELLES D'APPUI

Pour éviter le desserrage dû aux vibrations et aux chocs provoquant une légère extension des vis , le blocage de celles-ci sera assuré par des rondelles Grower sans bec en acier XC 60 de la série 12 courante.

Epaisseur 3.5 mm

* Désignation des rondelles

Rondelle W 12

4.9.3 CHOIX DES ECROUS

Nous choisissons des écrous hexagonaux (c'est le type le plus utilisé) de diamètre M10 et de même classe de qualité que les vis; ils pourront ainsi résister jusqu'à la rupture éventuelle des vis.

* Désignation Ecrou H,M10,10.9

Le matériau est identique à celui utilisé pour les vis. Ces écrous ont une épaisseur de 8.4 mm .

4.9.4 RESISTANCE A LA RUPTURE DE L'ASSEMBLAGE

(réf : 2)

Les joints de fixation cesseront de fonctionner de façon adéquate soit par rupture des boulons soit par rupture des membrures assemblées. Nous examinons ici les divers modes de

rupture qui pourraient apparaître . Nous faisons l'étude pour les boulons les plus sollicités où l'effort tranchant est de 500 N.

RUPTURE DES BOULONS PAR FLEXION

Le moment de flexion dans le joint d'assemblage est donné par :

$$M = F \cdot t / 2 \quad (1)$$

F : l'effort tranchant

t : l'épaisseur des membrures assemblées

$$F = 500 \text{ N} \quad t = 13 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} M &= 500 \cdot 13 \cdot 10^{-3} / 2 \\ &= 3.25 \text{ N.m} \end{aligned}$$

La contrainte est donnée par la relation suivante :

$$\sigma = M \cdot c / L \quad (2)$$

$$\text{avec } L/c = \pi \cdot d_r^3 / 32 \quad (3)$$

d_r : diamètre de la racine des boulons.

$$d_r = d - 0.54127 \cdot p \cdot 2$$

d : diamètre nominal

p : pas de la vis

$$\text{Pour les vis choisies :} \quad d = 10 \text{ mm}$$

$$p = 1.5 \text{ mm}$$

$$\text{d'où } d_r = 10 - 0.54127 \cdot 1.5 \cdot 2$$

$$d_r = 8.38 \text{ mm}$$

$$(3) \quad L/c = \pi \cdot d_r^3 / 32$$

$$= \pi \cdot (8.38 \cdot 10^{-3})^3 / 32$$

$$L/c = 5.8 \text{ E-8}$$

$$(2) \quad \sigma = M*c/L$$

$$\sigma = 3.25/5.8 \text{ E-8} = 56 \text{ Mpa}$$

$\sigma < S_y/FS = 620/3 = 206.67 \text{ MPa} \implies$ il n'y a pas de rupture des boulons par flexion.

RUPTURE DES BOULONS PAR CISAILLEMENT PUR

La contrainte de cisaillement est donnée par l'équation :

$$\tau = F/A_r \quad (4)$$

F : l'effort tranchant

$$A_r = n*d_r^2/4$$

$$= n*(8.38\text{E-3})^2/4$$

$$A_r = 5.52 \text{ E-5 m}^2$$

$$(4) \quad \tau = 500/5.52 \text{ E-5}$$

$$\tau = 9.1 \text{ MPa}$$

$\tau < S_y / 2*FS = 620/2*3 = 103.33 \text{ Mpa} \implies$ il n'y aura pas de rupture des boulons par cisaillement pur.

RUPTURE DE LA MEMBRURE PAR TRACTION

La contrainte traction qui agit dans chaque cornière est déterminée par :

$$\sigma = F/A_n \quad (5)$$

A_n : aire nette de la zone de rupture

$$A_n = (L_b - d)*t$$

L_b : largeur brute

d : diamètre des trous

t : épaisseur des cornières.

Le diamètre du trou de passage pour une vis M10 est de 11 mm (H 13) pour la série moyenne (NFE 25 -017)

$$L_b = 35 \text{ mm} \quad t = 3 \text{ mm}$$

$$\text{d'où } A_n = (35 - 11) * 3$$

$$A_n = 72 \text{ mm}^2$$

$$(5) \quad \sigma = F/A_n$$

$$= 500/72$$

$$\sigma = 6.94 \text{ MPa}$$

$\sigma < \sigma_y/FS = 265/3 = 88.3 \text{ Mpa}$ d'où il n'y aura pas de rupture de la cornière par traction.

RUPTURE DE LA MEMBRURE OU DES BOULONS PAR COMPRESSION

Nous ne maîtrisons pas la répartition des forces, pour cela nous supposons une répartition uniforme.

La contrainte de compression est donnée par la relation

$$\sigma = F/t*d \quad (6)$$

t : épaisseur des cornières

d : diamètre des boulons

$$t = 3 \text{ mm} \quad d = 10 \text{ mm}$$

$$\text{d'où (6)} \quad \sigma = 500/3*10$$

$$\sigma = 16.67 \text{ MPa}$$

σ est inférieure à la limite d'élasticité des boulons et des cornières.

4.10 CONCEPTION DE LA TABLE

Nous dimensionnons la table pour une réalisation par assemblage soudé. Le choix d'une construction soudée est justifié par le fait que l'assemblage résiste mieux aux vibrations. La description de la conception est donnée par les schémas annexés.

La configuration en "C" des poutres longitudinales a été retenue, d'une part pour faciliter l'assemblage du bâti au niveau des bords et d'autre part pour accroître la résistance du matériau en flambage.

4.10.1 DIMENSIONNEMENT DES MEMBRURES LONGITUDINALES

Avant de faire les calculs de dimensionnement, nous allons faire une estimation du poids de l'ensemble des éléments du mécanisme. Nous montrerons seulement les résultats des calculs car il est inutile de montrer les détails des calculs pour chaque sous-ensemble.

Pour l'acier nous prenons un poids volumique de 7850 kg/m^3 .

Eléments	Volume (m ³)	Poids (N)
Disque supérieur	0.0018	123.3
8 bras	-	1082.4
16 boulons M10*10	-	7.41
4 boulons M 10*20	-	8.1
3 boulons M12*20	-	3.33
Arbre	-	127.1
Plateau	0.015	1155
Traverses (4.12kg/m)		180.26
Roulements		13.734
Boîtier des roulements		9.5
Poulie		10
Total		3800.134 N

La charge totale supportée par les trois membrures longitudinales s'écrit

$$\begin{aligned}
 P_t &= 3800 + \text{Poids des corps à trier} \\
 &= 3800 + 80 \\
 P_t &= 3880 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Nous majorons cette valeur à 4000 N . Chaque membrure supporte une charge de 1333.33 N. Cette charge sollicite la

membre en compression, c'est pour cette raison que nous allons prévenir le dommage des matériaux en évitant que la contrainte de compression dépasse la limite admissible des matériaux.

Il faut satisfaire la condition:

$$PL/A \leq \sigma_y/E\epsilon \quad (1)$$

A : section de la membrure.

Nous choisissons un profilé C: 80*45*6

$$A = 11 \text{ cm}^2 \quad \text{Masse} = 8,66 \text{ Kg/m}$$

$$\text{Acier E 24} \quad \sigma_y = 235 \text{ MPa}$$

$$PL/A = 1333,33/11 \text{ E-4}$$

$$= 1,21 \text{ MPa} \quad (i)$$

$$\sigma_y/E\epsilon = 235/3$$

$$= 78,33 \text{ MPa} \quad (ii)$$

$$(i) \text{ et } (ii) \implies (1)$$

Les membrures résistent donc en compression.

4.10.2 DIMENSIONNEMENT DES TRAVERSES

Pour les traverses nous utilisons des profilés de configuration "L". Nous retenons le profilé L 55*55*5.

Voit dessin en annexe pour les dimensions.

4.11 FIXATION DES BOITERS DE ROULEMENTS SUR LA TABLE

Les boîtiers de roulements sont montés sur la table au niveau des traverses par des joints boulonnés. Quatre boulons sont nécessaires pour la fixation de chaque boîtier.

DESIGNATION DES VIS

Vis H M10 -25 ,10.8

Matériau Acier XC 38

DESIGNATION DES ECROUS

Erou H M10,10

Matériau Acier XC 38

4.12 PROBLEME POSE PAR L'USURE DES BRAS ET DU PLATEAU

L'utilisation de la machine engendre inévitablement des usures . L'usure des bras et du plateau est dû aux chocs avec les corps à trier . Pour protéger les bras et le plateau et éviter des déformations éventuelles , une couche de caoutchouc est collée sur la surface des bras ainsi que sur le plateau.

4.12.1 DIMENSIONS DES COUCHES DE CAOUTCHOUC POUR LES BRAS

Les cornières utilisées ont une longueur 0.66 m .Il faut donc pour chaque cornière une couche de caoutchouc de longueur 660 mm et de largeur 35 mm.

Nous estimons qu'avec une épaisseur de 5 mm les chocs seront bien amortis.

4.12.2 DIMENSIONS DE LA COUCHE DE CAOUTCHOUC POUR LA TABLE

Nous estimons qu'avec la même épaisseur (5 mm) de caoutchouc, les chocs seront bien amortis.

CHAPITRE V

RECOMMANDATIONS ET

CONCLUSION

CHAPITRE V RECOMMANDATIONS ET CONCLUSION

5.1 RECOMMANDATIONS

L'étude que nous avons menée nous a permis de recenser d'autres points sur lesquels il serait intéressant d'effectuer des travaux . Malheureusement le temps qui est imparti à nos travaux ne nous permet pas de les aborder dans toutes leurs dimensions. Aussi voudrions nous laisser en recommandations quelques travaux afin que d'autres puissent les aborder et les concrétiser. Ces travaux portent sur :

- le raffinement du séparateur que nous avons conçu,
- la conception d'une trieuse pour les boulets des broyeurs à ciments spéciaux . Ces boulets ne sont pas de forme sphérique et sont jusqu'à présent triés manuellement,
- l'étude de la possibilité d'une mise en cascade du séparateur et de la trieuse MAGOTTEAUX , ceci permettra d'avoir en une seule séquence le tri correct des boulets ainsi que l'élimination des corps étrangers de forme non sphérique.

5.2 CONCLUSION

Les résultats de nos travaux contribueront, à résoudre les difficultés rencontrées au cours de l'utilisation de la trieuse MAGOTTEAUX . Cependant il serait erroné de considérer nos travaux comme une oeuvre entièrement finie ; comme toute oeuvre scientifique ,ils restent améliorables .

Notons ici que le premier objectif que nous avions fixé était la conception d'une nouvelle trieuse à boulets plus performante que la trieuse MAGOTTEAUX . Au cours de nos travaux nous nous sommes rendus compte de l'existence de certains problèmes liés l'utilisation de cette trieuse .Nous avons donc changé nos objectifs pour concevoir un séparateur permettant de résoudre l'un de ces problèmes c'est à dire la séparation des boulets sphériques des autres corps de formes non sphériques.

Nos travaux sont plus axés sur la conception des divers éléments de machines qui composent le mécanisme du séparateur .

REFERENCES

- 1- Groupe Schneider, "Catalogue Télémécanique", Avril 1991.
- 2- R.VINET, G.D.DROUIN, M. GOU, "Eléments de machines".
- 3- T. BAUMESTER, E.A.AVALLONE, T.BAUMESTER III , "Standard Handbook for mechanical Engineers" , 1978.
- 4- A.CHEVALIER, "Guide du dessinateur industriel", 1992, Hachette technique.
- 5- C. ELOY, "Conception en construction mécanique", 1981, Dunod.
- 6- SKF, "Les roulements : technologie mode de calculs et dimensions".
- 7- R.BOURGEOIS, D.COGNIEL , "Mémotech Electrotechnique", 1991 , Edition EL.
- 8- F.LECOEUR, "Travaux d'assemblage et de montage".
- 9- BAZERGUT, "Résistance des matériaux".

ANNEXES

ANNEXE A

RELEVES DES CHARGES BROYANTES DES BROYEURS

USURE TEMPS DT

BROYEUR CIMENT N°4 : BK4 COMPARTIMENTS 1 et 2

Intensité avant décharge 125 - 128 A

Intensité au redemarrage 122 - 125 A

Débit moyen 35 ton

C O M P A R T I M E N T	DIAMETRE	Charge	Poids moyen	Nombre	Charge	Charge	Stock actuel	à
	mm	Préconisée	d'un boulet	de boulets	usée	manquante	au parc	commander
		kg	grs		kg	kg	kg	kg
	90	18 000	3100	5 806	0	18 000	N: 25815 U: 0	0
	80	10 900	2060	5 291	11 960	0	N: 0 U: 0	0
	70	10 900	1525	7 247	7 963	2 937	N: 0 U: 5235	0
	60	15 000	875	17 143	5 338	8 662	N: 0 U: 14317	0
	50	0	528	0	9 052	0	N: 0 U: 18390	0
1	Poids total	54 800			35 313	29 599		0

taux d'usure moyen	14 gr/ton
Usure totale	19 487 Kgs
Tonnage broyé	1 396 419 tonnes

soit environ 13429 heures

C O M P A R T I M E N T								
	50	9 200	528	17 424	9000	200	N: 0 U: 14317	0
	40	24 500	271	90 406	4 722	19 778	N: 0 U: 18390	19778
	30	26 000	112	232 143	10 126	15 873	N: 0 U: 2035	15873
	25	27 000	82	435 484	14 335	12 667	N: 0 U: 0	12667
	20	23 000	50	712 750	13 935	3 065	N: 0 U: 0	3065
	Inférieur à 20	0	20	0	14 375	0	N: 0 U: 0	0
2	Poids total	109 700			36 058	35 535		0

taux d'usure moyen	14 gr/ton
Usure totale	43 150 Kgs
Tonnage broyé	3 016 000 tonnes

soit environ 41588 heures

34

Broyeur à ciment
CPA 325

BROYEUR CIMENT N°4 : BK4 COMPARTIMENT 1

Intensité avant décharge : 125 - 128 A

Intensité au redémarrage : 122 - 125 A

Débit moyen : 85 t/h

DIAMETRE mm	Charge Préconisée kg	Poids moyen d'un boulet grs	Nombre de boulets	Charge usée kg	Charge manquante kg	Stock actuel au parc kg	À commander kg
90	18 000	3100	5 806	0	18 000	N: 25815 U: 0	0
80	10 900	2060	5 291	11 960	0	N: 0 U: 0	0
70	10 900	1535	7 243	7 963	2 937	N: 0 U: 5256	0
60	15 000	875	17 143	6 338	8 662	N: 0 U: 14317	0
50	0	525	0	9 000	0	N: 0 U: 18390	0
Poids total	54 800			35 261	29 599		0

taux d'usure moyen	14 grs/t
Usure totale	0 Kgs
Tonnage broyé	1 396 428 tonnes

soit environ 16428 heures

USURE TEMPS DT

BROYEUR DEGROSSISSEUR

Date : le 13 / 1 / 92

Intensité avant décharge : 800 A

Intensité au démarrage : 880 A

Débit moyen : 101 t/h

DIAMETRE mm	Charge Préconisée kg	Poids moyen d'un boulet grs	Nombre de boulets	Charge usée kg	Charge manquante kg	Stock actuel au parc kg	A commander kg
100	15000	4400	3 409	0	15 000	N 0 U 4595	10405
90	10000	3100	3 226	10 568	0	N 15040 U 2430	0
80	5200	2060	2 524	6 645	0	N 0 U 4730	0
70	0	1505	0	3 799	0	N 0 U 9211	0
Poids total	30200			21 012	15 000		

taux usure moyen	15 grs/t
Usure totale	9 188 Kgs
Tonnage broyé	612 533 tonnes

soit environ 6125 heures

BROYEUR FINISSEUR

Intensité avant décharge : 85 A

Date : le 13 / 1 / 92

Intensité au démarrage : 126 - 128 A

Débit moyen : 101 t/h

DIAMETRE mm	Charge Préconisée kg	Poids moyen d'un boulet grs	Nombre de boulets	Charge usée kg	Charge manquante kg	Stock actue su parc kg	A commander kg
60	6000	878	6 834	0	6 000	N 0 U 14687	0
50	9000	528	17 045	3 608	5 392	N 0 U 18430	0
40	9000	271	33 210	4 619	4 381	N 0 U 5665	0
30	22000	112	196 429	3 720	18 280	N 0 U 2460	15820
25	23000	62	370 968	12 179	10 821	N 0 U 675	10146
20	23500	32	734 375	11 871	11 629	N 0 U 6140	5489
Inférieur à 2	0	20	0	14 688	0		
Poids total	92500			50 684	56 503		

taux usure moyen	50 grs/t
Usure totale	41 816 Kgs
Tonnage broyé	836 380 tonnes

soit environ 8363 heures

ANNEXE B

SCHEMAS ET PHOTOS DE LA TRIEUSE MAGOTTEAUX

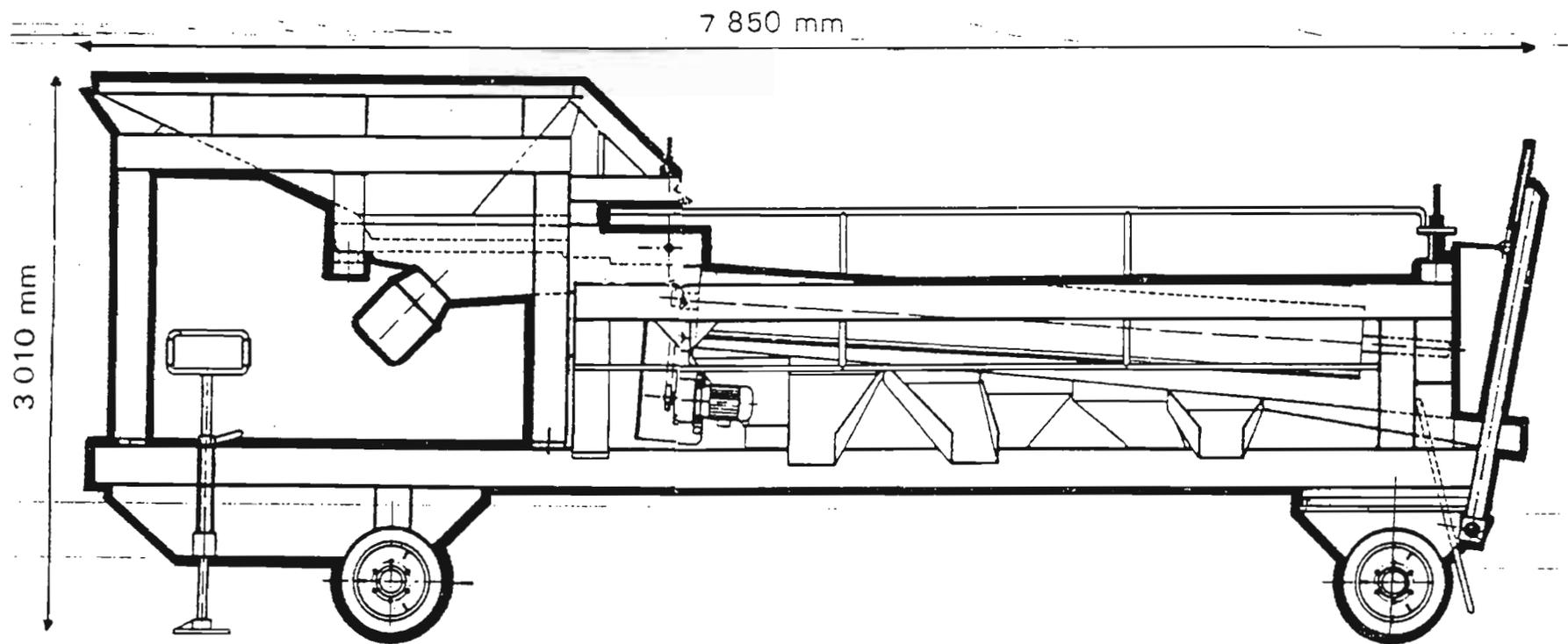


Schéma 1: Vue d'ensemble de la trièuse MAGOTTEAUX

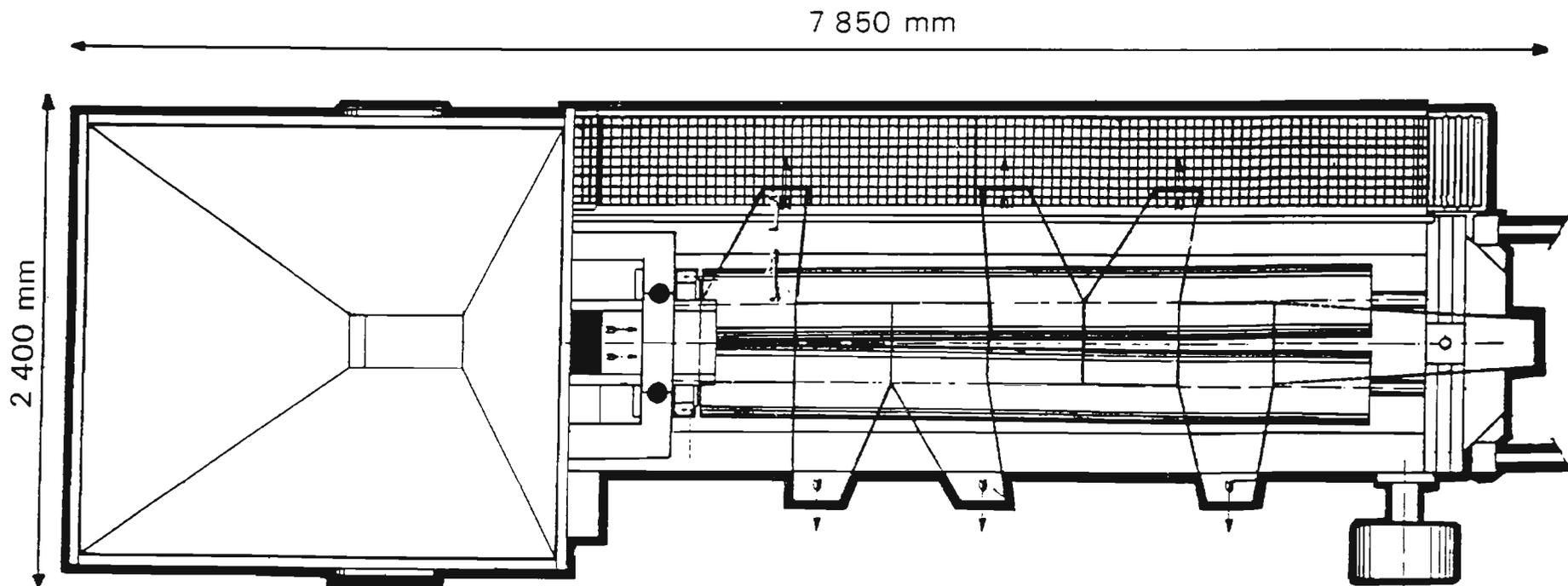


Schéma 2 : Vue de dessus de la briqueuse MAGOTTEAUX

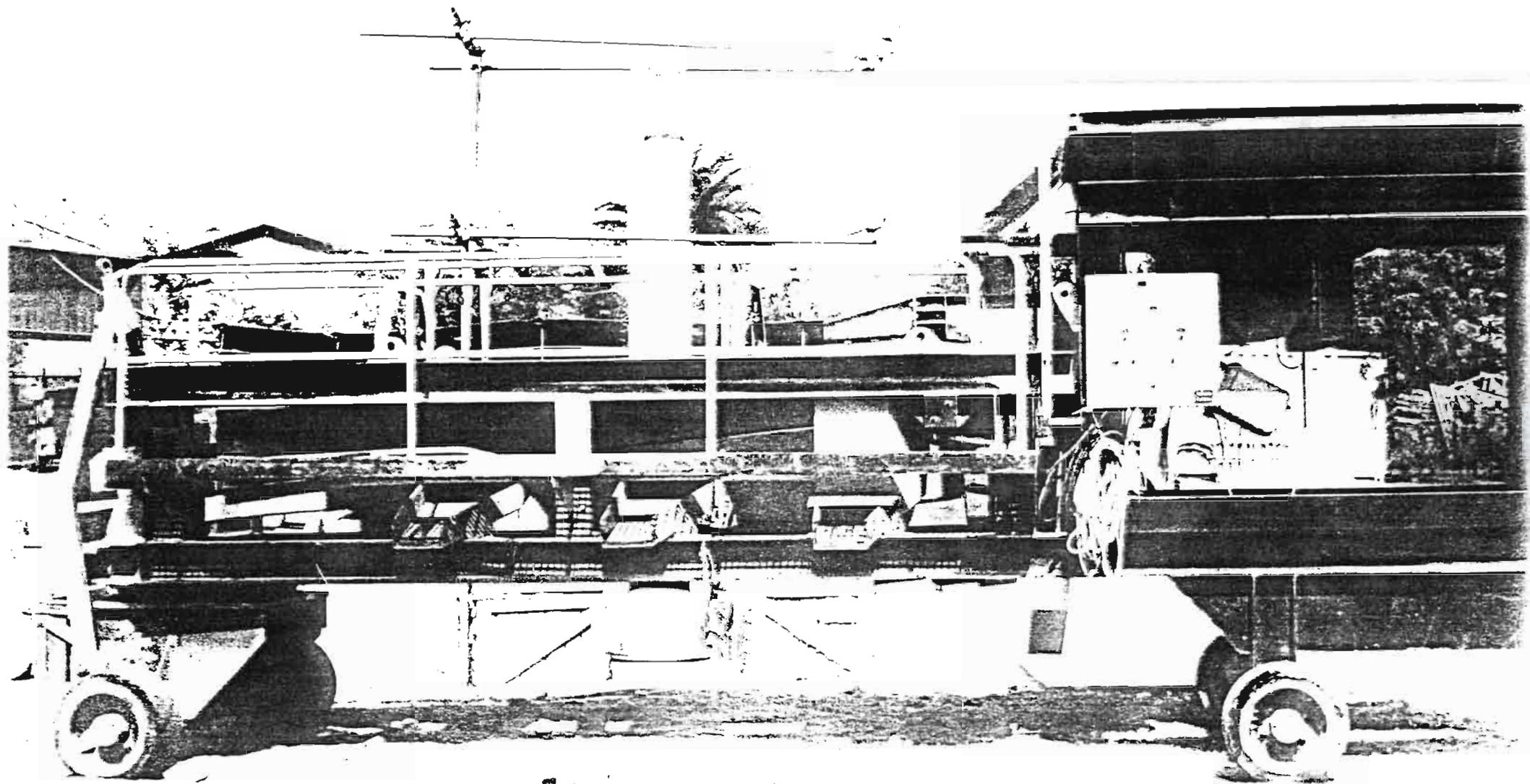


Photo 1: Vue d'ensemble de la creuse MA GOTTÉAUX

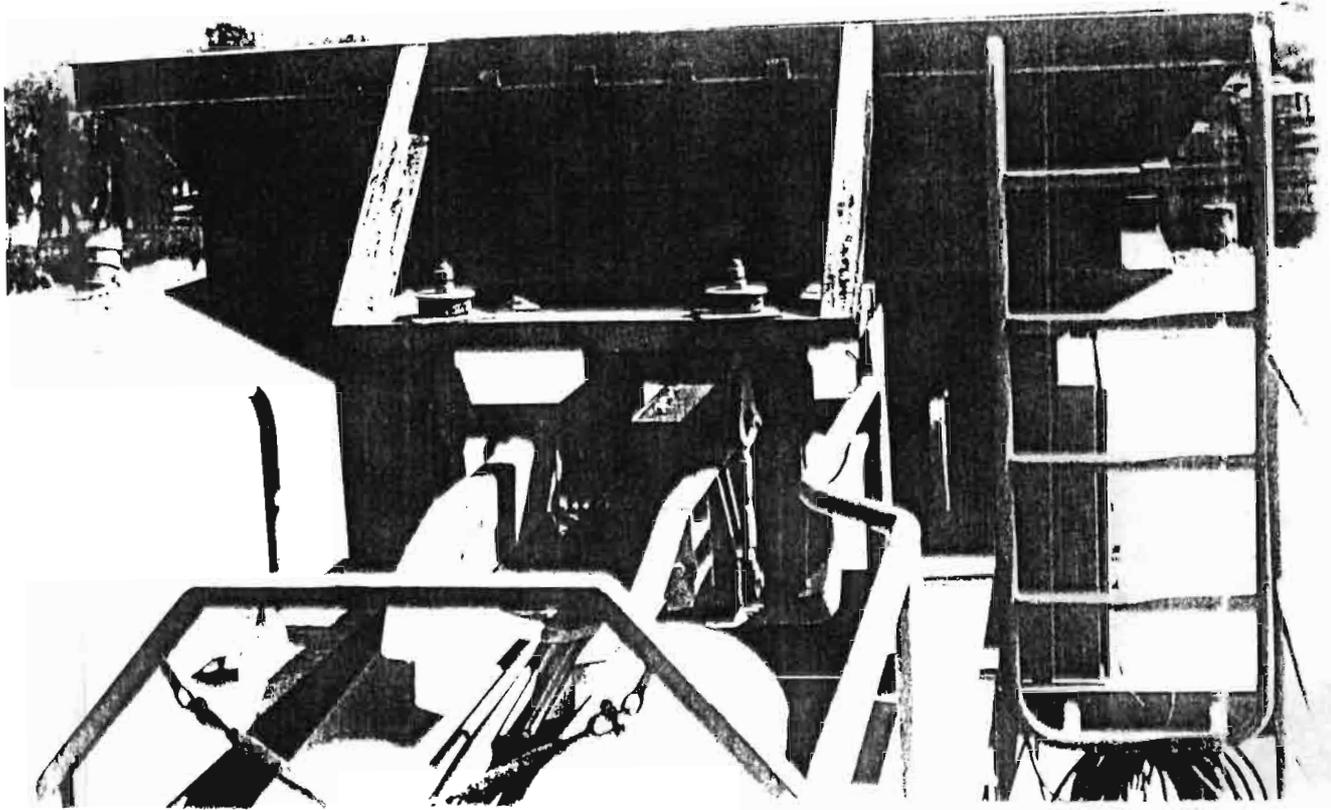
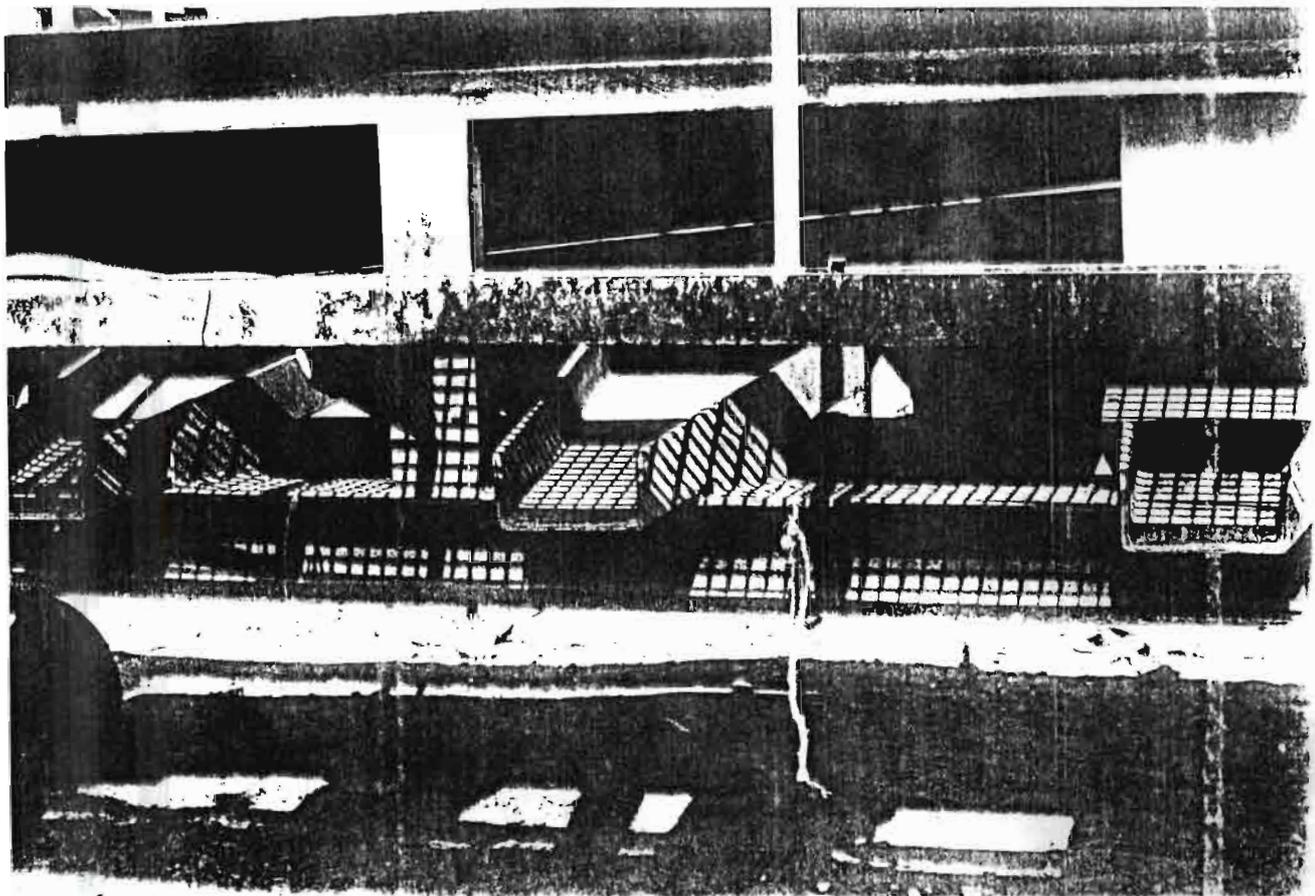


Photo 2 : Trémie et couloir vibrant.

Photo 3 : Goulottes de déchargement



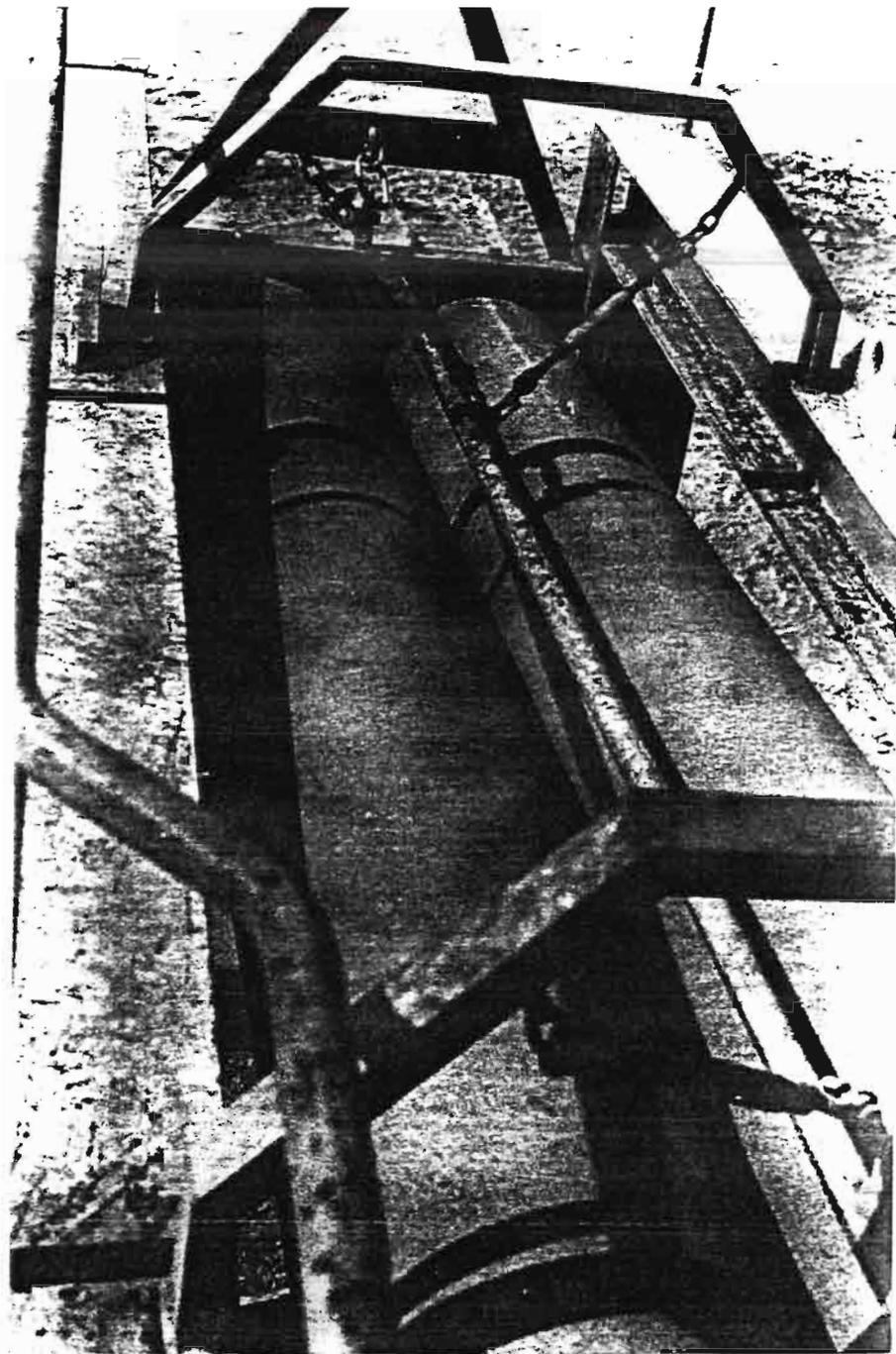


Photo 4 : Rouleaux cylindriques

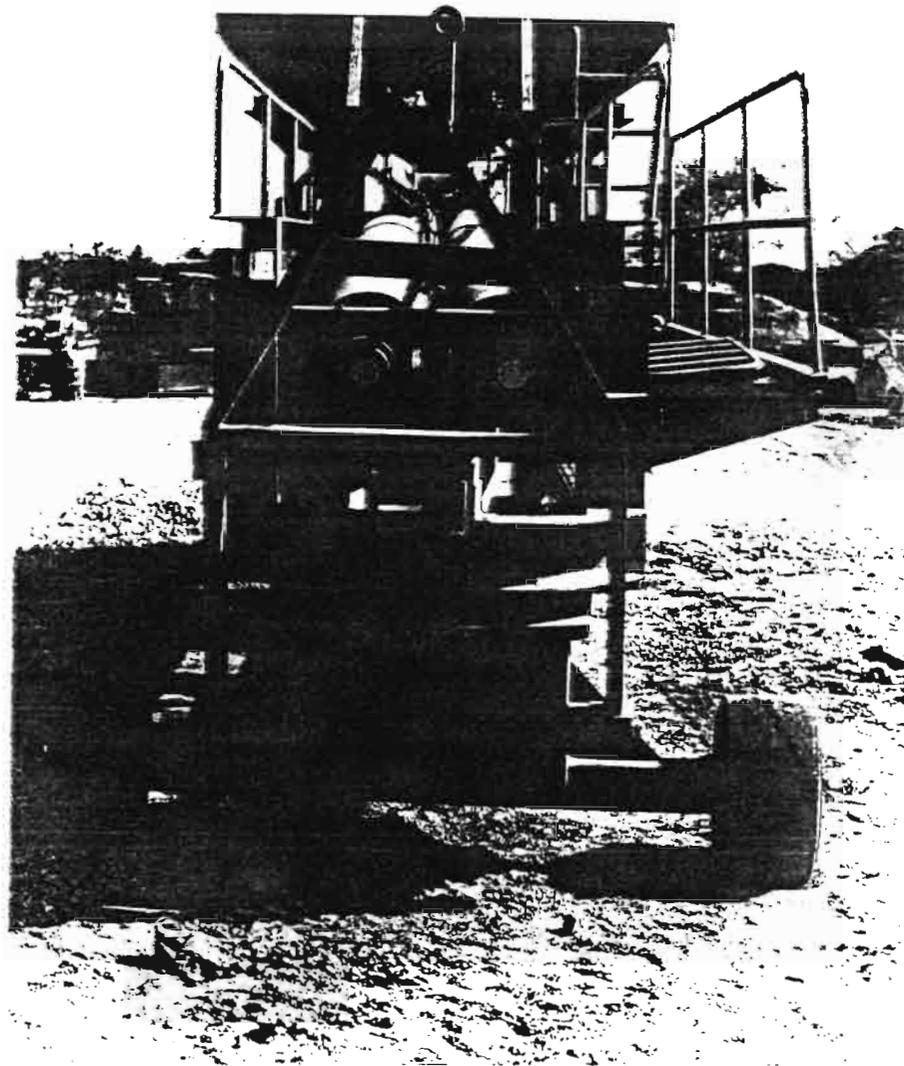


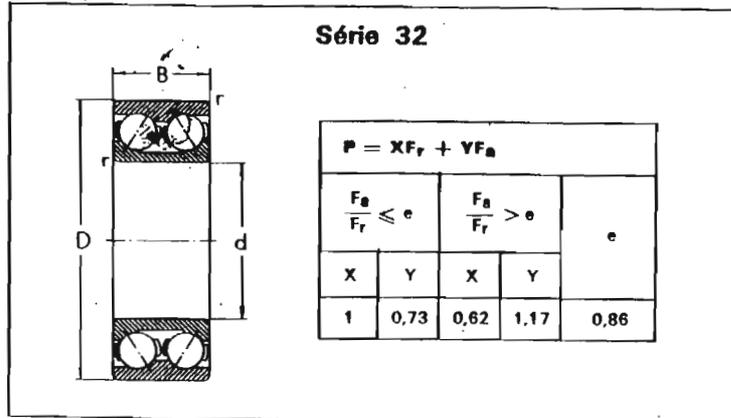
Photo 5 : Vue de face de trieuse

ANNEXE C

DIMENSIONS DES ROULEMENTS

roulements à deux rangées de billes à contact oblique

Série de dimensions 32



Roulement N°	Millimètres				Charge de base en daN		Vitesse limite tr/mn	
	d	D	B	r ≈	statique C ₀	dynamique C	Lubrification graisse	huile
3200	10	30	14	1	450	720	16000	22000
01	12	32	15,9	1	550	815	15000	20000
02	15	35	15,9	1	550	815	13000	18000
3203	17	40	17,5	1	800	1140	10000	15000
04	20	47	20,6	1,5	1080	1560	9000	13000
05	25	52	20,6	1,5	1340	1700	8000	11000
3206	30	62	23,8	1,5	2000	2450	7000	9500
07	35	72	27	2	2750	3350	6000	8000
08	40	80	30,2	2	3200	3800	5600	7500
3209	45	85	30,2	2	3650	4050	5000	6700
10	50	90	30,2	2	4250	4650	4800	6300
11	55	100	33,3	2,5	4800	5200	4300	5600
3212	60	110	36,5	2,5	6200	6400	3800	5000
13	65	120	38,1	2,5	6800	6800	3600	4800
14	70	125	39,7	2,5	6950	6800	3200	4300
3215	75	130	41,3	2,5	7800	7500	3200	4300
16	80	140	44,4	3	9500	9150	2800	3800
17	85	150	49,2	3	10400	9800	2600	3600
3218	90	160	52,4	3	12500	11600	2400	3400
20	100	180	60,3	3,5	15600	14300	2000	3000
3222	110	200	69,8	3,5	19300	17300	1900	2800

ANNEXE D

DESSINS TECHNIQUES