

RÉPUBLIQUE DU SÉNÉGAL



ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE THIÈS

Gm. 0654

PROJET DE FIN D'ÉTUDES

EN VUE DE L'OBTENTION DU DIPLÔME D'INGÉNIEUR DE CONCEPTION

TITRE

CONCEPTION D'UNE BATTEUSE  
A ARACHIDE

DATE : MAI 1988

AUTEUR : Papa CISSE  
DIRECTEUR : Papa M'BOUP  
CO-DIRECTEUR :

## REMERCIEMENTS

A Monsieur Papa M'BOUP, professeur à l'Ecole Polytechnique de Thiès, j'adresse de sincères remerciements pour avoir accepté de diriger ce projet de fin d'études. Sa précieuse assistance a été d'un apport positif. J'associe à ces remerciements M<sup>r</sup> Doudou KONDE, diplômé de l'Ecole Polytechnique, pour sa fructueuse collaboration.

## SOMMAIRE

Ce projet de fin d'études porte sur la conception d'une batteuse à arachide. Il vise à contribuer à la mécanisation des procédés de travail agricoles. L'étude sera menée selon le plan suivant:

- d'abord une recherche bibliographique sera faite afin de voir ce qui existe dans la littérature
- après on va définir le problème de façon à bien cerner les objectifs, les données et les restrictions qui lui sont inhérents
- ensuite des solutions seront proposées et discutées avant de faire un choix final
- enfin on procédera au dimensionnement des principaux éléments avant de formuler une conclusion et des recommandations.

## TABLES DE NOTATION

$F, R$	force (Newton)
$l, b, h$	longueur, largeur ou hauteur (mm, cm)
$P$	puissance (Watts)
$T, M_t$	couple ou moment de torsion (N*m)
$T_v$	effort tranchant (N)
$d, D$	diamètre (mm ou m)
$\dot{\alpha}$	vitesse angulaire (rad/s)
$v$	vitesse linéaire (m/s)
$\alpha, \bar{\alpha}$	angles (degré ou radian)
$I$	moment d'inertie (m <sup>4</sup> )
$m$	masse (kg)
$e, t$	épaisseur (mm)
$f$	coefficient de frottement
$k$	facteur de service
$k'$	facteur de correction de la puissance transmissible
$k_\alpha$	facteur d'enroulement
$K_R, FS$	facteur de sécurité
$K_L$	facteur de longévité
$K_T, K_d$	facteur de température
$K_\theta$	facteur de surcharge
$K_m$	facteur de distribution de charge
$K_v$	facteur de vitesse
$K_a$	facteur de fini de surface
$K_b$	facteur de grosseur de pièce

$K_c$	facteur de fiabilité
$K_e$	facteur relatif à la concentration de contrainte
$K_f$	facteur des effets divers
$K_t$	facteur théorique de concentration de contrainte
$q$	indice de sensibilité aux effets d'entaille
$S_{ue}$	limite de rupture (MPa)
$S_y$	limite élastique (MPa)
$S_e$	limite d'endurance de la pièce
$S'_e$	limite d'endurance de l'éprouvette de l'essai
	MOORE
$\tau$	contrainte de cisaillement (MPa)
$\sigma_f$	contrainte de flexion (MPa)
$C$	charge dynamique (daN)
$H_{10}$	durée de vie à une fiabilité de 90% (heures)
$H_R$	durée de vie à une fiabilité R (heures)
$R_e$	charge radiale équivalente (N)
$Q$	débit (kg/h)
$\delta$	entraxe entre deux poulies (mm)
$f_d$	facteur de correction diamètre de poulie
$E$	module d'élasticité (MPa)

## TABLE DES MATIERES

Remerciements .....	I
Sommaire .....	II
Table des notations .....	III
Introduction .....	1

### I/ DEFINITION DU PROBLEME

1/ Analyse des besoins .....	3
2/ Définition proprement dite du problème .....	4
a/ Objectifs .....	4
b/ Données .....	4
c/ Restrictions .....	4

### II/ GENERATION DE SOLUTIONS

1/ L'alimentation .....	5
a/ Solutions existantes .....	5
b/ Autre solution .....	5
2/ Le battage .....	6
a/ Batteur à battes .....	6
b/ Batteur à pointes .....	7
3/ La séparation .....	7

### III/DISCUSSION DES SOLUTIONS

#### CHOIX DE LA SOLUTION FINALE

1/ L'alimentation .....	11
2/ Le battage .....	12
3/ La séparation .....	12
Solution finale .....	12

#### IV/ DETERMINATION DES PUISSANCES MISES EN JEU

1/ Puissance consommée par le batteur .....	14
2/ Puissance consommée par les tambours d'alimentation .....	20
3/ Puissance absorbée par le dispositif de secouage .....	20
4/ puissance absorbée par le ventilateur .....	21

#### V/ CALCULS DE DIMENSIONNEMENT

1/ Calcul des courroies .....	23
2/ Calcul des engrenages .....	28
3/ Calcul des arbres .....	30
_ Arbre du batteur .....	31
_ Arbre d'un tambour d'alimentation .....	37
_ Arbre de secouage .....	37
_ Arbre du ventilateur .....	40
4/ Calcul des roulements .....	46

#### VI/ BATTEUSE MANUELLE .....

1/ Batteuse à manivelle .....	46
2/ Batteuse à pédale .....	49
a/ conception du M4M .....	49
b/ évaluation de la force à appliquer sur la pédale ..	52

#### VII CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS .....

Bibliographie .....	58
Annexe: DESSINS .....	59
Liste des figures .....	60

Figure1 :Batteuse du CEEMAT

Figure2 :Batteuse FAD

Figure3 :Batteuse FAD (vues globales)

#### IV/ DETERMINATION DES PUISSANCES MISES EN JEU

1/ Puissance consommée par le batteur .....	14
2/ Puissance consommée par les tambours d'alimentation .....	20
3/ Puissance absorbée par le dispositif de secouage .....	20
4/ puissance absorbée par le ventilateur .....	21

#### V/ CALCULS DE DIMENSIONNEMENT

1/ Calcul des courroies .....	23
2/ Calcul des engrenages .....	28
3/ Calcul des arbres .....	30
_ Arbre du batteur .....	31
_ Arbre d'un tambour d'alimentation .....	37
_ Arbre de secouage .....	37
_ Arbre du ventilateur .....	40
4/ Calcul des roulements .....	46

#### VI/ BATTEUSE MANUELLE .....

1/ Batteuse à manivelle .....	46
2/ Batteuse à pédale .....	49
a/ conception du M4M .....	49
b/ évaluation de la force à appliquer sur la pédale ..	52

#### VII CONCLUSION ET RECOMMANDATIONS .....

Bibliographie .....	58
Annexes: DESSINS .....	59
Liste des figures .....	60
Figure1 :Batteuse du CEEMAT	
Figure2 :Batteuse FAO	
Figure3 :Batteuse FAO (vues globales)	

Figure4 :Batteur à battes et à pointes

Liste des plans ..... 67

Plan 1 :Principe de fonctionnement de la batteuse conçue

Plan 2 :Batteuse conçue

Plan 3 :Organes de battage

Plan 4 :Dispositif de secouage

Plan 5 :Batteuse à pédale et séparation manuelle

## INTRODUCTION

Ce projet se rapporte au développement rural précisément à l'agriculture, un des piliers fondamentaux de tout développement. Ce secteur constitue le domaine d'activité de plus de 70% de la population du Sénégal. Or la principale culture commerciale de ce pays, l'arachide, connaît des méthodes de travail encore rudimentaires, surtout au niveau du battage qui se fait manuellement. Un souci de modernisation nous a ainsi inspiré l'idée de réfléchir sur une batteuse pratique et économique. Il s'agit de concevoir un ensemble de mécanismes qui permettent de battre la paille d'arachide et d'en faire la séparation avec les gousses. Nous nous baserons sur les méthodes qui existent pour apporter des modifications et améliorations afin de mieux les adapter à nos réalités.

Au Sénégal, la culture de l'arachide est pratiquée dans toutes les régions, ce qui lui vaut d'être la principale culture commerciale. Son introduction dans le pays remonte depuis l'époque coloniale. Les traditions culturelles sont restées pratiquement inchangées. Si aujourd'hui on a abandonné la houe au profit de la charrue, de la traction animale, les procédés de battage traditionnel sont maintenus intacts. Après la récolte, l'arachide déterrée est ramassée généralement par les femmes et les enfants. Ils disposent les tiges encore humides et munies de leurs fruits en petit tas sur toute l'étendue des champs. Après que la paille a séché, les hommes regroupent ces tas en grands amas. Enfin arrive

la période du battage purement manuel de ces amas. Selon les régions, les outils utilisés sont le rateau ou une paire de bâtons dont l'un des bouts est courbé. La paille est ainsi écrasée à même le sol par effet de choc sous les coups de gourdins: c'est le battage. Par la suite commence la phase de séparation par vannage, des gousses et de la paille brisée. Cette tâche est essentiellement réservée aux femmes. Le vannage est strictement lié aux caprices du vent et il peut être interrompu des jours, faute de ce dernier. Cette période de battage est très éprouvante, prend beaucoup de temps et occasionne pas mal de pertes.

Les batteuses rencontrées sur le marché sont généralement d'origine étrangère, construites sans tenir compte de nos réalités. Ce sont surtout des firmes américaines et françaises qui fournissent le matériel. Le problème le plus fréquemment rencontré est celui des pièces de rechange. Etant donné le prix élevé de ces engins, seuls les centres de recherche agronomiques ou les grands marabouts en possèdent. On trouve ainsi la batteuse Lilliston, de fabrication américaine, la batteuse FAO, celle du CEEMAT (centre d'étude et d'expérimentation du machinisme agricole en milieu tropical), de conception française.

## Chapitre 1

### DEFINITION DU PROBLEME

## DEFINITION DU PROBLEME

### 1/ Analyse des besoins

Nous constatons qu'actuellement les paysans ont de plus en plus tendance à éviter les travaux très éprouvants, à juste titre d'ailleurs. Ainsi, ils préfèrent engager une main d'oeuvre relativement chère pour faire certains travaux champêtres. Ce phénomène se rencontre particulièrement au niveau du battage de l'arachide. En effet, tout le monde a constaté l'affluence dans les campagnes, des "peulhs firdo" originaires de la Guinée Bissau, pendant les récoltes. Pourtant, il existe des batteuses mécaniques au Sénégal, mais elles sont très peu utilisées, pour ne pas dire jamais par les paysans. Cet état de fait est imputable à certains facteurs :

- la vulgarisation est insuffisante
- surtout, le matériel coûte extrêmement chère : la batteuse et les moyens d'entraînement sont hors de portée des paysans.

J'ai d'ailleurs fait une petite enquête dans un village du nom de Kassas, situé dans le département de Kaffrine, en plein milieu du bassin arachidier. C'est un petit village d'environ 100 habitants et dont les cultures d'arachide s'étendent sur 70 hectares. Les dépenses totales encourues pour le battage (avec les peulhs firdo) s'estiment à 327000 F.CFA. Soit en moyenne une dépense de 5000 F/ha.

## 2/ Définition proprement dite du problème

### a/ Objectifs

Nous visons à assurer:

un battage efficace sans endommagement des gousses.

-une séparation correcte de la paille et des gousses.

-une autonomie de fonctionnement: la batteuse dispose de son propre moteur.

\_une bonne sécurité des utilisateurs.

\_une traction aisée, c'est à dire un déplacement facile de l'engin.

-une facilité d'usage.

### b/ Données

-C'est de la paille sèche qu'il s'agit de battre.

-En fonctionnement la batteuse est statique (elle reste sur place) puisque la paille à battre est amassée en gros tas.

-Débit minimal de 2 quintaux par heure de paille.

-Dimension maximale des gousses: 3 cm

### c/ Restrictions

-Les coûts de fabrication doivent être les plus bas possible.

-L'essentiel de la machine doit pouvoir être fabriqué au Sénégal.

-La hauteur de la batteuse ne doit pas dépasser 2m.

-Le fonctionnement sera assuré par 2 manoeuvres au maximum.

-L'encombrement doit être réduit au minimum possible.

-La durée de vie doit être au minimum de 6 ans.

## Chapitre 2

### GENERATION DE SOLUTIONS

## GENERATION DE SOLUTIONS

La démarche suivante sera empruntée: on étudiera successivement l'alimentation, le battage et la séparation.

### 1/ L'alimentation en paille sèche de de la batteuse

#### a/ Solutions existantes

-Au niveau de la batteuse du CEEMAT (Centre d'Etude et d'Expérimentation du Machinisme Agricole en milieu Tropical), l'alimentation est réalisée à l'aide d'une table (un tapis roulant) entraînée par un arbre moteur, et sur laquelle la paille est déposée manuellement. Un engrenage permet d'introduire la paille dans les organes de battage. (voir croquis 4).

-Pour la batteuse FAO, la table est fixe et, la paille poussée manuellement, glisse dessus jusqu'aux organes de battage. (voir croquis 5)

-Avec la batteuse Lilliston, l'alimentation est assurée par un pick up: il s'agit d'un tambour hérissé de pointes qui, dans sa rotation, ramasse la paille à partir du sol et l'entraîne jusqu'aux organes de battage. (voir croquis 6)

#### b/ Autre solution

L'alimentation est réalisée à l'aide d'une trémie. Cette dernière débouche par son dessous sur deux tambours de section polygonale. Ces tambours, munis de petites pointes, tournent en sens inverse et entraînent entre eux la paille. Cette méthode permet un prébattage de la paille par laminage et son engrènement dans les organes de battage.

## 2/ Le battage

Le battage est toujours obtenu par deux actions simultanées de choc et de frottement, produites respectivement par la vitesse de rotation et le laminage des tiges sous une épaisseur volontairement rétrécie. Ainsi, deux variantes de solution sont adoptées quant au batteur, c'est à dire l'organe principal du battage.

### a/ Le batteur à battes

(voir croquis 1)

Encore appelé batteur écossais ce système est très utilisé pour le riz. Le batteur proprement dit est constitué d'un certain nombre de flasques circulaires montées sur un arbre horizontal et sur lesquelles sont fixées 6 à 8 battes en acier présentant une forme extérieure arrondie et creusée de stries obliques. Ces stries sont destinées à renforcer l'action de frottement en provoquant un glissement latéral des tiges. Aussi est-on obligé d'alterner leur sens sur deux battes consécutives pour ne pas transporter toute la récolte à une même extrémité du batteur. Les caractéristiques essentielles du batteur intéressent: son diamètre variable de 400 à 600 mm, sa longueur comprise entre 0,80 m et 1,60 m et sa vitesse généralement réglable entre les extrêmes de 400 à 1600 tours/minute.

Le contre-batteur est le complément indispensable du batteur; c'est une grille disposée en gros parallèlement au batteur avec, toute fois, un écartement toujours légèrement plus grand à l'avant qu'à l'arrière pour faciliter l'engagement de la récolte

et pour assurer une action de frottement progressive. Les barres disposées parallèlement aux battes prennent le nom de contre-battes. Leur nombre peut varier de 10 à 14.

#### b/ Batteur à pointes

(voir croquis 1)

Encore appelé batteur américain, il se présente dans son ensemble comme un batteur à battes dont chacune d'elles est munie de doigts en acier disposés en quinconce avec les doigts équivalents du contre-batteur. Ce dispositif offre une surface totale de frottement beaucoup plus grande, ce qui améliore nettement le battage. Cependant, il nécessite une plus grande puissance d'entraînement.

### 3/ La séparation

À la sortie des organes de battage suit une opération de séparation des gousses et de la paille. Cette opération s'effectue par secouage, criblage et ventilation.

#### Secouage-Criblage

Le premier traitement du mélange de gousses et de paille brisée issues des organes de battage a lieu au niveau des secoueurs. Ces derniers sont ajourés (passage des gousses), disposés en pente montant légèrement du contre-batteur à l'arrière de la machine et animés d'oscillations d'avant en arrière et de bas en haut à une cadence de 200 à 250 mouvements par minute. Les dimensions des trous de passage sont telles que les gousses et les fanes peuvent passer tandis que les tiges solides non cassées sont retenues et cheminent vers la sortie. Quant au criblage, deux dispositions sont

préconisées:

-Cribles sous forme de tables vibrantes

(voir plan 14)

Ils sont disposés en deux étages:le premier reçoit les produits venant directement des secoueurs.Ces produits sont soumis à un jet d'air avant d'atteindre le crible et les fanes sont entraînées vers la sortie.Ainsi des gousses mélangées à quelques batonnets arrivent au niveau de ce premier crible dont les dimensions des mailles sont réduites de manière à retenir les gros batonnets.Les petits batonnets seront enlevés au niveau du second crible qui est constitué d'une rangée de petits barreaux légèrement espacés.

-Cribles concentriques

Les produits issus du secouage s'engagent dans deux étages de cribles concentriques après avoir été soumis à un courant d'air venant du ventilateur.Le crible intérieur,première étape,comporte des trous assez grands qui retiennent les gros batonnets et laissent passer les gousses avec les petits batonnets.Les retenus cheminent vers la sortie en suivant la pente.Les petits batonnets sont éliminés au niveau du second crible qui est de section polygonale et constitué de barreaux légèrement espacés.

### Chapitre 3

### DISCUSSION ET CHOIX DE LA SOLUTION FINALE

## DISCUSSION DES SOLUTIONS

### CHOIX DE LA SOLUTION FINALE

#### 1/ L'alimentation

-L'alimentation par une table fixe est d'une grande simplicité. Il suffit de faire glisser manuellement la paille brute dessus. Cependant, les risques de bourrage sont grands, ce qui limite les débits possibles. Il nécessite un engreneur surtout s'il s'agit d'un tapis roulant. Le battage n'est pas régulièrement réparti sur toute la longueur du batteur.

-L'alimentation par un pick up consiste en un ramassage mécanique de la paille à partir du sol même par un cylindre muni de pointes et son acheminement jusqu'aux organes de battage. Cette méthode est très reposante car il suffit simplement d'approcher la paille à la machine au niveau même du sol. Mais elle nécessite souvent plusieurs étages de battage (on trouve jusqu'à 4 batteurs successifs pour la marque Lilliston) car la paille arrive toute brute aux organes de battage.

-L'alimentation à l'aide de tambours à section polygonale amoindrit les risques de bourrage car elle permet un prébattage de la paille par laminage. Ce dispositif joue en même temps le rôle d'engreneur étant donné qu'il force la paille dans les organes de battage. Sa fabrication est facile et des débits importants peuvent être atteints. Cependant, ce système requiert des roulements, des engrenages et un apport de puissance extérieure.

## 2/Le battage

Le batteur à battes convient surtout pour de la paille fragile comme le riz et où il n'est pas nécessaire de beaucoup casser la paille. Or pour l'arachide, la paille doit être bien battue pour faciliter la séparation et pour être apte à la consommation par le bétail. Le batteur à pointes par contre, est bien adapté à la paille solide comme celle de l'arachide car il offre plus de surface de frottement et casse mieux la paille. Ses risques de bourrage sont moindres mais il consomme plus de puissance.

## 3/ La séparation

L'utilisation de cribles concentriques nécessite plus d'espace, plus d'encombrement d'autant plus que pour amoindrir les risques de bourrage à ce niveau les diamètres des cribles doivent être assez grands. Toutefois, cette méthode permet un meilleur secouage. Le système de séparation par tables vibrantes offre moins d'encombrement, donc une faible consommation de matériaux. Sa fabrication est assez facile et les risques de bourrage sont minimes.

## SOLUTION FINALE

Au regard de tout cela et tenant compte des objectifs et restrictions définis au début, la solution finale retenue est la suivante:

### .L'alimentation

Elle s'effectuera à l'aide d'une trémie débouchant sur deux tambours à section polygonale, eu égard aux avantages offerts:

- fabrication facile
- prébattage par laminage

- uniformité du battage le long du batteur
- engrènement de la paille aux organes de battage
- diminution des risques de bourrage

.Le battage

Il sera réalisé par un batteur à pointes pour les raisons suivantes:

- La paille est mieux brisée
- Les risques de bourrage sont moindres

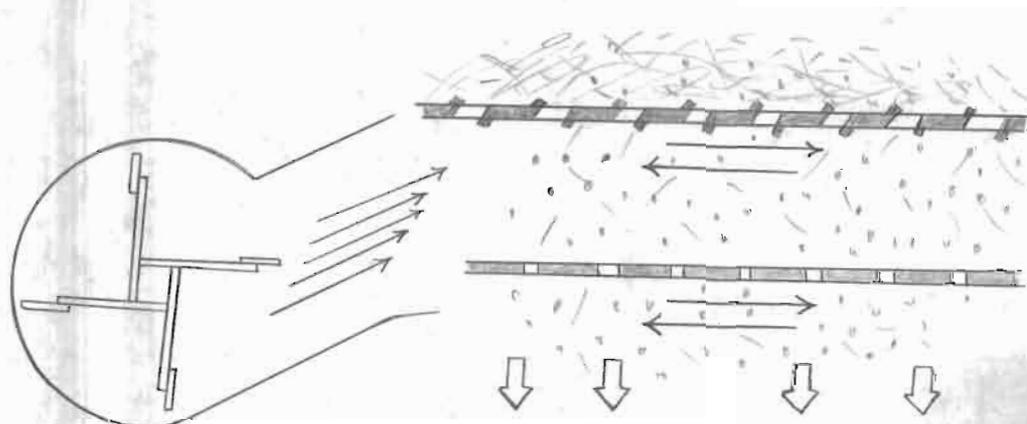
.La séparation

Le système qui sera utilisé est celui d'un secoueur avec des cribles sous forme de tables vibrantes à raison de:

- la fabrication simple
- la consommation moindre de matériau
- l'encombrement réduit
- les faibles risque de bourrage

.La ventilation

Un ventilateur fournit le courant d'air nécessaire au triage densimétrique. Il est constitué de deux croisillons montés sur un arbre horizontal et supportant 4 palettes radiales. L'aspiration de l'air s'effectue par les deux bases du cylindre et le refoulement est tangentiel. (voir figure )



## Chapitre 4

### DETERMINATION DES PUISSANCES MISES EN JEU

DETERMINATION DES PUISSANCES  
MISES EN JEU

1/ Puissance consommée par le batteur

Pour calculer avec précision cette puissance il importe de connaître la résistance de l'arachide au moment de son arrivée aux organes de battage. Il faudra tenir compte du fait que la paille subit un laminage dans la trémie d'alimentation où elle est un peu brisée avant d'atteindre le batteur. Ainsi la méthode la plus exacte pour déterminer la puissance requise à ce niveau serait sans doute celle expérimentale. Mais étant donnés les moyens limités dont nous disposons, il ne nous est pas possible d'effectuer des essais. Nous allons donc nous baser sur ce qui existe et ensuite procéder par la théorie de similitude.

Intuitivement, nous voyons que la puissance  $P$  est une fonction du diamètre  $D$  du batteur, de la vitesse de rotation  $N$ , de la longueur du batteur  $l$  et du débit de paille brute  $Q$ .

$$P = f(D, N, l, Q)$$

Définissons les unités de ces paramètres en prenant  $M$  comme unité de masse,  $L$  comme unité de longueur et  $T$  comme unité de temps.

$$P \text{ (N*m/s = kg*m}^2\text{/s}^{-3}\text{)} \text{ ----- } M*L^2*T^{-3}$$

$$N \text{ (t/s)} \text{ ----- } T^{-1}$$

$$D \text{ (m)} \text{ ----- } L$$

$$l \text{ (m)} \text{ ----- } L$$

$$Q \text{ (kg/s)} \text{ ----- } M*T^{-1}$$

Appliquons maintenant le théorème de Vaschy Buckingham ou théorème des  $\pi$ :

Nous avons 5 grandeurs physiques ( $P, D, l, N, Q$ ) et 3 unités ( $M, L, T$ ).

Donc on doit avoir 2 produits adimensionnels  $\pi_1$  et  $\pi_2$ .

$$\pi_1 = P^a * N^b * D^c * Q^d * L^e$$

En exprimant cette équation en fonction des unités,

$$(M * L^2 * T^{-3})^a * (T^{-1})^b * L^c * (M * T^{-1})^d * L^e = M^0 * L^0 * T^0$$

$$M^{(a+d)} * L^{(2*a+c+e)} * T^{(-3*a-b-d)} = M^0 * T^0 * L^0$$

d'où

$$a+d=0$$

$$2*a+c+e=0$$

$$3*a+b+d=0$$

Nous avons un système de 3 équations à 5 inconnues. On donne des valeurs arbitraires à 2 inconnues et on cherche les 3 autres.

si  $\begin{cases} a=1 \\ e=0 \end{cases}$  on obtient  $\begin{cases} 1+d=0 \\ 2+c=0 \\ 3+b+d=0 \end{cases}$  d'où  $\begin{cases} a=1 \\ b=-2 \\ c=-2 \\ d=-1 \\ e=0 \end{cases}$

et  $\pi_1 = P * N^{-2} * D^{-2} * Q^{-1} = \frac{P}{Q * (N * D)^2}$

si  $\begin{cases} b=0 \\ c=1 \end{cases}$  on obtient  $\begin{cases} a+d=0 \\ 2*a+e+1=0 \\ 3*a+d=0 \end{cases}$  d'où  $\begin{cases} a=0 \\ b=0 \\ c=1 \\ d=0 \\ e=-1 \end{cases}$

$$\pi_2 = D * 1^{-1} = \frac{D}{1}$$

$\pi_1$  et  $\pi_2$  sont reliés par une équation qu'on peut déterminer expérimentalement.

Nous savons que chaque  $\pi_i$  est une constante adimensionnelle. Ainsi

on a:

$$\pi_1 = \frac{P}{Q \cdot (N \cdot D)^2} = \text{constante} \quad \text{quelle que soit la batteuse}$$

La batteuse FAD qui existe sur le marché offre les caractéristiques suivantes:

\_ Puissance totale=11 ch

Estimons à 70% la proportion de cette puissance consommée par le batteur. Soit  $P=0.70 \cdot 11=7.7 \text{ ch} = 5667 \text{ W}$

\_  $N=1300 \text{ t/min}=21.67 \text{ t/s}$

-  $Q=800 \text{ kg/h}=0.222 \text{ kg/s}$

\_  $D=0.40 \text{ m}$

\_  $l=0.80 \text{ m}$

$$\pi_2 = \frac{D}{l} = \frac{0.40}{0.80} = 0.5$$

$$\pi_1 = \frac{P}{Q \cdot (N \cdot D)^2} = \frac{5667}{0.222 \cdot (21.67 \cdot 0.40)^2} = 340$$

Nous venons ainsi d'établir une relation directe de la puissance consommée par le batteur en fonction des seuls paramètres Q, N et D. A partir de cette relation on peut évaluer la puissance théorique absorbée par le batteur en fonction d'une des variables chaque fois que les deux autres sont fixées. On constate que cette puissance est directement proportionnelle au débit Q et elle est une fonction parabolique de la vitesse et du diamètre. Les représentations graphiques de cette relation sont faites aux figures 6, 7 et 8 .

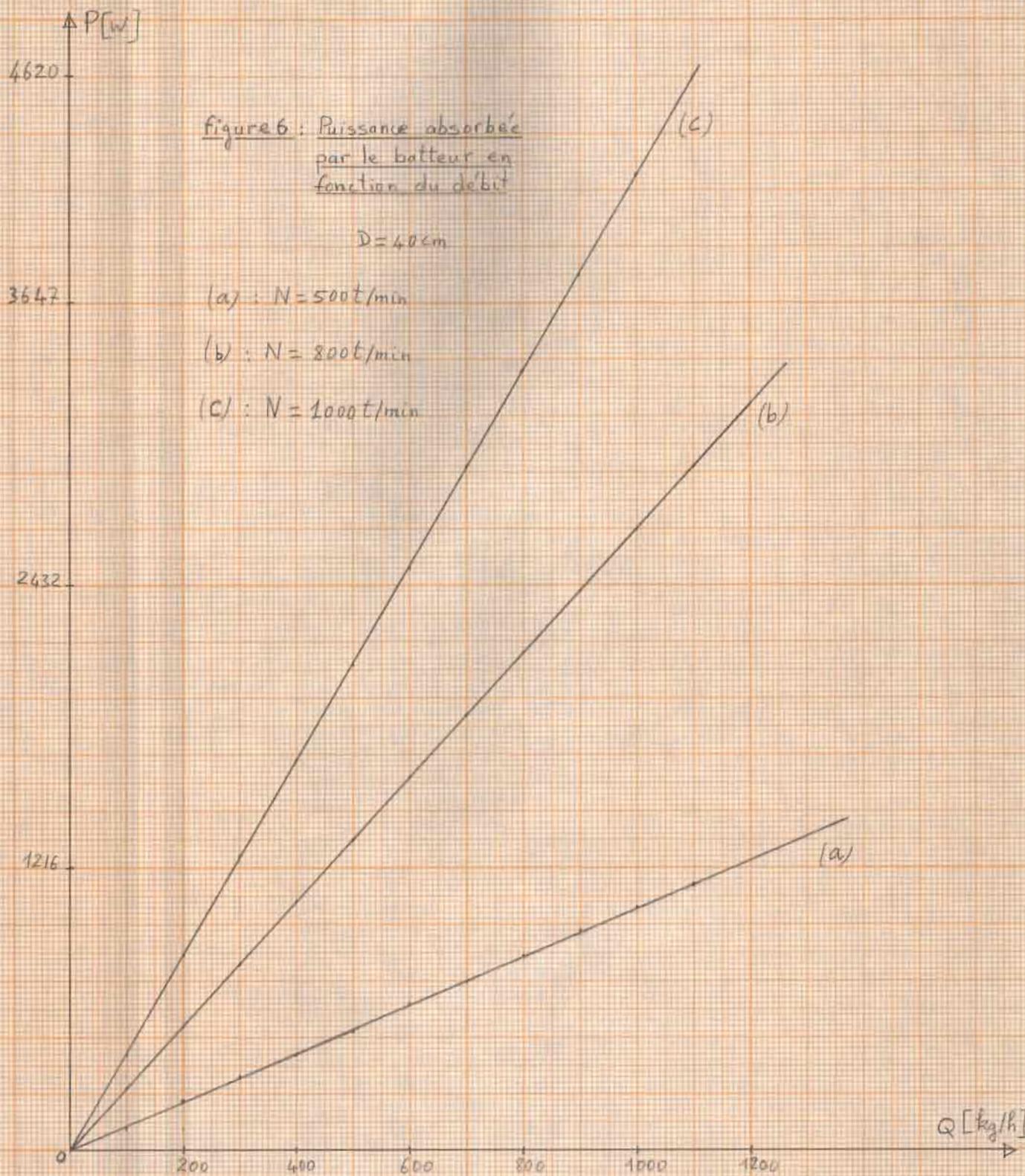
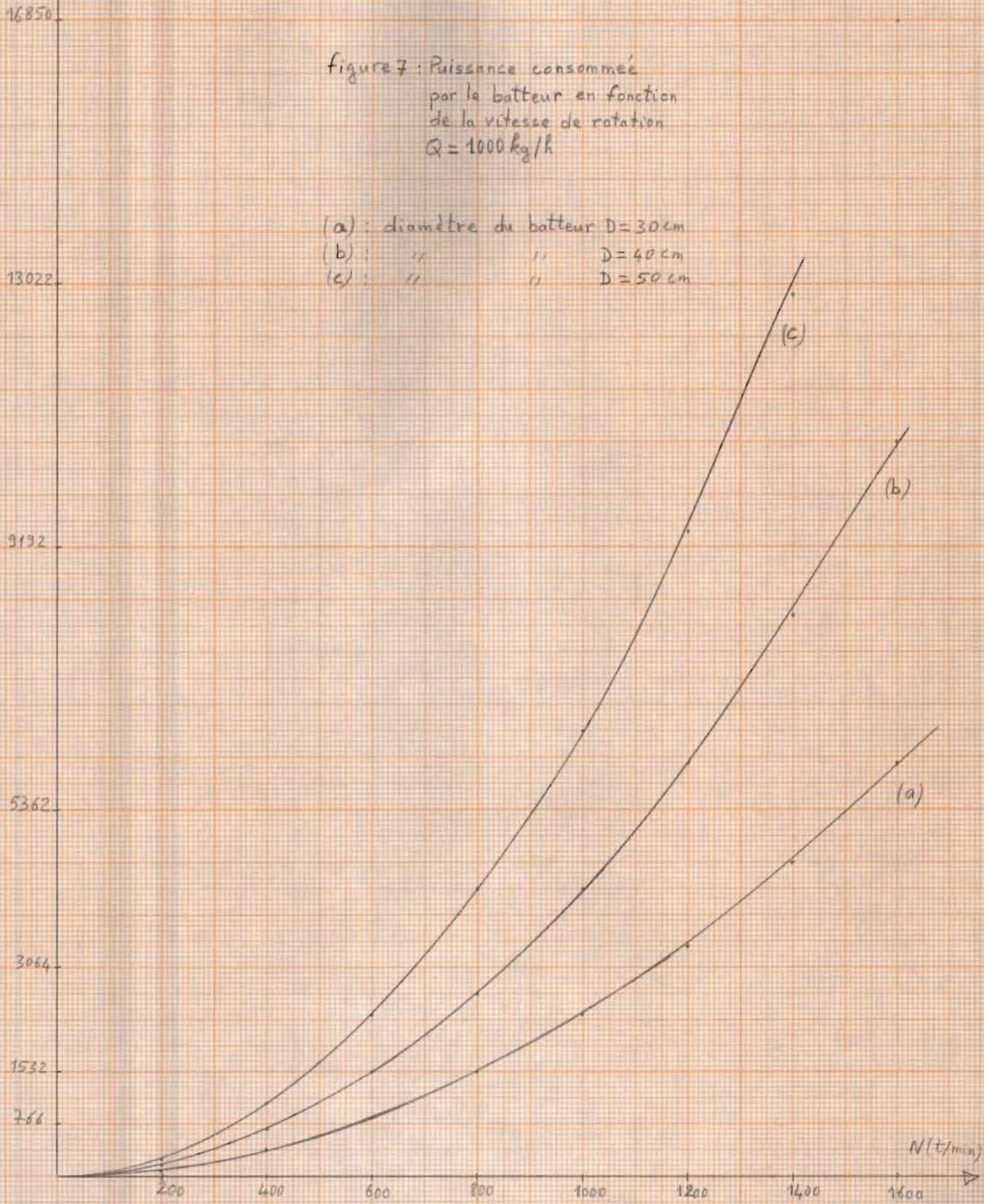


figure 7 : Puissance consommée  
 par le batteur en fonction  
 de la vitesse de rotation  
 $Q = 1000 \text{ kg/h}$

- (a) : diamètre du batteur  $D = 30 \text{ cm}$   
 (b) : " " "  $D = 40 \text{ cm}$   
 (c) : " " "  $D = 50 \text{ cm}$



$\Delta P [W]$

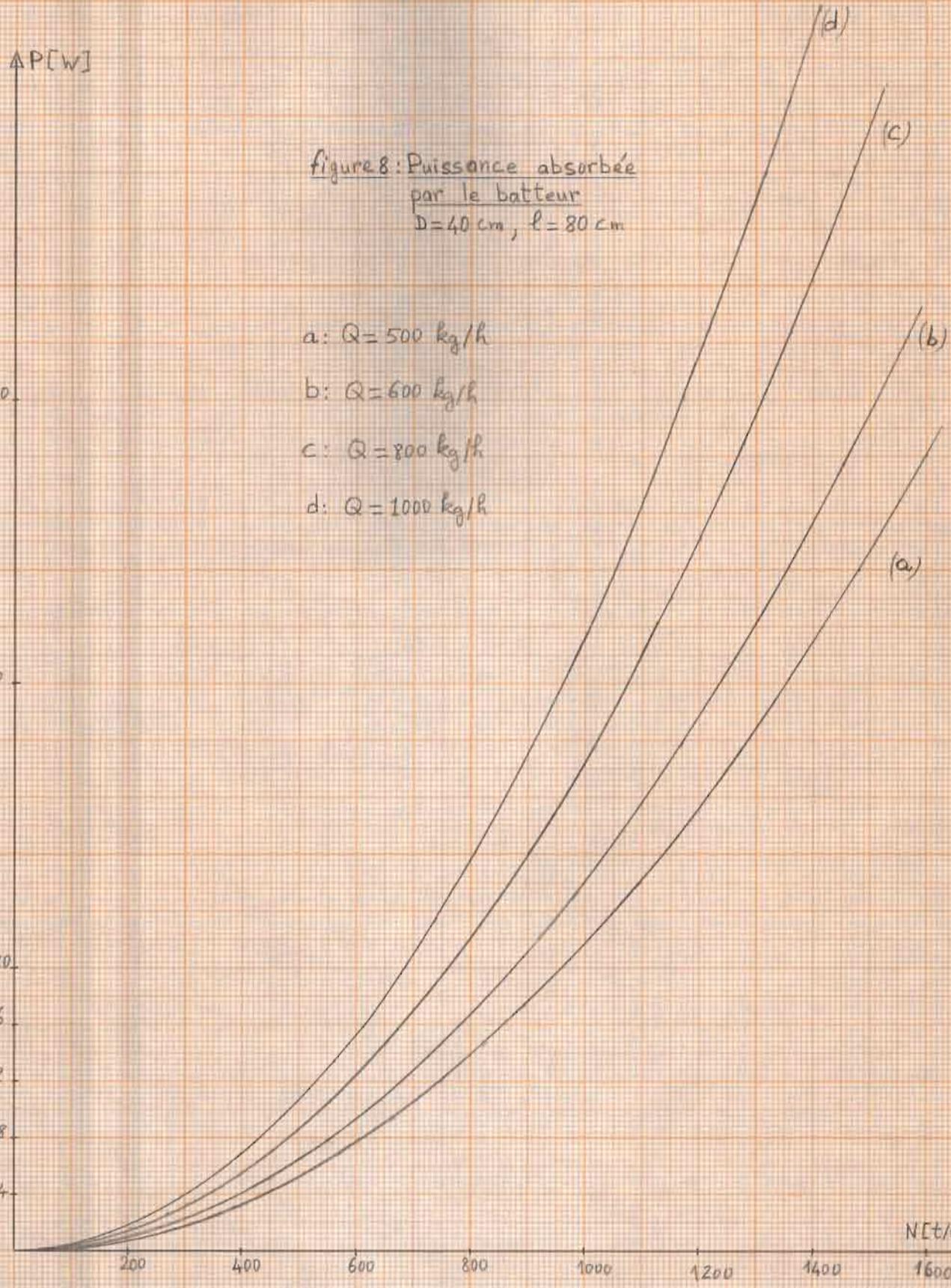
figure 8: Puissance absorbée  
par le batteur  
 $D=40 \text{ cm}$ ,  $l=80 \text{ cm}$

- a:  $Q=500 \text{ kg/h}$
- b:  $Q=600 \text{ kg/h}$
- c:  $Q=800 \text{ kg/h}$
- d:  $Q=1000 \text{ kg/h}$

5760  
3840  
1920  
1536  
1152  
768  
384

$N [t/min]$

200 400 600 800 1000 1200 1400 1600



La batteuse à concevoir possédera les caractéristiques suivantes:

\_  $N=800\text{t}/\text{min}=13.33\text{t}/\text{s}$

\_  $Q=1000\text{ kg}/\text{h}=0.278\text{ kg}/\text{s}$

\_  $D=0.40\text{ m}$  ,  $l=0.80\text{ m}$ .

Et la puissance que doit consommer le batteur est:

$$P_b = \pi_1 * Q * (N * D)^2 = 340 * 0.278 * (13.33 * 0.40)^2 = \underline{2687\text{ W}}$$

### 2/ Puissance absorbée par les tambours d'alimentation

Estimons cette puissance à 40% de celle absorbée par le batteur, soit:

$$P_a = 0.40 * 2687 = 1075\text{ W}$$

$l$  = longueur des tambours = 0.80 m

$e$  = écartement entre les tambours = 8 cm

$N$  = 150 t/min

$D$  = diamètre = 30 cm

### 3/ Puissance consommée par le dispositif de secouage

L'arbre moteur est excentré et dans sa rotation il imprime des oscillations à l'ensemble de cette partie.

La puissance consommée s'exprime ainsi:

$$P_s = F * v$$

$F$  = poids total du dispositif de secouage

$v$  = vitesse linéaire de rotation de l'arbre

Prenons  $N=250\text{ t}/\text{min}$  soit  $4.17\text{ t}/\text{s}$

$r$  = excentricité = 2cm

$$v = r * \omega = r * 2 * \pi * N = 0.02 * 2 * \pi * 4.17 = 0.524\text{ m}/\text{s}$$

Les tables vibrantes sont en acier ordinaire d'utilisation générale de densité  $\delta=7600\text{ kg}/\text{m}^3$ . Il y aura trois tables de mêmes

dimensions:

$l = \text{longueur} = 1 \text{ m}$

$b = \text{largeur} = 1.20 \text{ m}$

$t = \text{épaisseur} = 5 \text{ mm}$

$F = m \cdot g = 3 \cdot 6 \cdot 1 \cdot b \cdot t \cdot 9.81 \cdot 1.2$

Le facteur 1.20 est une majoration qui tient compte du poids de la paille et des éléments d'assemblage.

$F = 3 \cdot 7600 \cdot 1 \cdot 1.20 \cdot 0.005 \cdot 9.81 \cdot 1.20 = 1610 \text{ N}$

et  $P_e = F \cdot v = 1610 \cdot 0.524 = 844 \text{ W}$

4/ Puissance consommée par le ventilateur

$N = 900 \text{ t/min}$

$R = 0.10 \text{ m}$  (rayon moyen des pâles de soufflage)

Il y aura 4 pâles de hauteur  $h = 0.20 \text{ m}$  et de longueur  $l = 1 \text{ m}$

$S = \text{surface totale des pâles} = 4 \cdot l \cdot h = 4 \cdot 1 \cdot 0.20 = 0.80 \text{ m}^2$

la puissance  $P_v = F \cdot v$

avec  $F = \text{résistance de l'air (traînée)}$  et  $v = \text{vitesse des pâles}$

Pour trouver  $F$  supposons les pâles disposées perpendiculairement à un écoulement d'air de vitesse  $v$ .

Les lois de la mécanique des fluides:

$$R_e = \frac{v \cdot l}{\mu}$$

$$v = R \cdot 2 \cdot \pi \cdot N = 0.10 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 15 = 9.42 \text{ m/s}$$

$$\mu = 1.488 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \quad (\text{air ambiant})$$

$$\text{d'où } R_e = \frac{9.42 \cdot 1}{1.488 \cdot 10^{-5}} = 22 \cdot 10^6$$

$$R_e > 1000$$

le coefficient de traînée  $C_w = 1.29$

$$l/h = 1/0.20 = 5$$

(cours HYD.4.11)

la traînée  $F = C_w \cdot \rho \cdot S \cdot v^2 / 2$

$\rho = 1.2047 \text{ kg/m}^3$  (air ambiant)

$F = 1.29 * 1.2047 * 0.80 * (9.42)^2 / 2 = 55.16 \text{ N}$

donc  $P_a = F * v = 55.16 * 9.42 = \underline{520 \text{ W}}$

### PUISSANCE DU MOTEUR

C'est la somme des différentes puissances majorée de 30% .

$$P_m = (P_b + P_a + P_c + P_v) * 1.30$$

$$P_m = (2687 + 1075 + 844 + 520) * 1.30 = \underline{6664 \text{ W} = 9.05 \text{ ch}}$$

On choisira un moteur de 9 ch, thermique ou électrique. Mais, étant donné que dans les campagnes on ne dispose pas d'électricité, on utilisera un moteur Diésel.

**Chapitre 5**  
**DIMENSIONNEMENT**

## CALCUL DE DIMENSIONNEMENT

### I/ CALCUL DES COURROIES

Il s'agit de 4 courroies trapézoïdales à calculer. Les calculs sont basés sur la procédure développée dans "Technique de l'Ingénieur, B 5 II : Organes de machines, N d'édition 1063". J'ai choisi des courroies ordinaires en coton imprégné (bon comportement en présence d'huile minérale). La détermination des tensions dans les brins s'effectue comme suit:

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{f \cdot \alpha}$$

$$T_1 - T_2 = F = P/v$$

avec  $T_1$  et  $T_2$  tensions dans  
les brins

$$f = \frac{f_0}{\sin \theta}$$

$$f = 0.25 \quad \theta = 40^\circ \quad (\text{angle de la gorge})$$

$$f = \frac{0.25}{\sin 20} = 0.731$$

$$T_1 = \frac{P}{v \cdot (1 - e^{-0.731 \cdot \alpha})}$$

$$T_2 = \frac{P}{v \cdot (e^{0.731 \cdot \alpha} - 1)}$$

(voir schéma descriptif)

#### Courroies I : arbre du tambour-arbre du batteur

Données: vitesse de l'arbre moteur (batteur),  $N=800$  t/min  
vitesse de l'arbre entraîné (tambour),  $n=150$  t/min  
entraxe désiré  $\delta=370$  mm  
puissance à transmettre,  $P=807$  W = 1.09 ch

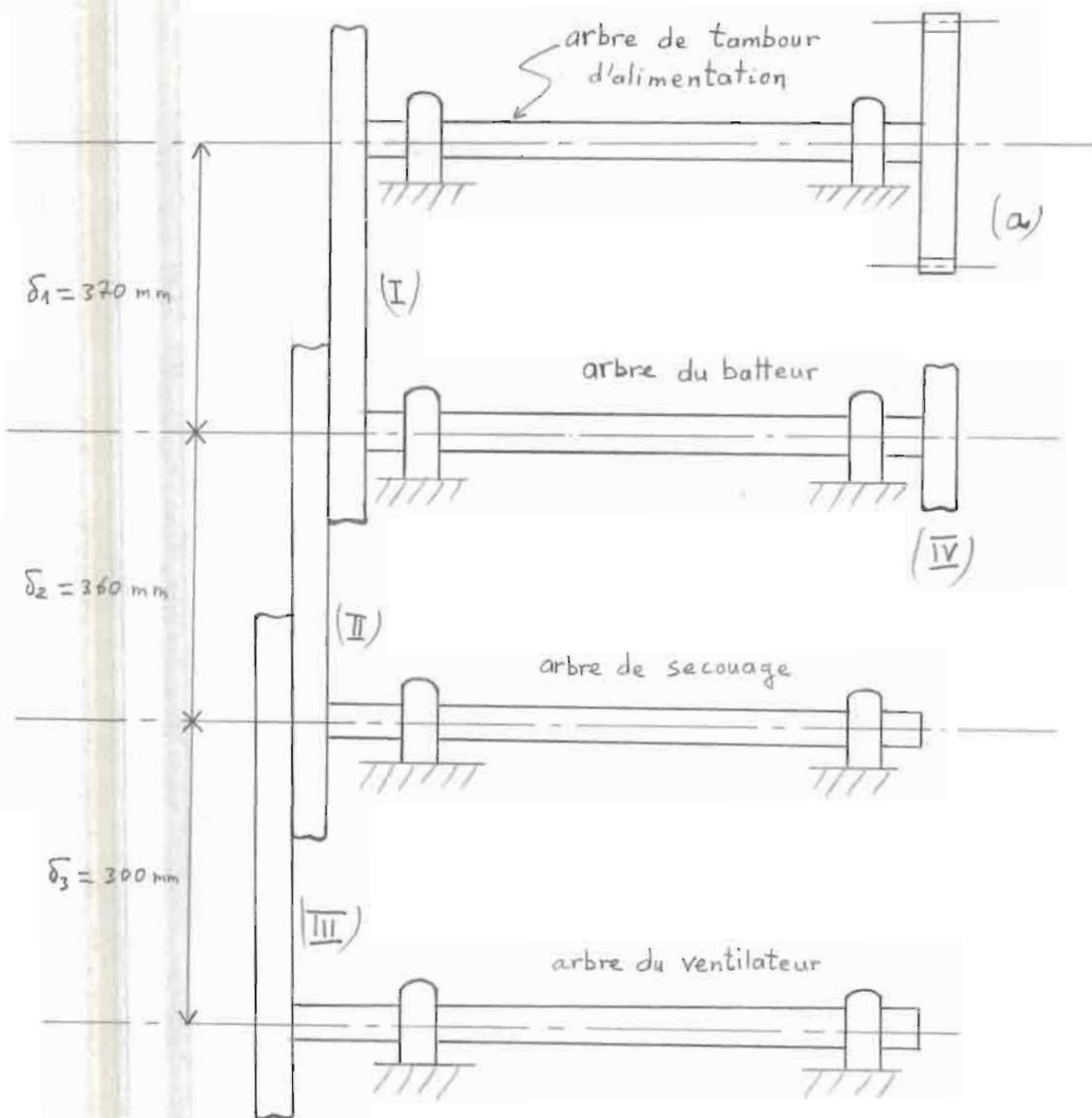


figure : disposition des courroies

(I) : courroie batteur - tambour d'alimentation

(II) : courroie batteur - arbre de secouage

(III) : courroie arbre de secouage - ventilateur

(IV) : courroie de prise de force motrice

(a) : engrenage reliant les 2 tambours

Calculs:

section de la courroie

$$P=1.09 \text{ ch}$$

vitesse de la petite poulie  $N=800 \text{ t/min}$

le tableau XVIII indique la section 13 X 8

diamètres primitifs des poulies

$$800$$

rapport de transmission  $m_G = \frac{\quad}{150}$

$$150$$

L'abaque (p.19, Référence mentionnée plus haut) donne:

$$D=450 \text{ mm} \quad (\text{poulie réceptrice})$$

$$d=85 \text{ mm} \quad (\text{poulie motrice})$$

détermination de l'entraxe définitif  $\delta''$

$$\text{longueur développée } L=2*\delta+(\pi/2)*(D+d)+(D-d)^2/(4*\delta)=1670 \text{ mm}$$

le tableau XVIII donne la valeur normalisée  $L'=1645 \text{ mm}$

$$A=(\pi/2)*(D+d)=840.4$$

$$B=(D-d)^2/4=33306$$

$$\delta'=(L'-A)/2=420.3$$

$$\delta''=\delta'-B/(2*\delta')=380 \text{ mm}$$

détermination des puissances transmissibles p' par courroie

$$v=(\pi*d*n)/60=3.55 \text{ m/s}$$

$$m_G=5.3 \text{ d'où } f_d=1.14 \quad (\text{tableau XV})$$

$$d_r=f_d*d=96.9 \text{ mm et la puissance admissible } p=1.02 \text{ ch} \quad (\text{Tab. XVI})$$

$$(D-d)/\delta=0.96 \text{ et } L'=1645 \text{ mm alors } k'=0.84 \quad (\text{tab. 32})$$

$$p'=k'*p=0.857 \text{ ch}$$

calcul du nombre de courroies nécessaires  $N_c$

$$P'=k*k_\alpha*P$$

$$k=1.6 \text{ arbre de renvoi, tableau V}$$

$$\alpha=180-(D-d)/\delta''*57=125^\circ \quad (>120^\circ, \text{OK})$$

$121 < \alpha < 130$  d'où  $K_\alpha = 1.33$

$P' = 1.6 * 1.33 * 1.09 = 2.32$  ch.

$N_c = P' / p' = 2.32 / 0.857 = 3$

vérification de la fréquence de passage:

$v/L' = 3.55 / 1.645 = 2.2$  c'est inférieur à 8, OK.

calcul des tensions dans les brins,  $T_1$  et  $T_2$

$\alpha = 125^\circ = 2.18$  rad

$T_1 = P / (v * (1 - e^{-0.731 * \alpha})) = 285$  N

$T_2 = P / (v * (e^{0.731 * \alpha})) = 58$  N

### 3/ Courroie II: batteur-arbre de secouage

Données:  $P = 2080$  W = 2.83 ch (puissances du ventilateur et du secouage)

vitesse de l'arbre moteur  $N = 800$  t/min (batteur)

vitesse de l'arbre entraîné  $n = 250$  t/min

entraxe désiré  $\delta = 360$  mm

Calculs:

En procédant exactement comme en 1/, on trouve:

-Section de la courroie: 13 X 8

- $D = 315$  mm (poulie réceptrice)

- $d = 100$  mm (poulie motrice)

-Entraxe définitif  $\delta'' = 442$  mm

-Longueur développée  $L' = 1405$  mm

-Angle d'enroulement  $\alpha = 179^\circ$  ( $> 120^\circ$ , OK)

-Nombre de courroies  $N_c = 7$

-Fréquence de passage = 3 (< 8 OK)

-Tensions dans les brins  $T_1 = 551$  N,  $T_2 = 56$  N

### 3/ Courroie III: arbre de secouage-ventilateur

Données:

$P=520 \text{ W} = 0.706 \text{ ch}$

vitesse de l'arbre moteur  $N=254 \text{ t/min}$  (secouage)

vitesse de l'arbre entraîné  $n=900 \text{ t/min}$

Calculs:

En empruntant la même procédure de calcul on aboutit aux résultats suivants:

-Section de la courroie:  $13 \times 8$

-Diamètres primitifs  $D=355 \text{ mm}$ ,  $d=100 \text{ mm}$

-Entraxe définitif  $\delta''=281 \text{ mm}$

-Angle d'enroulement  $\alpha=128^\circ$

-Nombre de courroies  $N_c=2$

-Fréquence de passage  $=3.5$

-Tensions dans les brins  $T_1=137 \text{ N}$ ,  $T_2=27 \text{ N}$

-Longueur développée  $L'=1330 \text{ mm}$

### 4/ Courroie IV :moteur-arbre du batteur (prise de force)

Données:  $P=9 \text{ ch}$

$N=1600 \text{ t/min}$  (moteur)

$n=800 \text{ t/min}$  (batteur)

Entraxe désiré  $\delta=300 \text{ mm}$

Après calculs comme en 1/, on trouve:

-Section de la courroie:  $17 \times 11$

-Diamètres primitifs:  $D=224 \text{ mm}$ ,  $d=112 \text{ mm}$

-Entraxe définitif  $\delta''=283 \text{ mm}$

-Nombre de courroies  $N_c=5$

-Angle d'enroulement  $\alpha=157^\circ$

-Longueur développée  $L'=1105$  mm

-Fréquence de passage  $=0.06$

-Tensions dans les brins  $T_1=554$  N,  $T_2=73$  N

## II/ CALCULS DES ENGRENAGES

Les engrenages sont utilisés pour la transmission de mouvement entre les deux tambours d'alimentation. Le rapport de transmission est égal à 1 et les matériaux des deux engrenages sont identiques

Matériaux utilisés: Cast Iron, classe 30 (AGMA)

Dureté: 175 BHN

Résistance  $S_{at}=69$  MPa

Angle de pression  $\phi=20^\circ$

Vitesse:  $n=150$  t/min

$P=807$  W

$$\sigma_{adm} = \frac{S_{at} * K_L}{K_R * K_T} \quad (\text{Réf. 1})$$

$K_R=2$

$K_L=1$  (10 millions de cycles)

$K_T=1$  (température ambiante)  
 $69 * 10^6 * 1$

$$\sigma_{adm} = \frac{69 * 10^6 * 1}{2 * 1} = 34.5 \text{ MPa}$$

le pas diamétral nécessaire s'écrit:

$$P = \frac{\sigma_{adm} * Z^2 * J * K_v * \dot{a}}{2 * M_t * K_o * K_m}$$

le nombre de dents  $Z=P * D$  d'où

$$P = \frac{\sigma_{adm} * D^2 * J * \dot{a} * K_v}{2 * M_t * K_o * K_m}$$

la vitesse tangentielle  $v_t = \pi * D * n$

l'entraxe est imposé par les dimensions des différents

éléments, notamment les tambours:  $\delta=380$  mm

Donc  $D=380 \text{ mm} = 1.25 \text{ pds}$

$v_t = \pi * 1.25 * 150 = 587.5 \text{ pds/min}$

$$K_v = \frac{50}{50 + (v_t)^{1/2}} = 0.673 \quad (\text{engrenage taillé, voir Réf.1})$$

$$A = \frac{\text{largeur}}{\text{diamètre}} = \frac{b}{D} = 0.125 \quad \text{et } b = 380 * 0.125 = 47.5 \text{ mm}$$

$K_o = 1.25$  (chocs modérés) Réf.1

$K_m = 2$

$M_t = 51.4 \text{ Nm}$

Supposant un nombre de dents  $Z > 20$  et pour une charge appliquée à la tête de la dent,  $J = 0.24$  (Réf.1)

alors  $P = (34.5 * 10^6 * 0.380^2 * 0.24 * 0.125 * 0.673) / (2 * 51.4 * 1.25 * 2)$

$$P = 389.6 \text{ m}^{-1} = 9.9 \text{ in}^{-1}$$

donc le diamétral maximal admissible est  $P = 9.9 \text{ in}^{-1}$

Prenons  $P = 4 \text{ in}^{-1}$

$$Z = P * D = 4 * 380 / 25.4 = 60 \text{ dents}$$

Epaisseur de la dent au niveau du cercle primitif:

$$t_1 = \pi / (2 * P) = 10 \text{ mm}$$

Epaisseur de la dent sur son cercle de tête:

$$t_2 = (\pi * (Z + 2)) / (2 * P * Z) - (\text{INV } \phi_2 - \text{INV } \phi_1) * (Z + 2) / P$$

$$\phi_1 = 20^\circ, \quad \phi_2 = \text{arc cos} \frac{Z * \cos \phi_1}{Z + 2} = 24.58^\circ$$

alors  $t_2 = 5 \text{ mm}$

$0.25/P = 1.6 \text{ mm}$  c'est inférieur à  $t_2$  (correct)

hauteur d'une dent  $h = 2.25/P = 14 \text{ mm}$

En système métrique: module  $m = 1/P = 7 \text{ mm}$

pas circulaire  $p = \pi/P = 20 \text{ mm}$

### Vérification de la pression Hertzienne

La pression de contact est:  $P_0 = c_p * \frac{w_t * K_0 * K_s * K_m * C_f}{K_v * D * b * I}$

$c_p = 1822$  (Réf.1)

$K_s = 1.4$

$K_0 = 1.25$

$K_m = 2$

$K_v = 0.673$

$w_t = M_t / D = 135N$

$I = 0.08$

$b = 47.5 \text{ mm}$

$C_f = 1.5$

alors  $P_0 = 1.56 \text{ MPa}$

La pression admissible s'écrit:  $P_{adm} = S_{ac} * \frac{K_L * C_H}{K_T * K_R}$

$S_{ac} = 450 \text{ MPa}$  (Réf.1)

$K_L = 1$

$K_R = 1.25$

$K_T = 1$ ,  $C_H = 1$

alors  $P_{adm} = 360 \text{ MPa}$

$P_0 < P_{adm}$  c'est correct

### III/ CALCUL DES ARBRES

Il s'agit de 4 arbres de renvoi à calculer: les arbres du batteur, d'un tambour d'alimentation, du dispositif de secouage et du ventilateur. Dans chaque cas l'acier suivant sera utilisé:

Norme canadienne: G 10180 étiré à froid

$S_{ut} = 440 \text{ MPa}$ ,  $S_y = 370 \text{ MPa}$

allongement à la limite d'élasticité  $\epsilon=15\%$

Dureté = 126 HB

### Détermination de la limite d'endurance

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S'_e \quad (\text{Réf.2})$$

\_  $S_{ut} < 1400 \text{ MPa}$  d'où  $S'_e = 0.5 * S_{ut} = 0.5 * 440 \text{ MPa} = 220 \text{ MPa}$

\_ arbre en acier usiné,  $K_a = 0.08$  (Réf.3)

\_ Supposant le cas le plus critique,  $d > 50$ ,  $K_b = 0.75$  (Réf.2)

\_ En prenant une fiabilité de 90% et un écart type de 8% pour la limite d'endurance, on obtient:

$$K_c = 0.897 \quad (\text{Réf.3})$$

$$K_d = 1 \quad (\text{température ambiante})$$

\_  $K_e = 1/K_f$  et  $K_f = q * (K_t - 1) + 1$

$$q = 0.95 \quad (\text{Réf.2})$$

$$K_t = 3 \quad (\text{rainure pour clavette})$$

$$K_f = 0.95 * (3 - 1) + 1 = 2.9$$

$$K_e = 1/2.9 = 0.345$$

\_  $K_f = 1$

$$\text{et } S_e = 0.8 * 0.75 * 0.897 * 1 * 0.345 * 1 * 220 = 41 \text{ MPa}$$

### 1/ dimensionnement de l'arbre du batteur

Le chargement est décrit à la figure 9. Les tensions induites par les courroies sont 607 N et 343 N dans le plan vertical, 616 N dans le plan horizontal. Le poids mort est concentré en trois poits et valent: 281 N, 539 N, 281 N

### Calcul des réactions $R_1$ et $R_2$

plan vertical:

$$\Sigma M_A = 0 : -315 * 15 - 281 * 6 - 529 * 44 - 281 * 82 + R_{2y} * 88 - 456 * 103 = 0$$

$$R_{2y} = 1319 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 : R_{1y} = 45 \text{ N}$$

longueur en cm

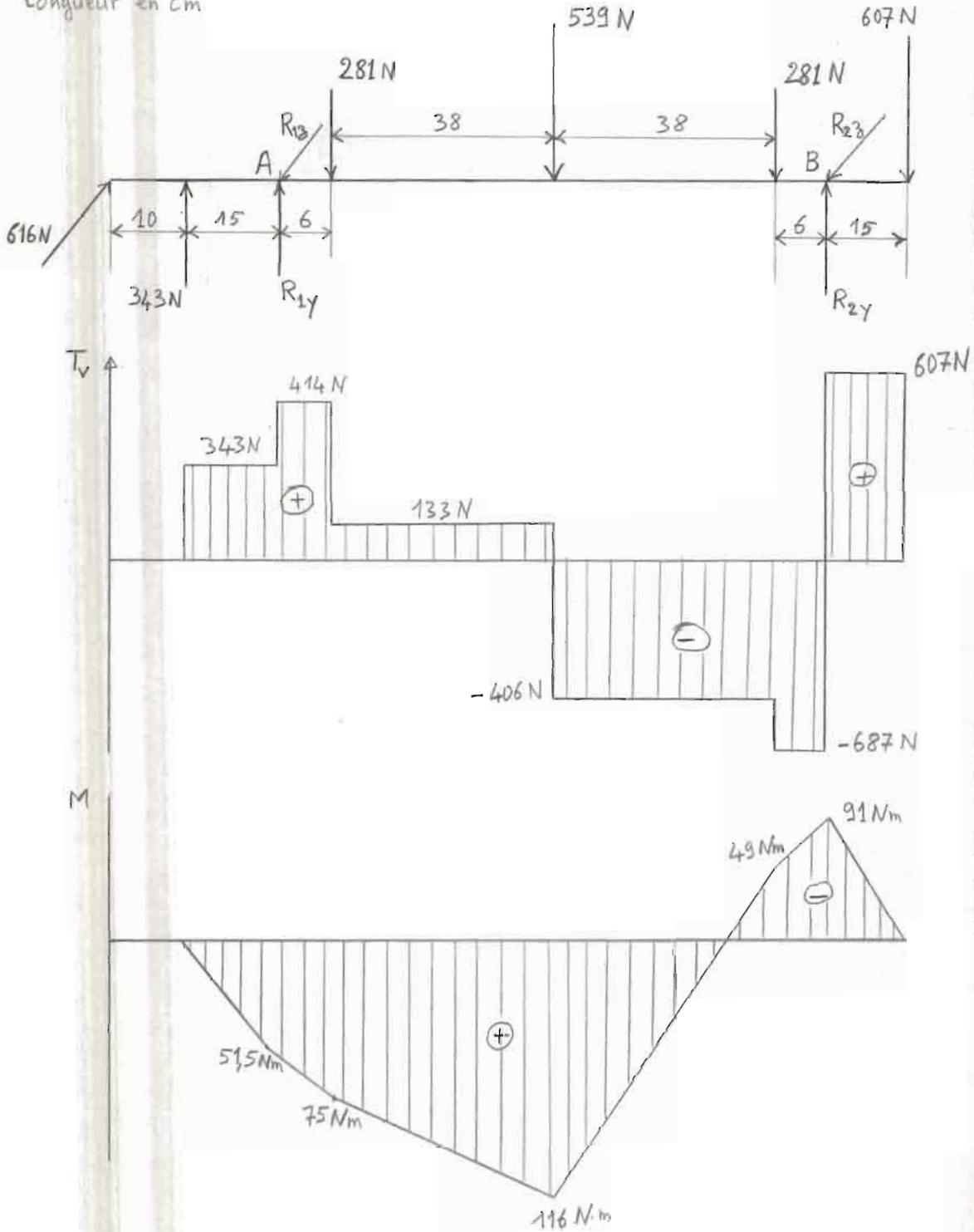


figure 9 : chargement de l'arbre du batteur dans le plan vertical

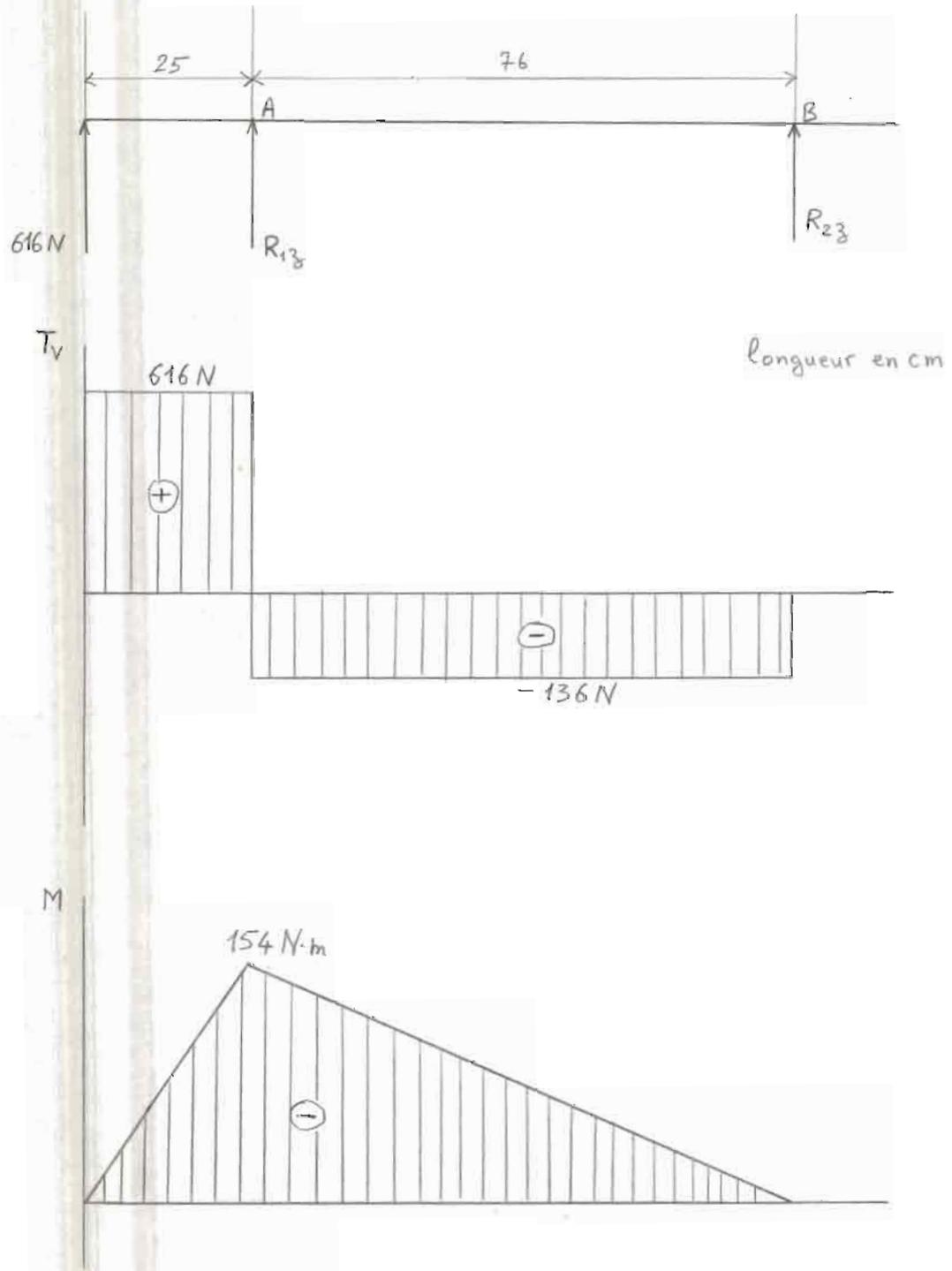


figure 9' : chargement du batteur dans le plan horizontal

plan horizontal:

$$\Sigma M_A = 0 : 616 \cdot 25 + 88 \cdot R_{2z} = 0$$

$$R_{2z} = -175 \text{ N}$$

$$\Sigma F_z = 0 : R_{1z} = 791 \text{ N}$$

### Calcul du diamètre

La section critique se situe au niveau de l'appui gauche (en A).

plan vertical  $M_v = 51.5 \text{ Nm}$

plan horizontal  $M_h = 154 \text{ Nm}$

$$M = (M_v + M_h) / 2 = 162 \text{ Nm}$$

$$T = P / i = P \cdot 60 / (2 \cdot \pi \cdot N) = 2687 \cdot 60 / (2 \cdot \pi \cdot 800) = 32 \text{ Nm}$$

Code Westinghouse:

$$FS = 3$$

$$d = \left[ \frac{32 FS}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{T}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M}{S_e}\right)^2} \right]^{1/3}$$

$$d = 49 \text{ mm}$$

### Vérification par la théorie de VON MISES-HENCKY

$$\sigma'_a = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T_a^2} \quad \sigma'_m = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{\left(\frac{Fd}{8}\right)^2 + \frac{3}{4} T_m^2} \quad (\text{Réf. 2})$$

Il n'y a pas de couple de torsion alterné,  $T_a = 0$

$T_m = T$ ,  $F = 0$  (il n'y a pas de force axiale)

$$\text{donc } \sigma'_a = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3} = \frac{32 \cdot 162}{\pi \cdot 0.049^3} = 14 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \frac{16 \cdot 3^{1/2} \cdot T}{\pi \cdot d^3} = \frac{16 \cdot 1.732 \cdot 32}{\pi \cdot 0.049^3} = 2.4 \text{ MPa}$$

$$S_m = \frac{S_{ut}}{1 + (S_{ut}/S_e) \cdot \sigma'_a / \sigma'_m} = \frac{440}{1 + (440/41) \cdot (14/1.45)} = 4.2 \text{ MPa}$$

le facteur de sécurité selon le critère de VON MISES s'écrit:

$$n = \frac{S_m}{\sigma'_m} = \frac{4.2}{2.4} = 1.75$$

Ce qui est relativement faible; prenons  $d=52$  mm.

$$\sigma'_a = \frac{32 * M}{\pi * d^3} = 11.7 \text{ MPa}, \quad \sigma'_m = \frac{16 * 3^{1/2} * T}{\pi * d^3} = 2 \text{ MPa}$$

$$S_m = \frac{S_{ut}}{1 + (S_{ut}/s_e) * (\sigma_a/\sigma_m)} = 6.9 \text{ MPa}$$

alors  $n = \frac{S_m}{\sigma'_m} = 3.45$  ce qui est plus sécuritaire

voir diagramme de GOODMAN à la figure .

#### Vérification de la rigidité

$$\text{Torsion: } J = \frac{\pi * d^4}{32} = \frac{\pi * 0.052^4}{32} = 7.18 * 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$I = J/2 = 3.6 * 10^{-7} \text{ m}^4$$

La déformation angulaire par mètre de portée s'écrit:

$$\theta/L = T / (J * G) = 19.3 / (7.18 * 10^{-7} * 82 * 10^9) = 3.3 * 10^{-5} \text{ °/m}$$

$\theta/L < 0.25 \text{ °/m}$  donc la rigidité à la torsion est satisfaisante.

#### Déformation latérale: flèche

A partir du diagramme de la figure , on obtient:

$$Y_c = (3/8) * \Delta_{DE} - \Delta_{CE}$$

$$\Delta_{DE} = 7823 * 10^{-7} \text{ m}$$

$$\Delta_{CE} = 1738 * 10^{-7} \text{ m}$$

$$\text{et } Y_c = f = 0.119 \text{ mm}$$

$$f_{adm} = 0.08\% * L = 0.0008 * 880 \text{ mm} = 0.704 \text{ mm}$$

$Y_c < f_{adm}$  donc le diamètre  $d=52$  mm est convenable.

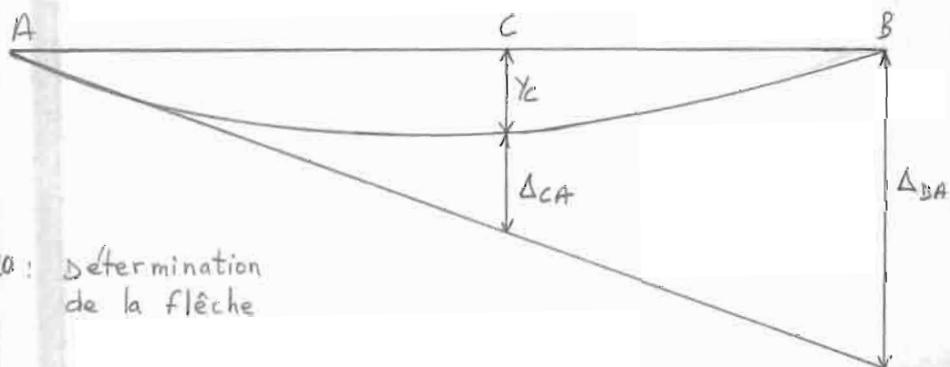
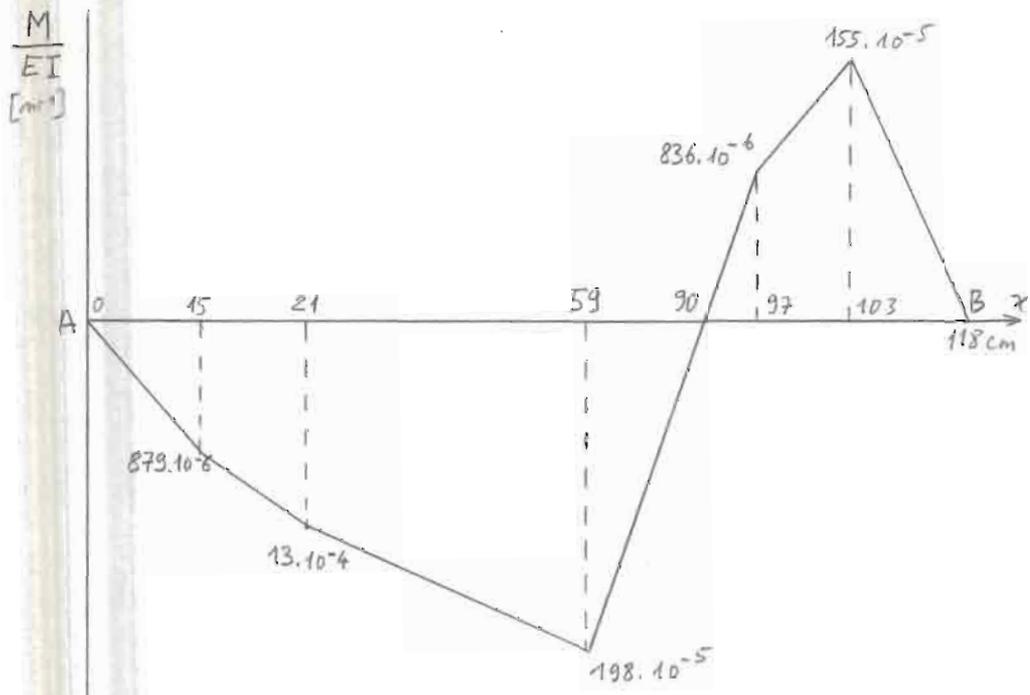
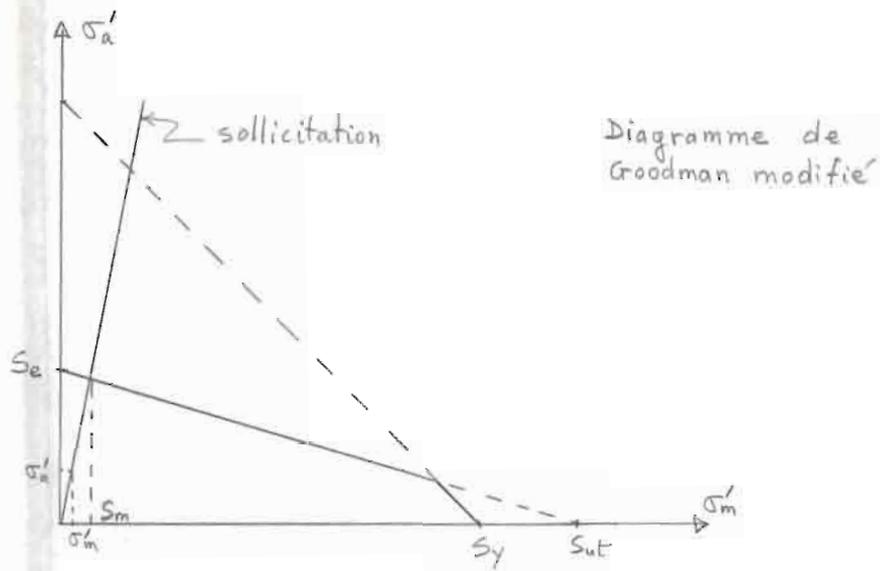


figure 10 : Détermination de la flèche

## 2/ Arbre du tambour d'alimentation

Le chargement est représenté à la figure 11.

Les charges horizontales sont négligeables.

$M=51.5 \text{ Nm}$  ,  $T=51.5 \text{ Nm}$  ,  $FS=3$  ,  $S_y = 370 \text{ MPa}$  ,  $S_{ut} = 440 \text{ MPa}$

$S_e = 41 \text{ MPa}$

Code Westinghouse:  $d = \left[ \frac{32 FS}{\pi} \sqrt{\left(\frac{T}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M}{S_e}\right)^2} \right]^{1/3}$

Vérification par le critère de VON MISES-HENCKY

$$\sigma'_a = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T_a^2} \qquad \sigma'_m = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{\left(\frac{F_d}{8}\right)^2 + \frac{3}{4} T_m^2}$$

il n'y a pas de couple alterné ni de force axiale,  $T_a = 0$  et  $F = 0$

$$\sigma'_a = (32 * M) / (\pi * d^3) = 13.35 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = (16 * 3^{1/2} * T) / (\pi * d^3) = 0.700 \text{ MPa}$$

$$S_m = \frac{S_{ut}}{1 + (S_{ut}/S_e) * (\sigma'_a / \sigma'_m)} = 2.14 \text{ MPa}$$

le facteur de sécurité de VON MISES est:  $n = S_m / S_e = 2.14 / 0.700 = 3$

Le diamètre choisi est convenable.

## 3/ Calcul de l'arbre de secouage

Cet arbre joue le rôle d'une manivelle. Il est excentré de  $r=20 \text{ mm}$  et sa rotation imprime aux cribles et secoueur des vibrations. Les sollicitations sont les tensions induites dans les courroies (164 N et 455 N) et la force centrifuge. La masse totale du dispositif de secouage est  $m=303 \text{ kg}$ . La vitesse de rotation de l'arbre est  $v=0.524 \text{ m/s}$ . Cette masse tourne suivant un cercle de rayon

$r=20 \text{ mm}$  avec une accélération  $a$ :

$$a = v^2 / r = (0.524^2) / 0.020 = 13.72 \text{ m/s}^2$$

et la charge centrifuge est:  $F = m * a = 303 * 13.72 = 4156 \text{ N}$ .

Le chargement est montré à la figure 11'.

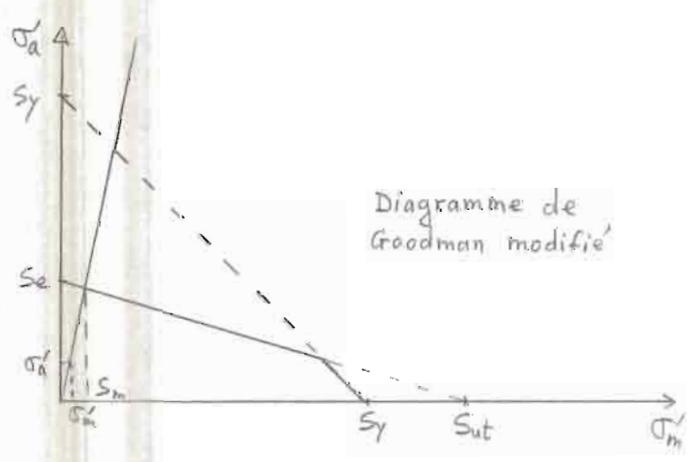
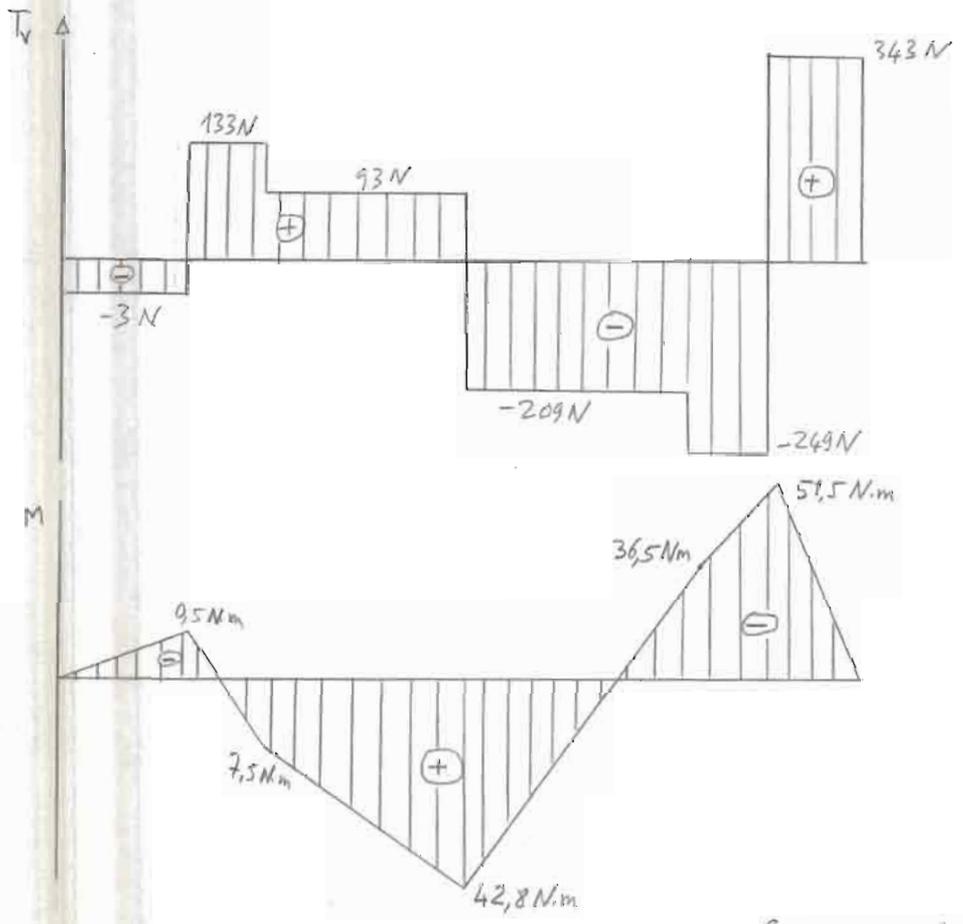
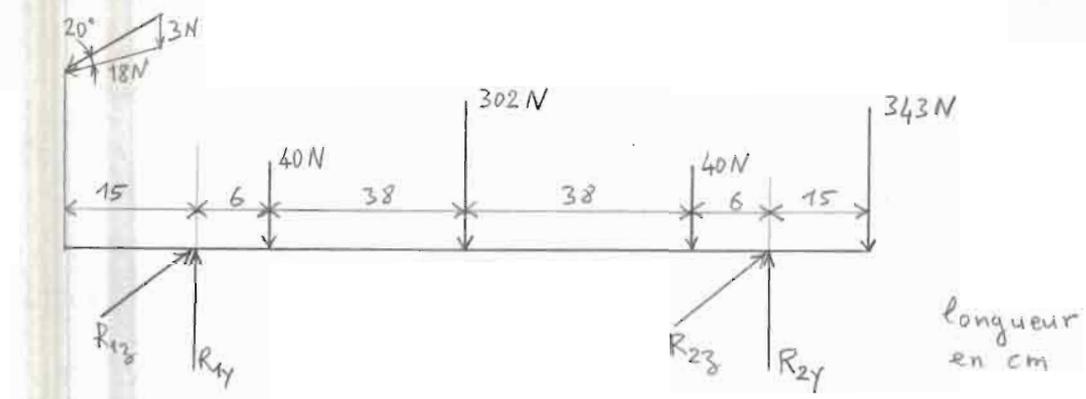


Figure 11 : chargement de l'arbre d'un tambour d'alimentation.

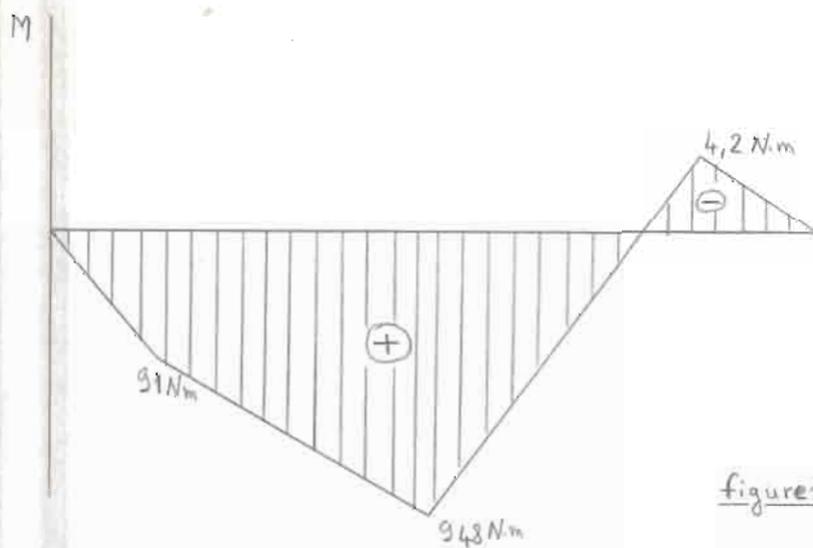
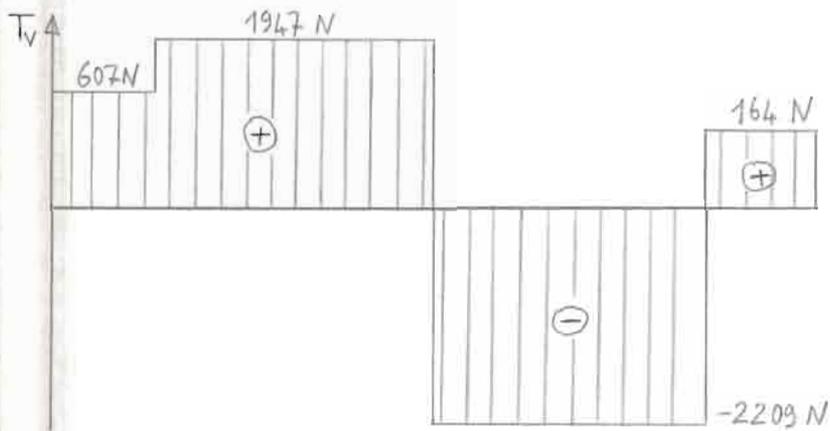
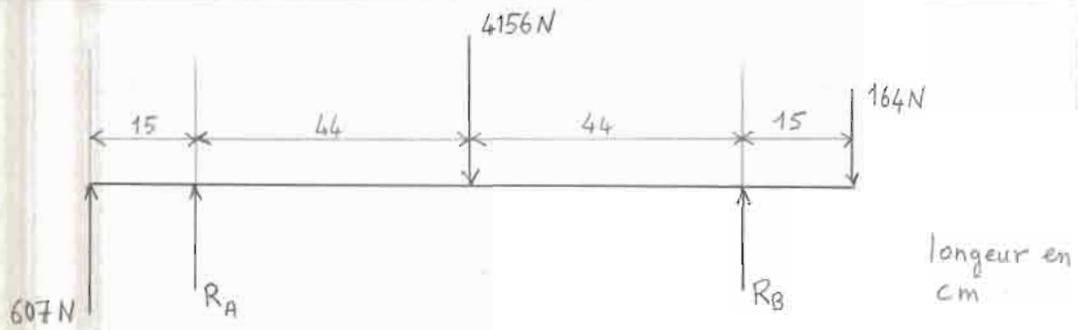
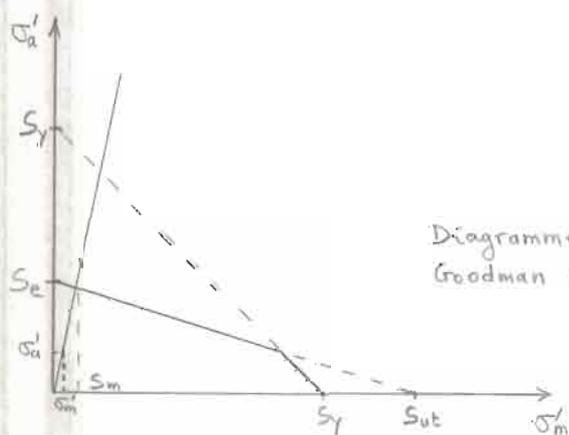


figure 11: chargement de l'arbre de secouage



calcul des réactions

$$\Sigma M_A = 0: \quad R_B = 2373 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0: \quad R_A = 1340 \text{ N}$$

code Westinghouse:

$$d = \left[ \frac{32 FS}{\pi} \sqrt{\left(\frac{T}{S_y}\right)^2 + \left(\frac{M}{S_e}\right)^2} \right]^{1/3}$$

$$M = 948 \text{ Nm}, \quad T = 59.5 \text{ Nm}$$

$$S_y = 370 \text{ MPa}, \quad S_{ut} = 440 \text{ MPa}, \quad S_e = 41 \text{ MPa}, \quad FS = 3$$

$$d = 0.089 \text{ m} = 89 \text{ mm}$$

Vérification par VON MISES-HENCKY:

$$\sigma'_a = (32 * M) / (\pi * d^3) = 13.54 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = (16 * 3^{1/2} * T) / (\pi * d^3) = 0.74 \text{ N}$$

$$S_m = S_{ut} / (1 + (S_{ut} / S_e) * (\sigma'_a / \sigma'_m)) = 2.23 \text{ MPa}$$

$$FS = n = S_m / \sigma'_m = 2.23 / 0.74 = 3$$

$$S_y / (\sigma'_a + \sigma'_m) = 26 > n, \text{ OK}$$

4/Calcul de l'arbre du ventilateur

La charge des palettes est d'environ 98 N (10 kg).

Les sollicitations sont représentées à la figure 13.

$$\Sigma M_A = 0: \quad R_B = 77 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0: \quad R_A = -143 \text{ N}$$

$$M = 34 \text{ Nm}, \quad T = 35 \text{ N}$$

Code Westinghouse:

$$d =$$

$$S_y = 370 \text{ MPa}, \quad S_e = 41 \text{ MPa}, \quad FS = 3 \quad \text{d'où} \quad d = 0.029 \text{ m} = 29 \text{ mm}$$

Vérification par VON MISES-HENCKY:

$$\sigma'_a = (32 * M) / (\pi * d^3) = 114.2 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = (16 * 3^{1/2} * T) / (\pi * d^3) = 12.66 \text{ MPa}$$

$$S_m = S_{ut} / (1 + (S_{ut} / S_e) * (\sigma'_a / \sigma'_m)) = 33.75 \text{ MPa}$$

$$n = S_m / \sigma'_m = 2.7; \quad S_y / (\sigma'_a + \sigma'_m) = 14 \text{ OK}$$

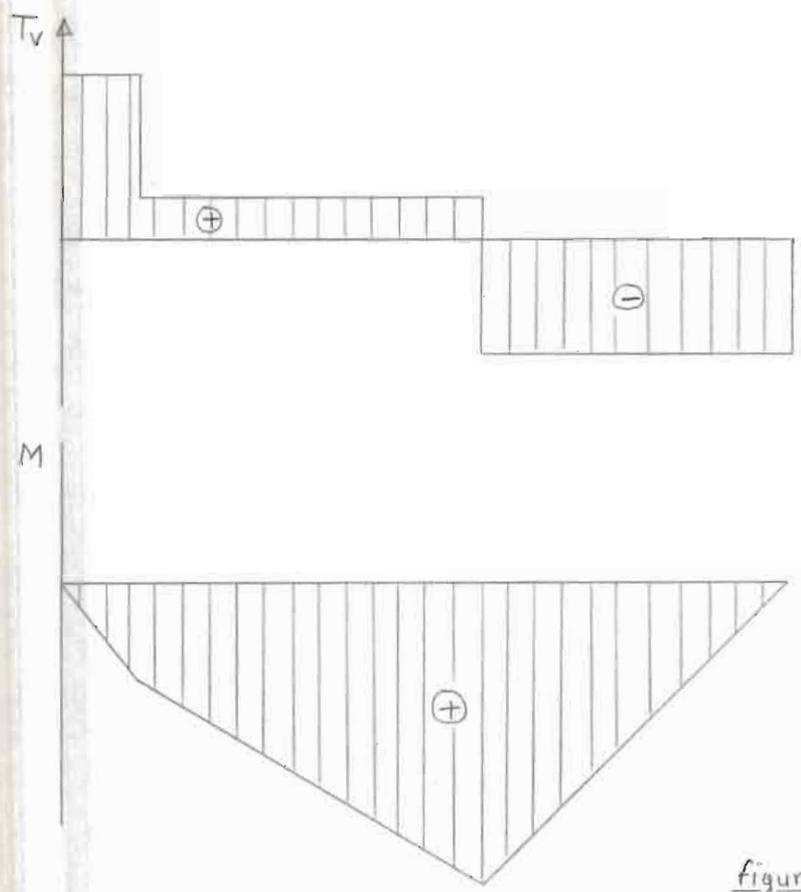
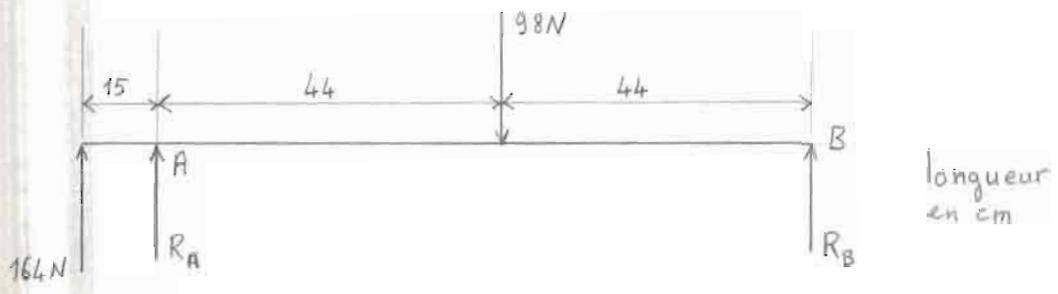
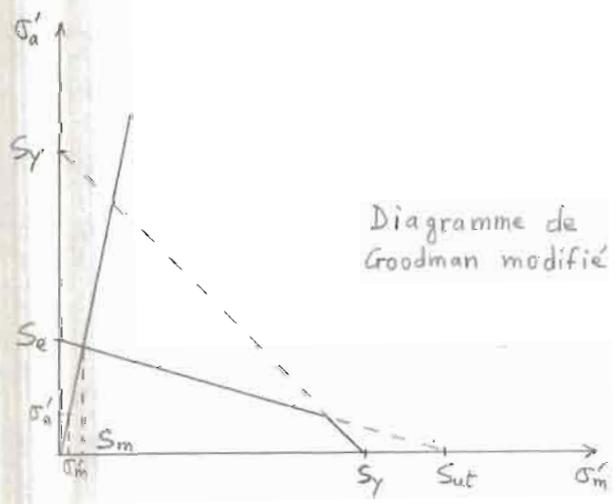


figure 13: chargement de l'arbre du ventilateur



#### IV/ CALCUL DES ROULEMENTS

Les arbres seront tous munis de roulements. Les charges sont uniquement radiales et relativement faibles. Les vitesses de rotation sont peu élevées (<1000). La température de fonctionnement sera celle ambiante. On utilisera alors des roulements rigides à une seule rangée de billes.

Durée de vie désirée =  $H_R = 5$  ans à raison de 6 mois par année et 8 heures par jour

$$H_R = 5 * 12 * 0.5 * 30 * 8 = 7200 \text{ heures}$$

fiabilité recherchée  $R = 95\%$

Donc la durée de vie rapportée à une fiabilité de 90% vaut:

$$H_{10} = \frac{H_R}{6.84} * \frac{1}{(\ln(1/R))^{1/1.17}} = 13328 \text{ heures} \quad (\text{Réf. 1, p. 123})$$

La charge dynamique s'écrit:

$$C = R_e * \left( \frac{N_d * H_{10}}{33.333 * 500} \right)^{1/3}$$

##### 1/ Roulement du batteur

$N_d = 800$  t/min

La force axiale  $F_a = 0$ , d'où la force radiale équivalente  $R_e$  est égale à la charge radiale:  $R_e = F_r = 1151$  N

donc  $C = 992$  daN

A partir du catalogue SKF d'Avril 1970, p. 146, on choisit:

Roulement 61810:  $d = 50$  mm

$D = 65$  mm

$B = 7$  mm

(voir figure )

##### 2/ Roulements de l'arbre des tambours d'alimentation

$N_d = 150$  t/min,  $R_e = 592$  N, d'où  $C = 292$  daN

SKF Roulement 16006:  $d=30$  mm  
 $D=55$  mm  
 $B=9$  mm

3/ Roulement de l'arbre de secouage

$N_d=250$  t/min ,  $R_e=2347$  N d'où  $C=1373$  daN

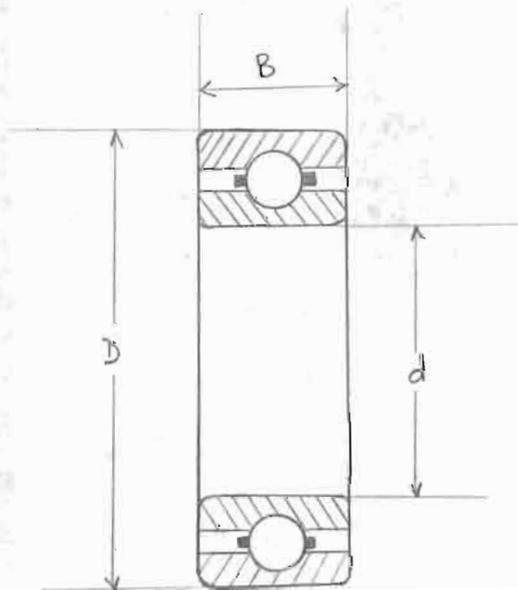
Roulement SKF 61817 :  $d=85$  mm  
 $D=110$  mm  
 $B=13$  mm

4/ Roulements de l'arbre du ventilateur

$N_d=900$  t/min ,  $R_e=143$  N , d'où  $C=128$  daN

Roulement SKF 61805:  $d=25$  mm  
 $D=37$  mm ,  $B=7$  mm

(voir schéma descriptif à la figure )



## Chapitre 6

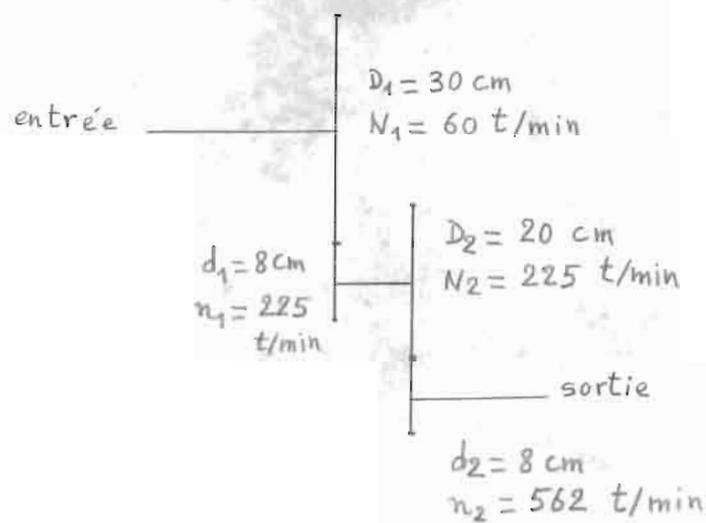
### BATTEUSE MANUELLE

## BATTEUSE MANUELLE

La batteuse motorisée reste relativement chère. Rien que le moteur revient à environ 900000 francs CFA, sans compter le coût des matériaux et de fabrication. C'est pourquoi nous explorons dans cette partie la possibilité de fabriquer une batteuse manuelle qui serait au moins à la portée du paysan ordinaire. Cette batteuse, pour qu'elle soit intéressante, devra être peu fatigante avec un débit assez important. Comme première solution on peut mettre à la place du moteur une manivelle actionnée manuellement par l'opérateur. Dans ce cas il est évident que la puissance requise sera difficilement supportable par l'homme. Il est alors indiqué de scinder les opérations de battage et de séparation en deux parties distinctes. En d'autres termes, il s'agit de concevoir une machine qui fait seulement le battage et une autre qui fait la séparation des produits battus. Les mêmes principes de fonctionnement proposés précédemment seront conservés. Pour ce qui est de la séparation, une manivelle entraîne l'arbre du dispositif de secouage à une vitesse assez grande à l'aide d'un multiplicateur. Et le ventilateur est entraîné par cet arbre. Les produits battus sont versés par le haut et la séparation a lieu à travers le secoueur, les cribles et le soufflage (voir croquis 2 dans le plan P005). Pour le battage proprement dit, deux solutions sont proposées: batteuse actionnée par manivelle ou bien par pédale. Dans les deux cas, la faible vitesse d'entrée est augmentée par l'intermédiaire d'un multiplicateur.

### Multiplicateur de la batteuse manuelle

En estimant à 60 coups par minute la vitesse à laquelle l'opérateur agit sur la pédale, soit 60 cycles par minute, la vitesse de rotation de la manivelle est alors  $N_1=60$  t/min. Le diamètre de l'engrenage contenant la manivelle est  $D_1=30$  cm. Le multiplicateur qui sera adopté est le suivant:



rapport du premier étage:  $m_{G1} = D_1/d_1 = 30/8 = 3.75$

rapport du deuxième étage:  $m_{G2} = D_2/d_2 = 20/8 = 2.5$

rapport global:  $m_G = 3.75 * 2.5 = 9.375$

La vitesse de sortie  $n_2 = 60 * 9.375 = 562$  t/min

A cette vitesse, pour un débit de 500 kg/h et un diamètre de batteur de 40 cm, la puissance requise vaut:  $P = 664$  W.

choix des engrenages:

Matériau: acier trempé classe A1 (AGMA)

Dureté: 300 BHN

Résistance:  $S_{at} = 300$  MPa

Angle de pression =  $20^\circ$

Premier étage: pas diamétral  $P=6 \text{ in}_{-1}$

soit  $Z_1=71$  dents et  $z_1=19$  dents

Deuxième étage:  $P=8 \text{ in}_{-1}$  soit  $Z_2=63$  dents et  $z_2=25$  dents

### 1/ Batteuse à manivelle

L'arbre du batteur est entraîné par une manivelle à travers un multiplicateur. La paille passe par les tambours d'alimentation avant d'atteindre les organes de battage. Les produits battus sont récupérés par le dessous (voir figure 14).

Evaluation de la force  $F$  appliquée à la manivelle:

le moment appliqué s'écrit:  $M_t = F \cdot r = P / (2 \cdot \pi \cdot N)$

$$= (340 \cdot Q \cdot N^2 \cdot D^2) / (2 \cdot \pi \cdot N)$$

d'où  $F = (340 \cdot Q \cdot N \cdot D^2) / (2 \cdot \pi \cdot r)$

$N_m = 9.375 \cdot N_m$

$$F = 2.35 \cdot 10^{-3} \cdot (Q \cdot N_m \cdot D^2) / r$$

$F$  en N

$Q$  en kg/h

$D$  diamètre du batteur en m

$r$  longueur du bras de la manivelle en m

$N_m$  vitesse de rotation de la manivelle (entrée) en t/min

En fixant  $r=0.30$  m et  $D=0.40$  m les représentations graphiques de  $F$

en fonction du débit  $Q$  et de la vitesse  $N_m$  sont faites aux

figures 15 et 16.

F [N]

90

75

50

25

200

400

600

800

1000

1200

Q [kg/h]

Figure 15: force appliquée à la manivelle en fonction du débit

$D = 40 \text{ cm}$ ,  $N = 60 \text{ t/min}$   
 $\lambda = 30 \text{ cm}$

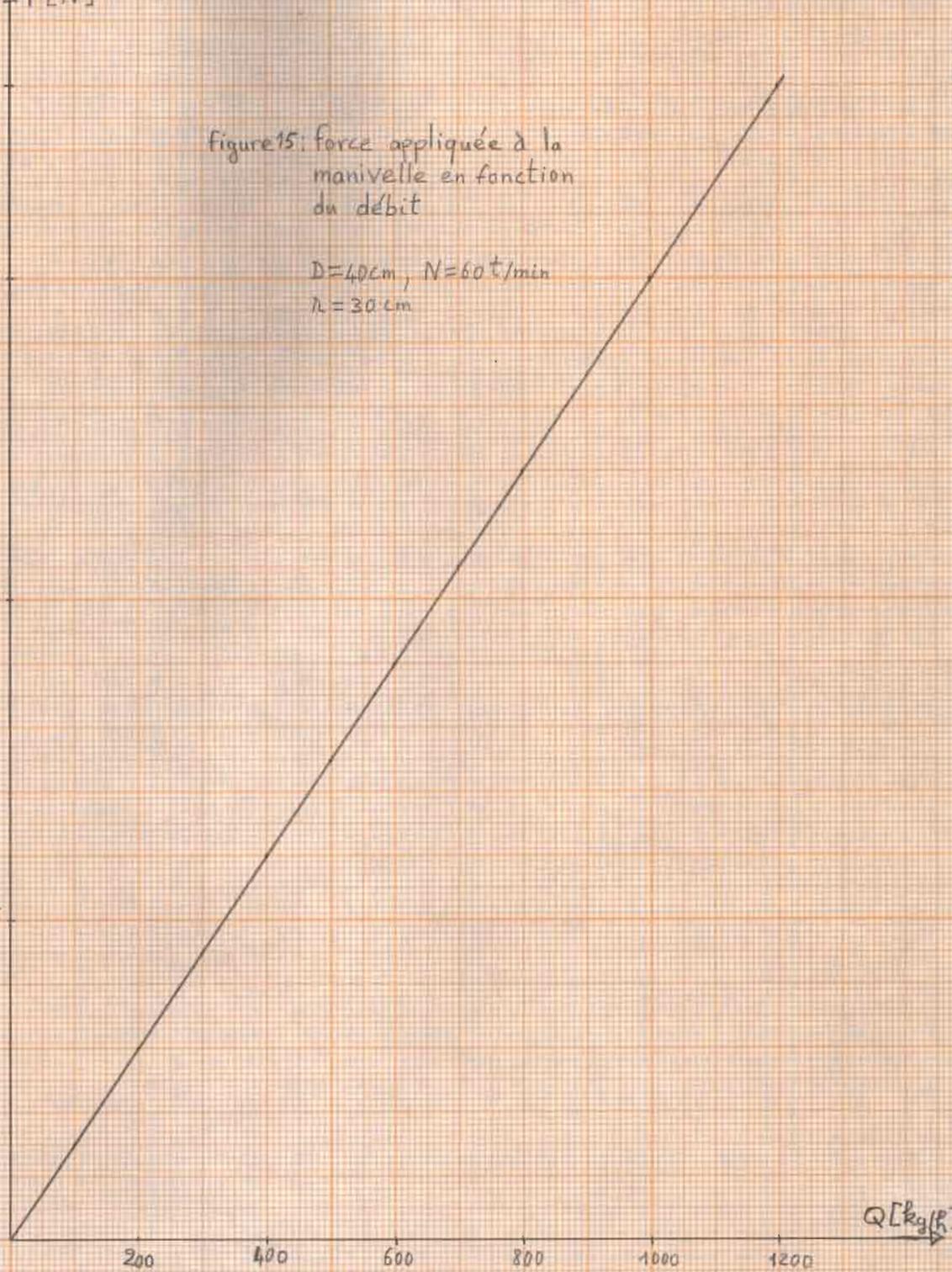
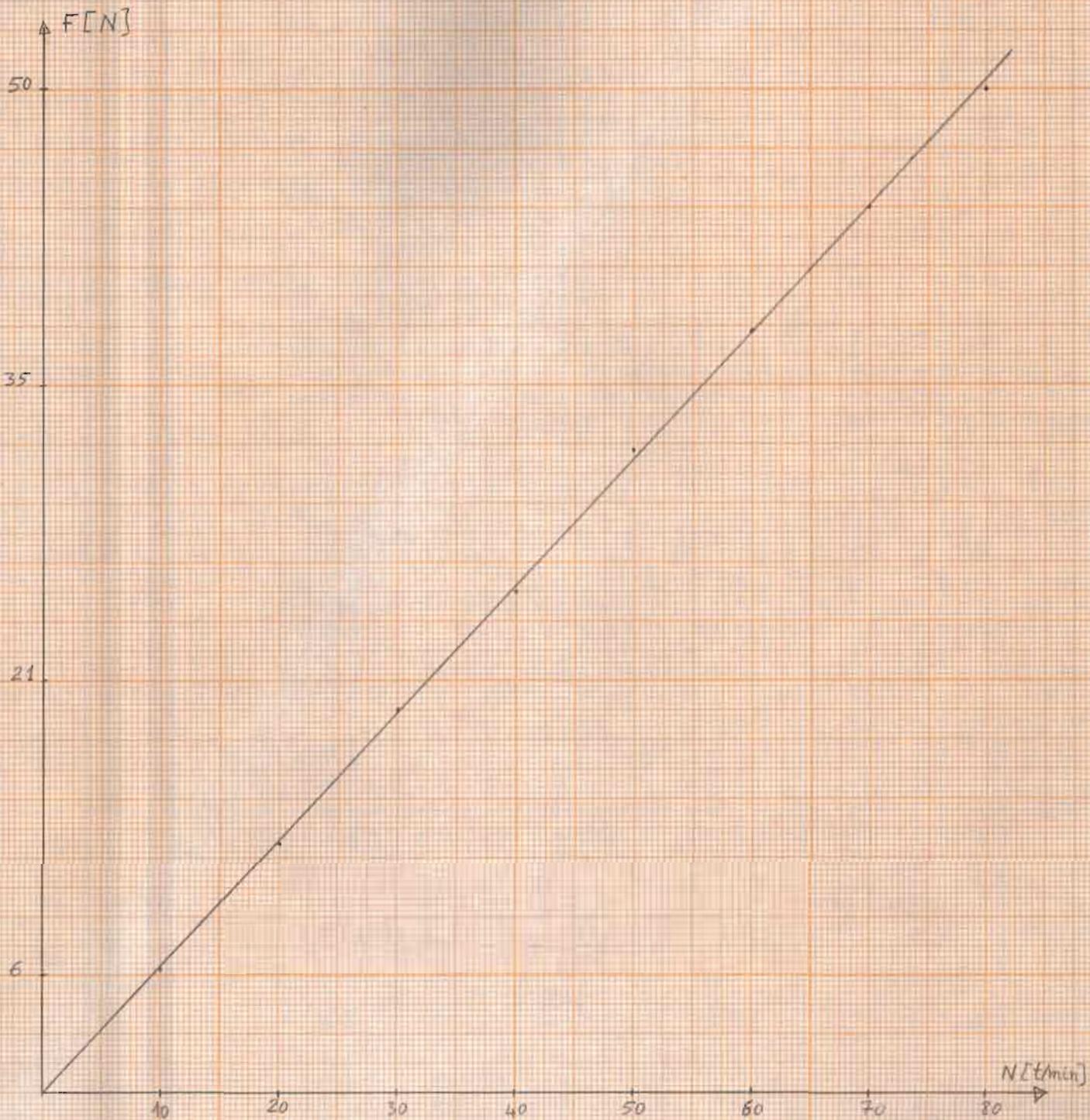


figure 16: Batteuse manuelle  
force appliquée sur une  
manivelle de rayon  $r=30\text{cm}$   
en fonction de la vitesse  
 $D=40\text{cm}$ ,  $l=80\text{cm}$ ,  $Q=500\text{kg/h}$



## 2/ Batteuse à pédale

Il paraît très convenant d'actionner la batteuse par la jambe, eu égard à la robustesse de ce membre. Ainsi, un modèle utilisé par les paysns japonais a été revu pour être adapter à l'arachide (voir croquis 2 dans le plan P005). Son principe de fonctionnement est simple et sa construction facile. La pédale actionnée par la jambe de l'opérateur, entraîne le batteur par l'intermédiaire d'un mécanisme bielle-manivelle. La paille sèche à battre est introduite par une goulotte d'alimentation.

Cette machine pourrait même servir à égrener l'arachide humide fraîchement récoltée. Il suffit pour cela, de remplacer le contre-batteur par un autre dépourvu de pointes mais dont la surface est assez rugueuse. L'opérateur tient les tiges d'arachide par un bout et engage l'autre portant les fruits entre le batteur et le contre-batteur.

La conception du mécanisme bielle-manivelle est faite au paragraphe suivant.

### a/ Conception du mécanisme M4M

Il s'agit de faire la synthèse d'un mécanisme à 4 membrures, M4M, bielle-manivelle. Pour ce faire, nous utilisons la méthode analytique de Freudenstein:

$$R_1 * \cos \theta - R_2 * \cos \bar{\alpha} + R_3 = \cos (\theta - \bar{\alpha})$$

où  $R_1 = d/c$ ,  $R_2 = d/a$ ,  $R_3 = (a^2 - b^2 + c^2 + d^2) / (2 * a * c)$

Cette méthode génère une fonction exacte en trois points seulement. Nous nous suffisons à cette précision et le choix des points d'exactitude  $(\theta_1, \bar{\alpha}_1)$ ,  $(\theta_2, \bar{\alpha}_2)$ ,  $(\theta_3, \bar{\alpha}_3)$  est fait selon la méthode de Chebychev.

Alors à l'aide de ces points on détermine  $R_1, R_2$  et  $R_3$

Le balancier  $c$  oscille dans un écart angulaire de  $40^\circ$ . Ce qui implique que si le balancier  $c$  tourne de  $40^\circ$ , la manivelle  $a$  tourne de  $180^\circ$ ; d'où  $\theta/\delta=180/40=4.5$  ou bien  $\theta=4.5*\delta$

$$(\theta_1, \delta_1) = (12.06^\circ, 52.68^\circ), \quad (\theta_2, \delta_2) = (90^\circ, 70^\circ)$$

$$(\theta_3, \delta_3) = (167.94^\circ, 87.32^\circ)$$

$$R_1 * \cos \theta_1 - R_2 * \cos \delta_1 + R_3 = \cos(\theta_1 - \delta_1)$$

$$R_1 * \cos \theta_2 - R_2 * \cos \delta_2 + R_3 = \cos(\theta_2 - \delta_2)$$

$$R_1 * \cos \theta_3 - R_2 * \cos \delta_3 + R_3 = \cos(\theta_3 - \delta_3)$$

En résolvant par la méthode de Cramer, on trouve:

$$R_1 = (w_3 * w_6 - w_4 * w_5) / (w_2 * w_3 - w_1 * w_4)$$

$$R_2 = (w_1 * w_6 - w_2 * w_5) / (w_2 * w_3 - w_1 * w_4)$$

$$R_3 = \cos(\theta_1 - \delta_1) + R_2 * \cos \delta_1 - R_1 * \cos \theta_1$$

avec  $w_1 = \cos \theta_1 - \cos \theta_2 = 0.9779$

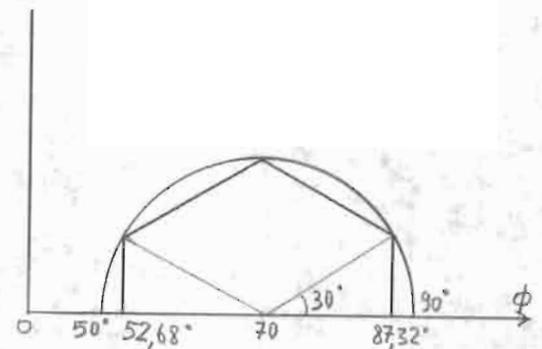
$$w_2 = \cos \theta_1 - \cos \theta_3 = 1.9558$$

$$w_3 = \cos \delta_1 - \cos \delta_2 = 0.2642$$

$$w_4 = \cos \delta_1 - \cos \delta_3 = 0.5595$$

$$w_5 = \cos(\theta_1 - \delta_1) - \cos(\theta_2 - \delta_2) = -0.1806$$

$$w_6 = \cos(\theta_1 - \delta_1) - \cos(\theta_3 - \delta_3) = 0.5961$$



Après calcul on trouve:

$$R_1 = -8.5009, \quad R_2 = -30.7813 \text{ et } R_3 = -9.5893$$

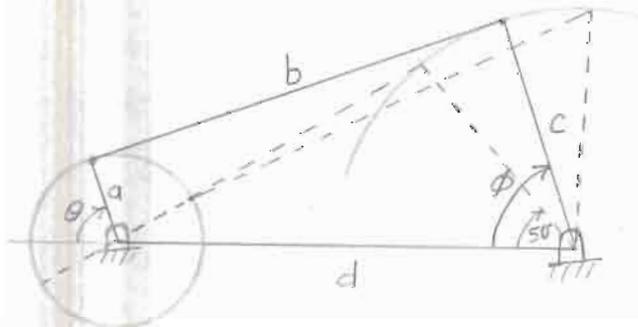
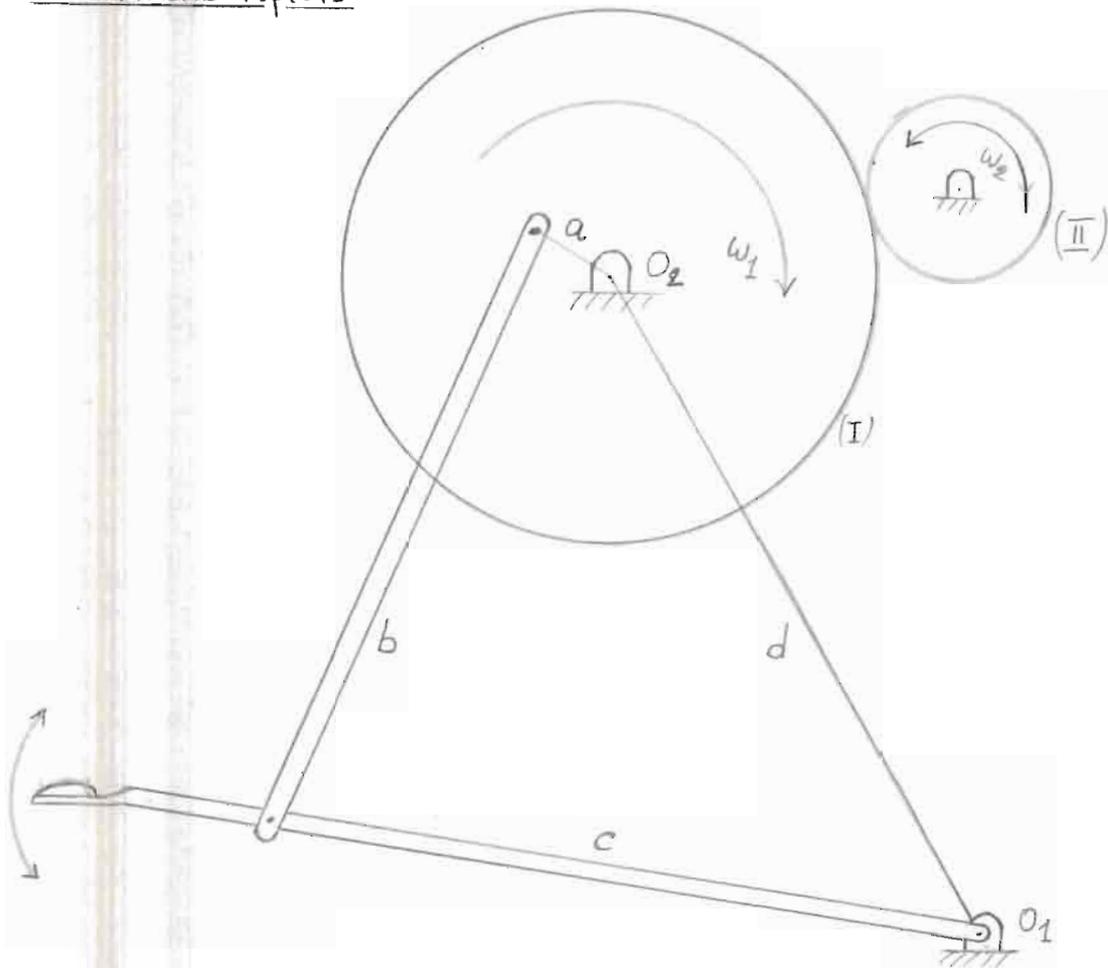
à partir de ces valeurs de  $R_1, R_2$  et  $R_3$  on trouve, pour une distance  $d=70$  cm fixées:

$$a = -2.2 \text{ cm}, \quad b = 72.7 \text{ cm}, \quad c = -8.2 \text{ cm}$$

Les signes - veulent dire un changement de sens des membrures  $a$  et  $c$ , ce qui revient à l'état initial.

# V BATTEUSE A PEDALE : Conception du M4M

schémas descriptifs



figure

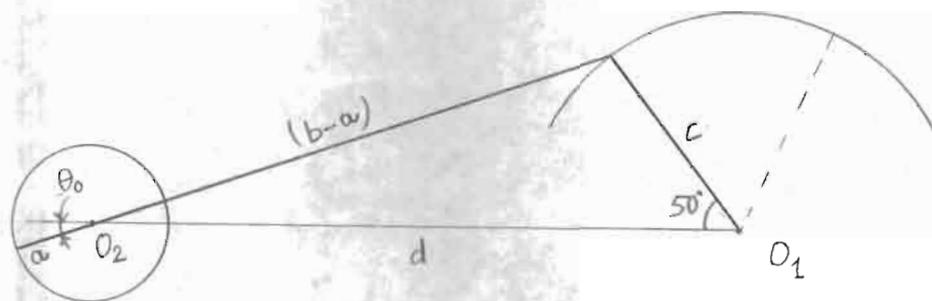
I et II : Engrenages

a : membrure entraînée

b : membrure intermédiaire

c : membrure motrice

d : distance entre  $O_1$  et  $O_2$



Pour tenir compte du fait qu'à la position initiale ( $\bar{\alpha}=50^\circ$ ), la valeur de  $\theta$  est non nulle procédons par itération. On calcule d'abord l'angle initial  $\theta_0$  à partir des valeurs de  $a$ ,  $b$  et  $c$  trouvées plus haut.

$$\operatorname{tg}\theta_0 = (c \cdot \operatorname{tg}50^\circ) / (b-a) = (8.23 \cdot \operatorname{tg}50^\circ) / (72.6 - 2.3) = 0.1393 \quad \text{d'où } \theta_0 = 7.93^\circ$$

Donc l'angle  $\theta$  qui rentre dans l'équation de Freudenstein est diminué de  $7.93^\circ$ . Les nouveaux points d'exactitude sont alors:

$$(\theta_1, \bar{\alpha}_1) = (4.13^\circ, 52.68^\circ), \quad (\theta_2, \bar{\alpha}_2) = (82.07^\circ, 70^\circ)$$

$$(\theta_3, \bar{\alpha}_3) = (160.01^\circ, 87.32^\circ)$$

Après calcul par la méthode de Cramer, on trouve:

$$R_1 = 8.8220, \quad R_2 = 29.810, \quad R_3 = 9.9350$$

alors pour  $d=70$  cm on a:  $a=2.3$  cm,  $b=67.8$  cm,  $c=7.9$  cm.

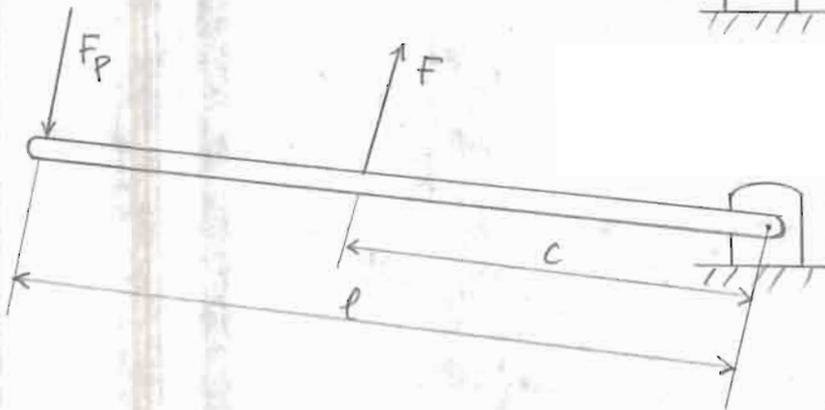
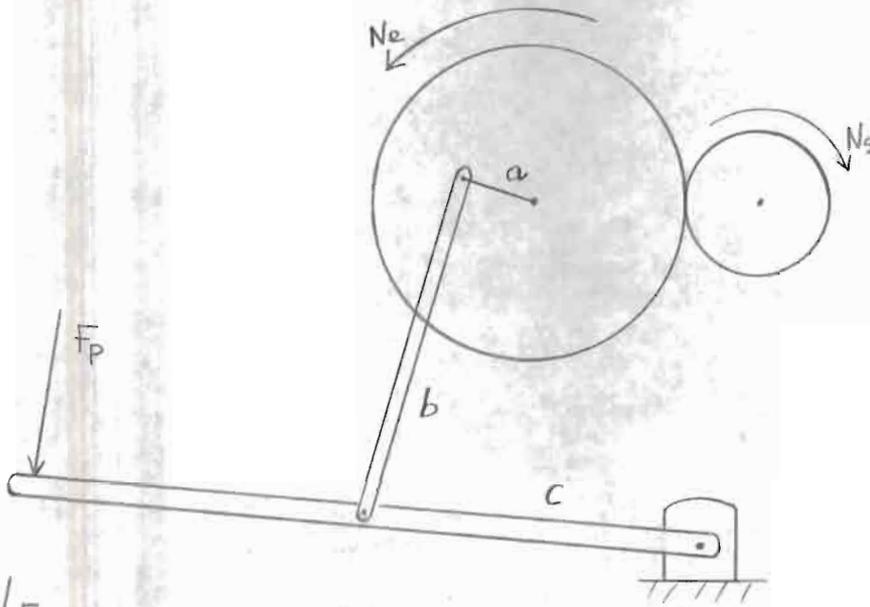
seconde itération:

$$\operatorname{tg}\theta_0 = (c \cdot \operatorname{tg}50^\circ) / (b-a) = 0.1437 \quad \text{d'où } \theta_0 = 8.18^\circ$$

$\theta_0$  varie très peu (de  $7.9^\circ$  à  $8.18^\circ$ ) donc les valeurs de  $a$ ,  $b$  et  $c$  trouvées précédemment sont acceptables.

b/ Evaluation de la force à appliquer sur la pédale:

$a=23 \text{ mm}$   
 $b=678 \text{ mm}$   
 $c=79 \text{ mm}$   
 $d=700 \text{ mm}$   
 $l=1 \text{ m}$



$$M_c = F \cdot a = P / (2 \cdot \pi \cdot N) = (340 \cdot Q \cdot N \cdot D^2) / (2 \cdot \pi \cdot N)$$

$$F = (340 \cdot Q \cdot N_e \cdot D^2) / (2 \cdot \pi \cdot a)$$

$$F \cdot c - F_p \cdot l = 0 \quad \text{d'où} \quad F_p = F \cdot (c/l)$$

$$F_p = (340 \cdot Q \cdot N_e \cdot D^2) / (2 \cdot \pi \cdot a) \cdot (c/l)$$

$$N_e = 9.375 \cdot N_e$$

$$F_p = 8.605 \cdot 10^{-3} \cdot Q \cdot N_e \cdot D^2$$

Q en kg/h

$N_e$  vitesse d'entrée en t/min

D diamètre du batteur en m

La représentation graphique de cette force appliquée à la pédale en fonction du débit  $Q$  et de la vitesse d'entrée  $N_e$ , pour  $d=0.40$  m et  $l=1$  m, est faite aux figures 17 et 18.

$\Delta F_p [N]$

figure 17: force appliquée à la pédale en fonction du débit

$D=40\text{cm}$ ,  $N_e=60\text{t/min}$

90

75

50

25

0

200

400

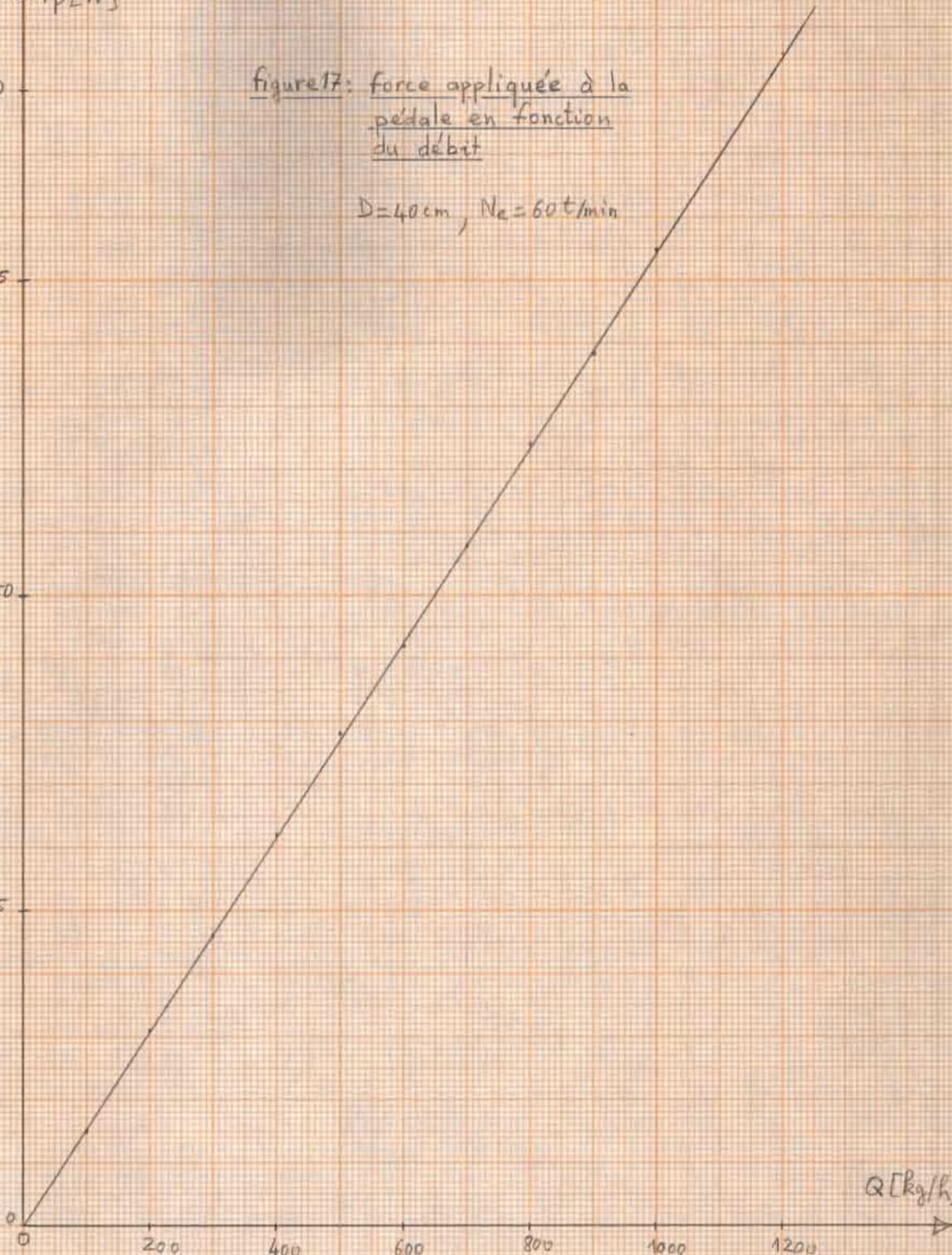
600

800

1000

1200

$Q [kg/h]$



$\Delta F_p [N]$

Figure 18: Force appliquée à la pédale  
en fonction de la vitesse

$D=40\text{ cm}$ ,  $Q=500\text{ kg}$

54

45

30

15

10

20

30

40

50

60

70

80

$N [t/min]$

## CONCLUSION

## CONCLUSION

Cette étude aura été une expérience très bénéfique pour se familiariser à la conception et aux hypothèses concrètes de calculs de dimensionnement inhérents aux projets d'éléments de machines.

D'abord je commence par faire ces quelques remarques:

\_ La suspension du dispositif de secouage est assurée par des cables sur le bord supérieur du châssis. Ainsi les oscillations se font aisément sous l'effet de la rotation de l'arbre de secouage.

\_ Le débit d'air fourni par le ventilateur se règle à partir d'une vanne placée à l'aval du ventilateur. Ce réglage permet de souffler le volume d'air juste nécessaire pour expédier les fans à l'extérieur sans emporter les graines.

\_ Les courbes de puissance établies en fonction des paramètres tels que le débit ou la vitesse sont théoriques et il importe de les confronter à la pratique pour déterminer les corrections nécessaires.

\_ Le dimensionnement est basé sur les données fournies dans le chapitre "Définition du problème". Pour ce qui est de la batteuse manuelle les hypothèses de départ sont: un débit de 500 kg/h, une vitesse d'entrée de 60 t/min et une vitesse de sortie de 562 t/min. Ainsi après calculs, la force requise pour entraîner la batteuse est de 40 N.

La batteuse motorisée a certes, une capacité très importantes mais à cause de son prix, elle est hors de portée du paysan ordinaire. Actuellement, ce sont surtout les frais liés à l'importation qui ont rendu le coût si élevé. Ce dernier pourrait être revu à la baisse si la réalisation était faite sur place et dans ce cas on aurait à importer que le moteur. Par exemple la batteuse FAO dont le débit maximal est de 800 kg/h se vend à environ 3 millions de francs CFA alors que si elle était réalisée sur place son coût devrait diminuer d'au moins 1 million de francs. Etant donnée la grande capacité de la batteuse motorisée, il importe de regrouper les paysans en collectivités pour la leur céder, ceci par souci de rentabilité et d'allègement du coût supporté par chacun d'eux. Une autre solution non moins importante, mais qui est à présent complètement ignorée, est la batteuse manuelle. Certes elle est moins reposante, mais elle offre l'avantage d'être à la portée du paysan. Convenablement conçue, elle offre des débits assez intéressants avec des efforts physiques négligeables par rapport à la méthode traditionnelle de battage: par exemple, une batteuse à pédale dont le débit atteint 500 kg/h ne nécessite de l'opérateur qu'une force de 40 N (environ une masse de 4 kg). Mes recommandations s'adressent aux entrepreneurs pour qu'ils se lancent dans la création d'une fabrique spécialisée dans ce domaine car le besoin est indéniable comme l'illustre si éloquemment l'affluence des "peulhs Firdos" dans les campagnes pendant la période des récoltes.

## BIBLIOGRAPHIE

Notes de cours MACH.4.11 du professeur M<sup>r</sup> M'Boup (Référence 1)

Eléments de Machines par R.VINET, 1<sup>re</sup> Edition EPM, 1982 (Réf.2)

Notes de cours MACH.4.21 de Y.A.YOUSSEF, ancien professeur à l'EPT  
(Référence 3)

Eléments de Machines 2<sup>e</sup> Edition de R.VINET, EPM (Référence 4)

Les machines agricoles, volume 2, par P.CANDELON Edition J.Baillière

Tractors and their power units, 6<sup>e</sup> Edition, L.Barger et C<sup>ie</sup>

Farm Machinery and Equipment, 6<sup>e</sup> Edition, par SMITH and WILKES

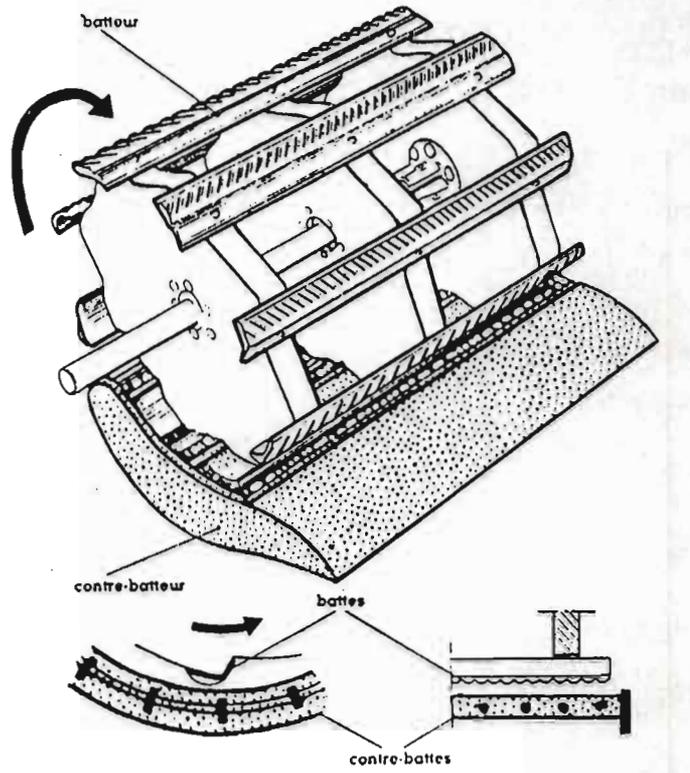
Le Machinisme Agricole, presses universitaires de France, par

R.Lacombe

L'Outillage Agricole pour les régions arides et

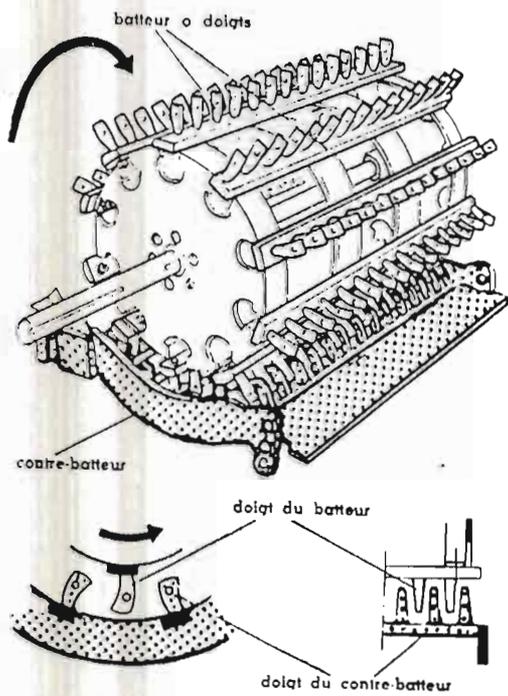
tropicales, collection FAO, par H.J.Hoppen

**Annexes: DESSINS**



Croquis « La Documentation Agricole BP »

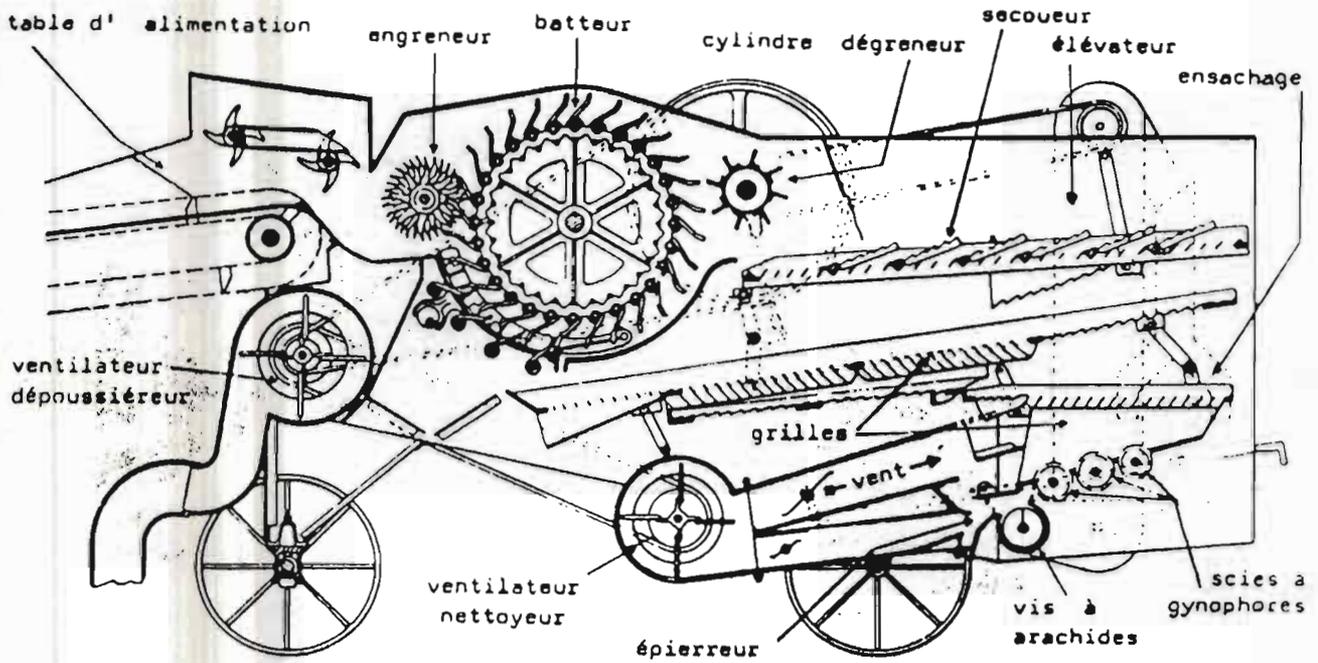
Fig. 100.  
Batteur et contre-batteur à battes.



Croquis « La Documentation Agricole BP »

Fig. 103.  
Batteur et contre-batteur à doigts.

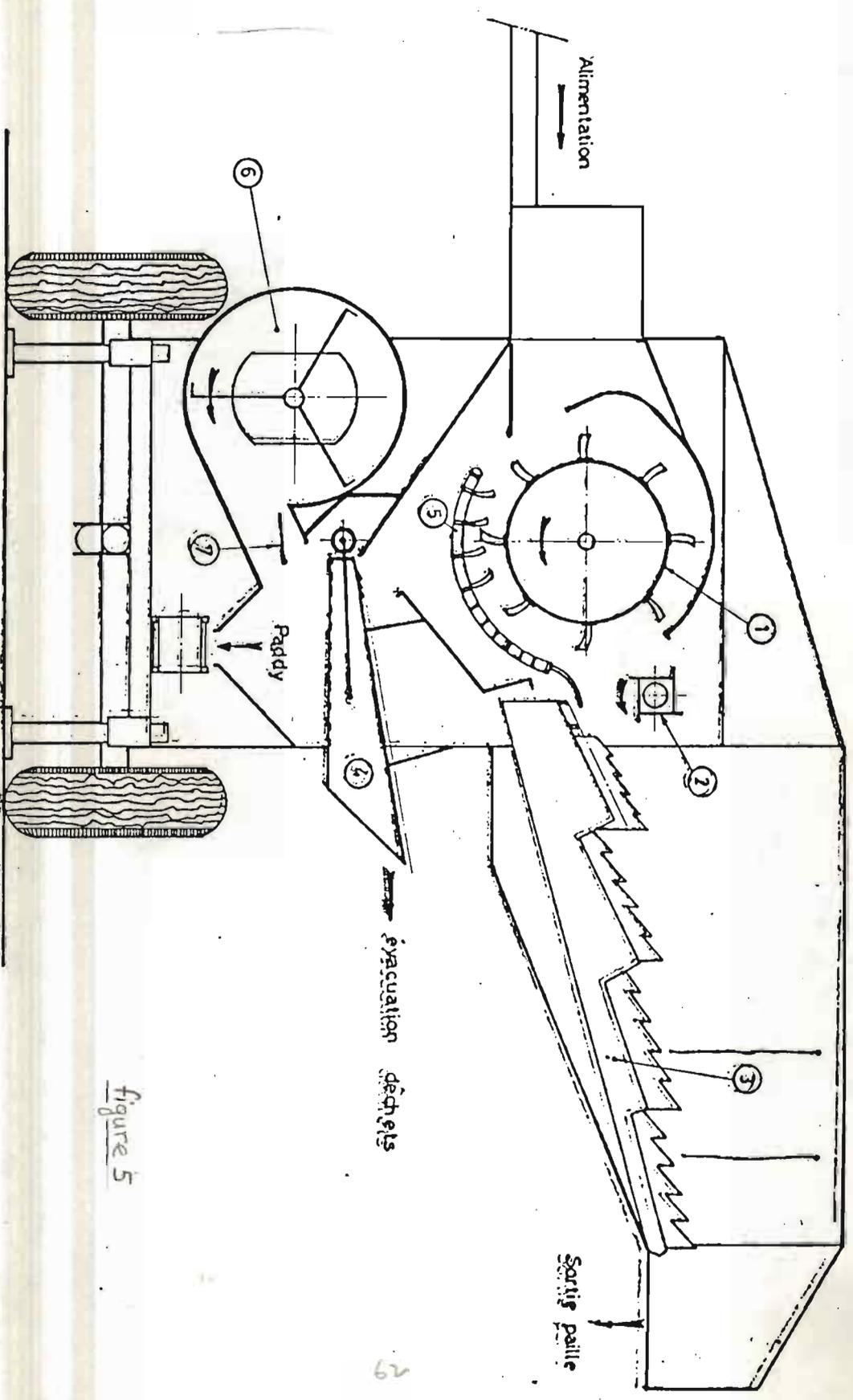
croquis 1



①

— Coupe d'une batteuse à arachides (Document C.E.E.M.A.T.).

croquis 4

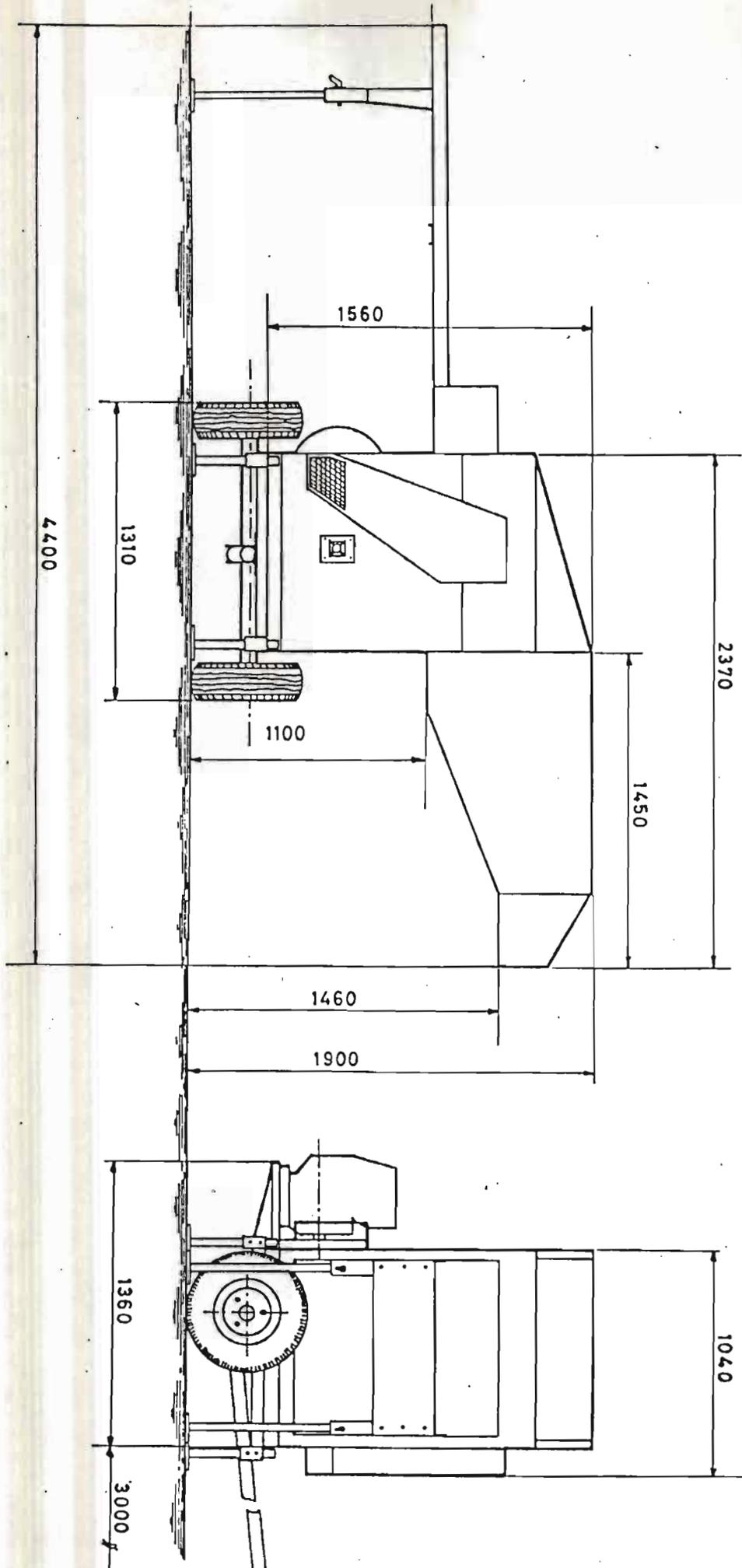


- ① Batteur
- ② Tire-paille
- ③ Secouage
- ④ Table à grain
- ⑤ Grille de contre-batteur
- ⑥ Ventilateur de nettoyage
- ⑦ Vanne de réglage d'air

figure 5

FAO	35800 VITRE	Echelle 1/10 <sup>e</sup>	BATTEUSE AR 800
14 75 20 97		Date 18.07.80	

Figure 5'

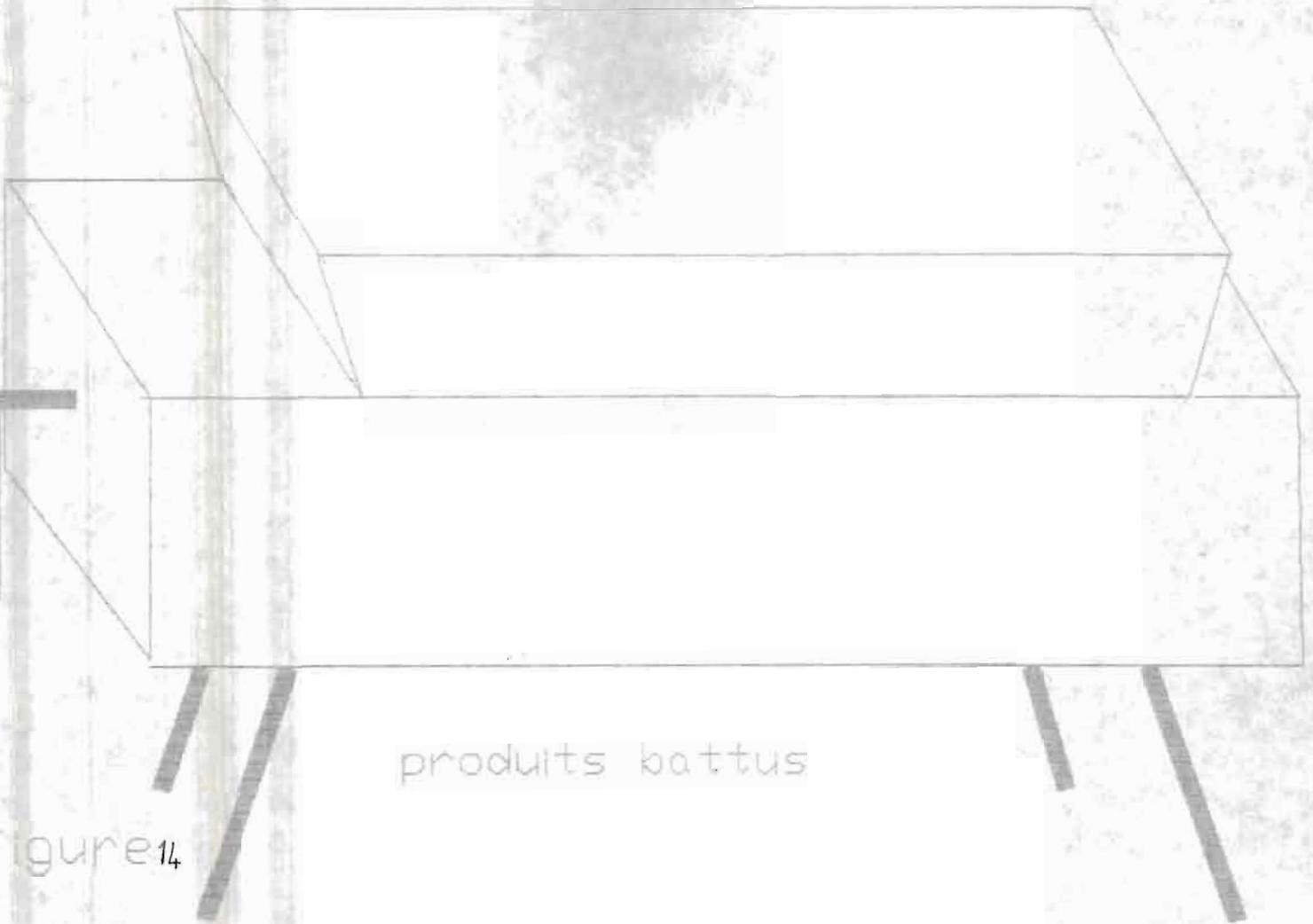


35600 VITRÉ  
141 75 2007

Echelle 1/20  
Date 25-6-80  
Destiné par

BATEUSE AR 800  
ADAPTATION RIZ

alimentation



produits battus

figure 14

alimentation

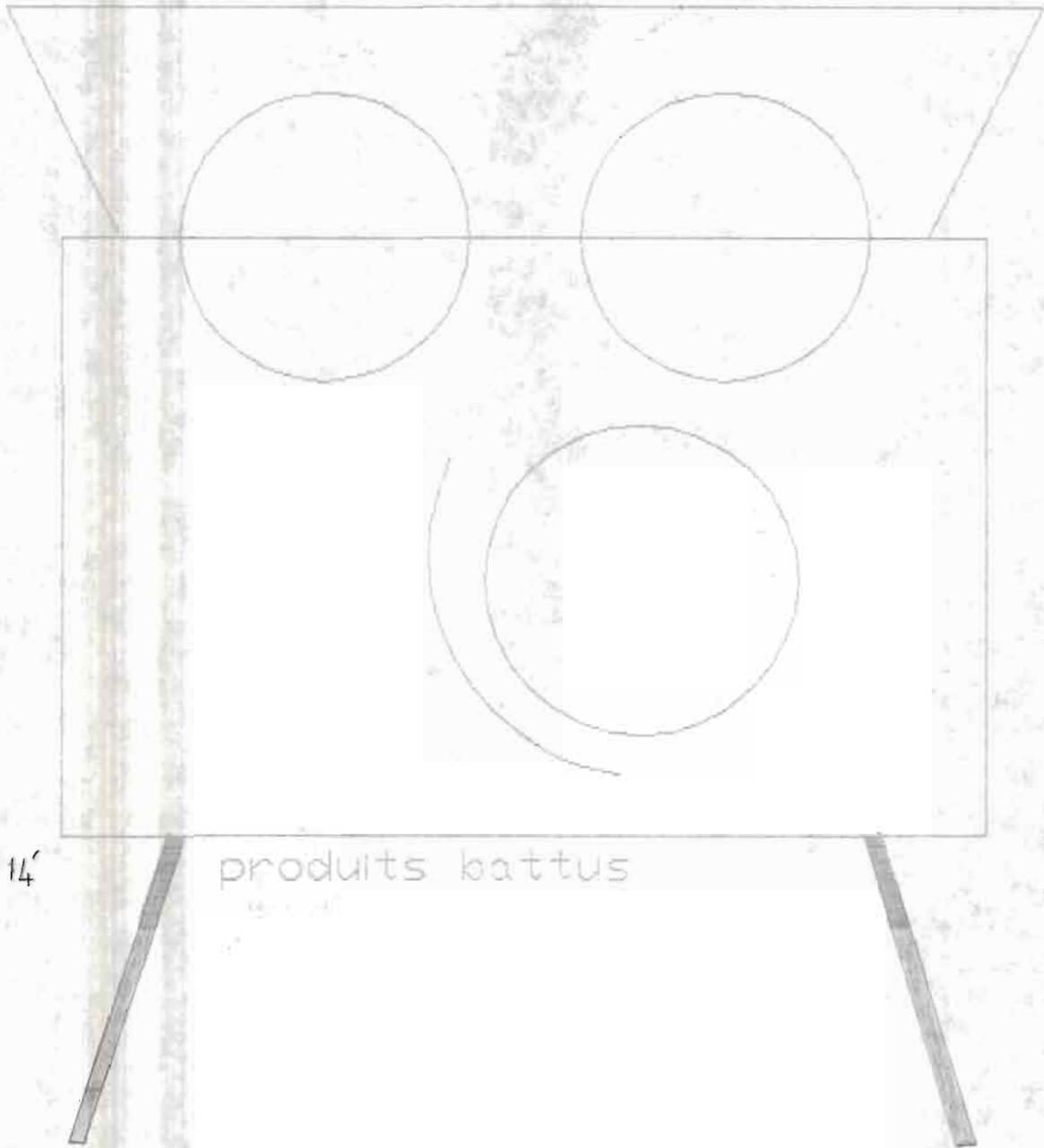
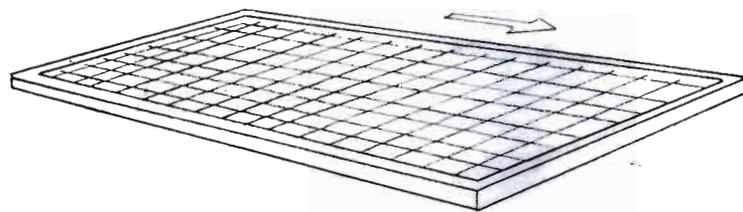
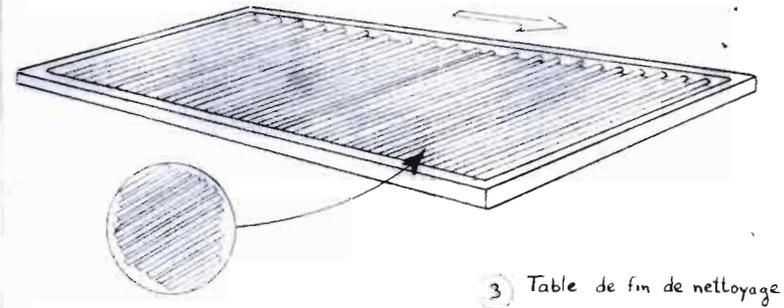
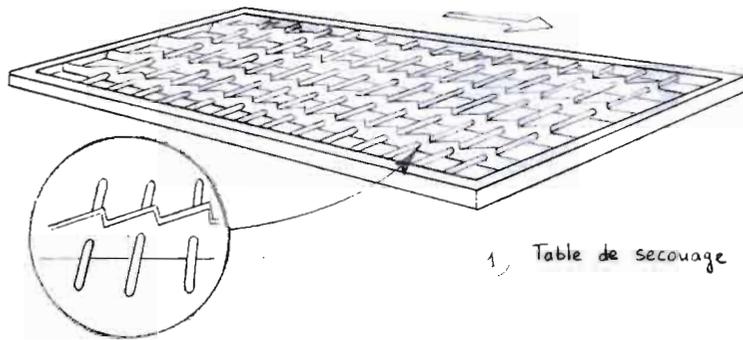
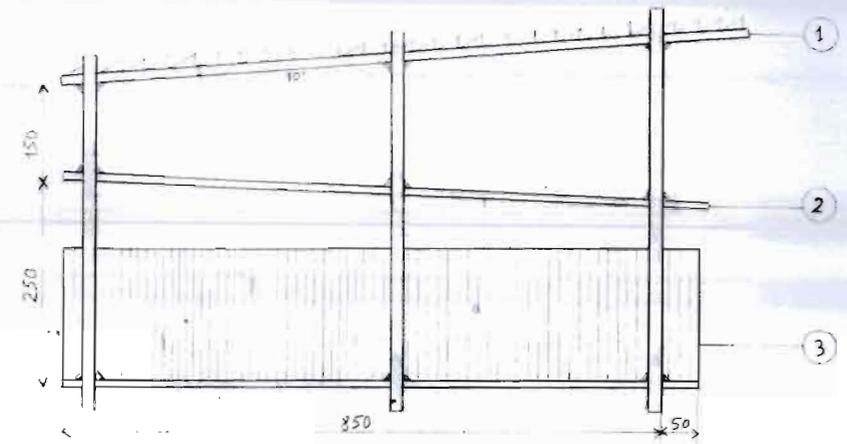
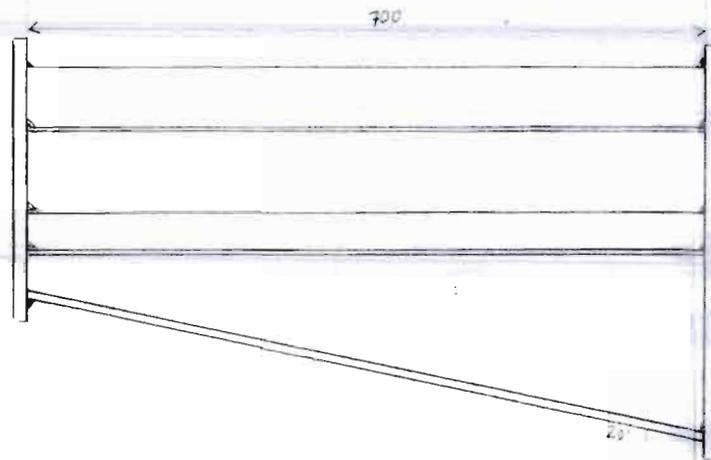


Figure 14'

produits battus



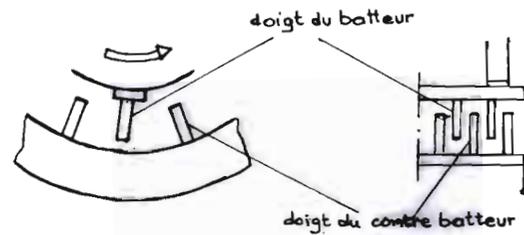
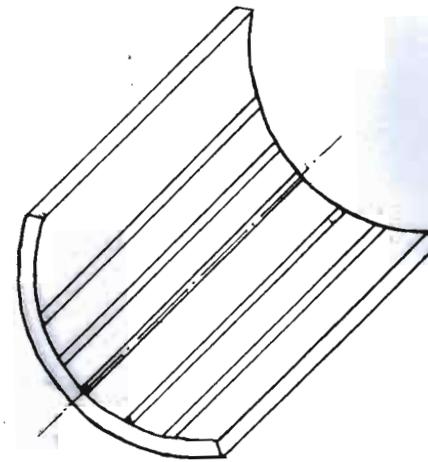
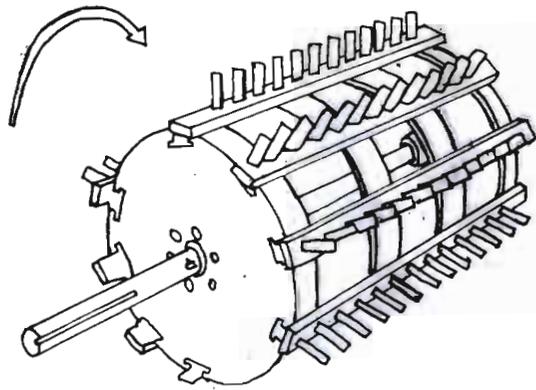
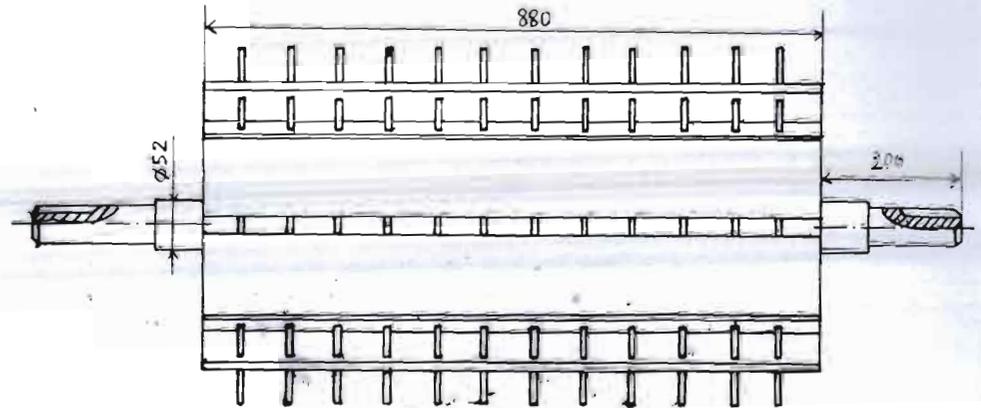
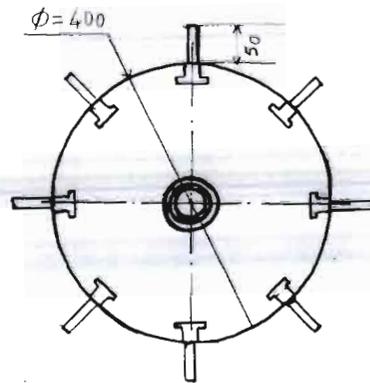
2, Table de criblage

1, Table de secouage

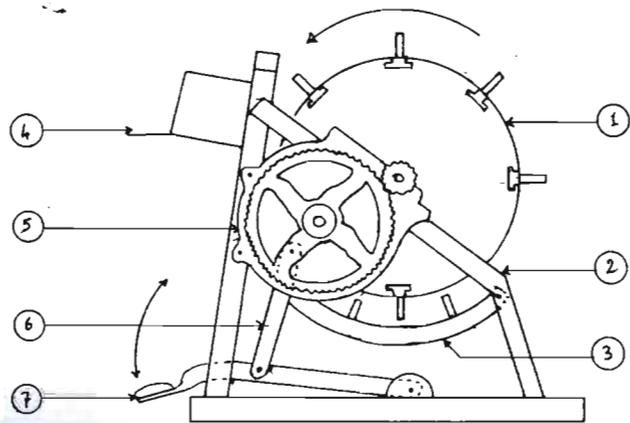
3, Table de fin de nettoyage

PROJET DE FIN D'ETUDE  
DISPOSITIF DE SECOUAGE

par Papa CISSE  
Plan N°4  
Mai 1988

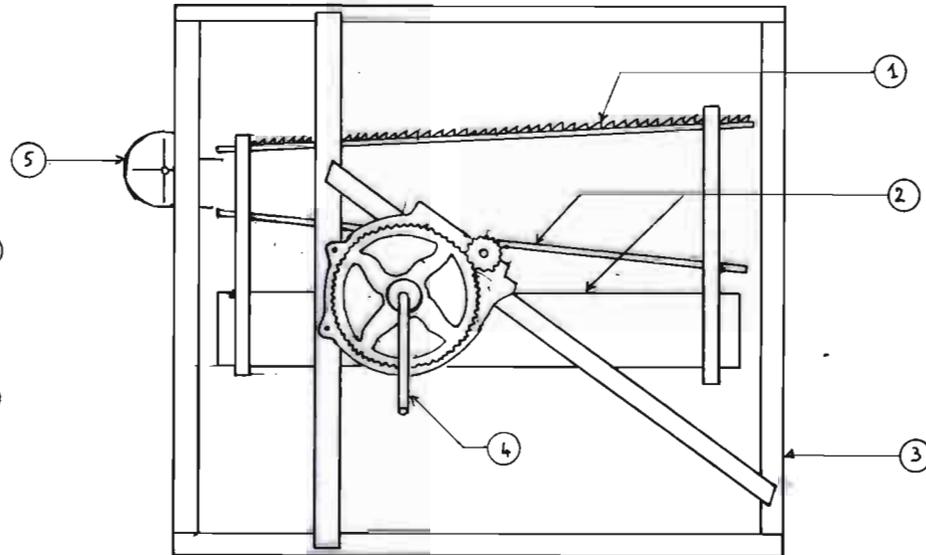


PROJET DE FIN D'ETUDES		Dessiné par RC135E
ORGANE DE BATTAGE	Echelle 1/2	Plan N°3
		Février 1988



Croquis 1: Batteuse actionnée par pédale

- ① Batteur à pointes
- ② Chassis
- ③ Contre-batteur
- ④ Goulotte d'alimentation
- ⑤ Manivelle - Multiplicateur
- ⑥ Bielle
- ⑦ Pédale

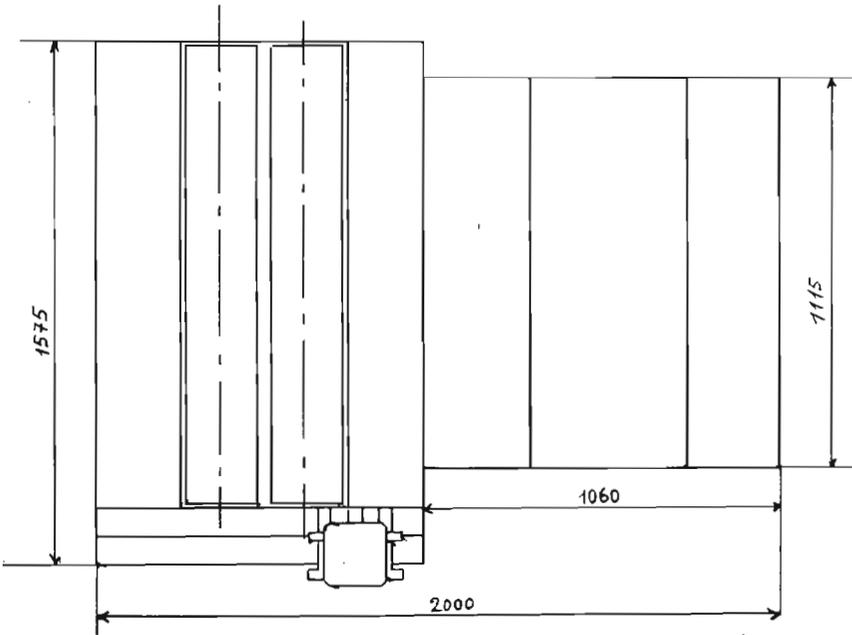
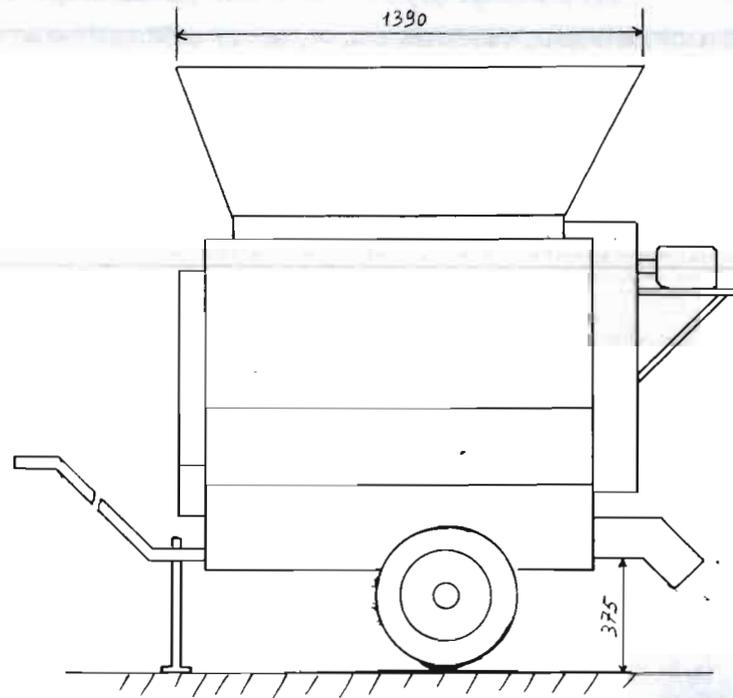
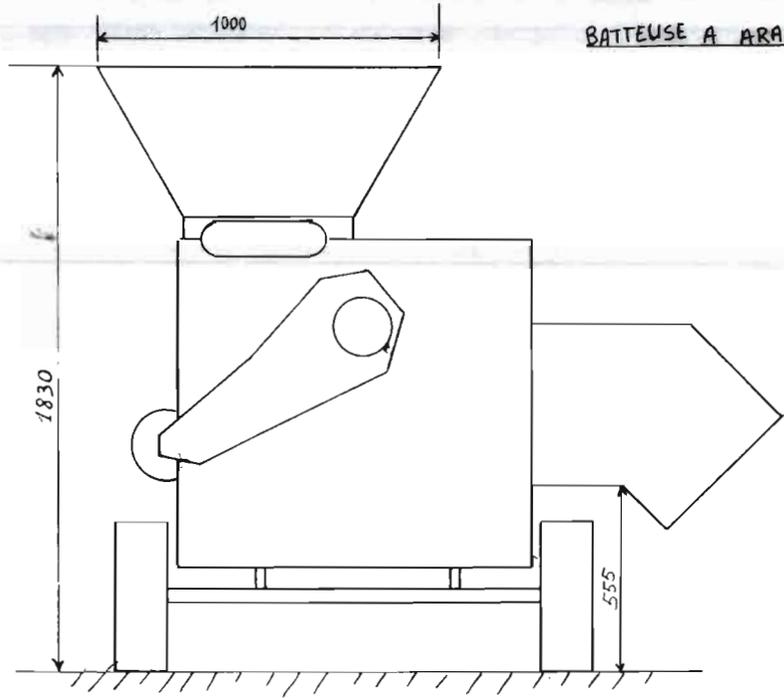


Croquis 2: Séparation manuelle de la paille battue et des gousses

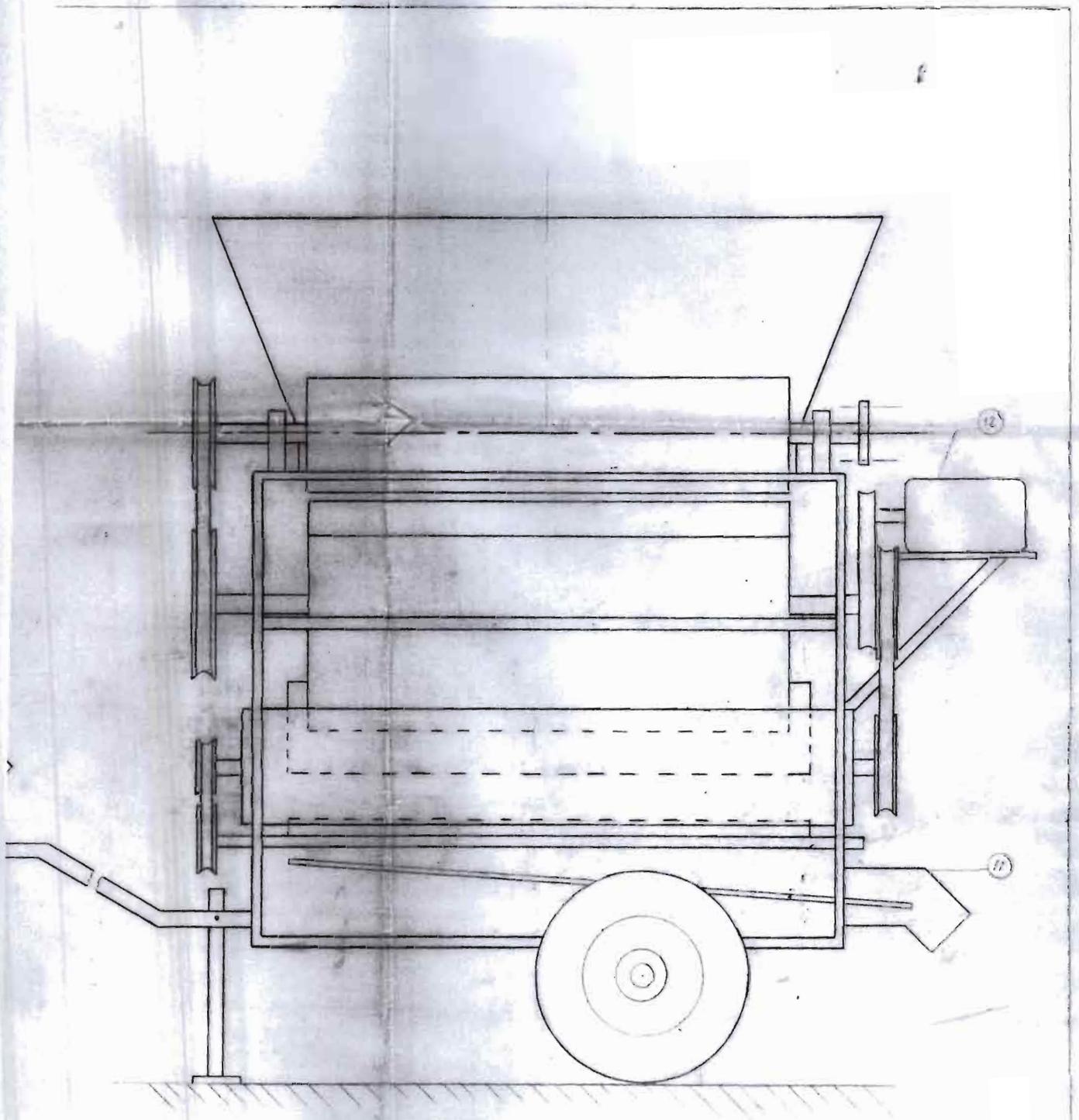
- ① Secoueur
- ② Tables de criblage
- ③ Chassis
- ④ Manivelle
- ⑤ Ventilateur

PROJET DE FIN D'ETUDE	Papa Cissé	
BATTAGE MANUEL		Plan P005
SEPARATION MANUELLE		Mai 1988

BATTEUSE A ARACHIDE

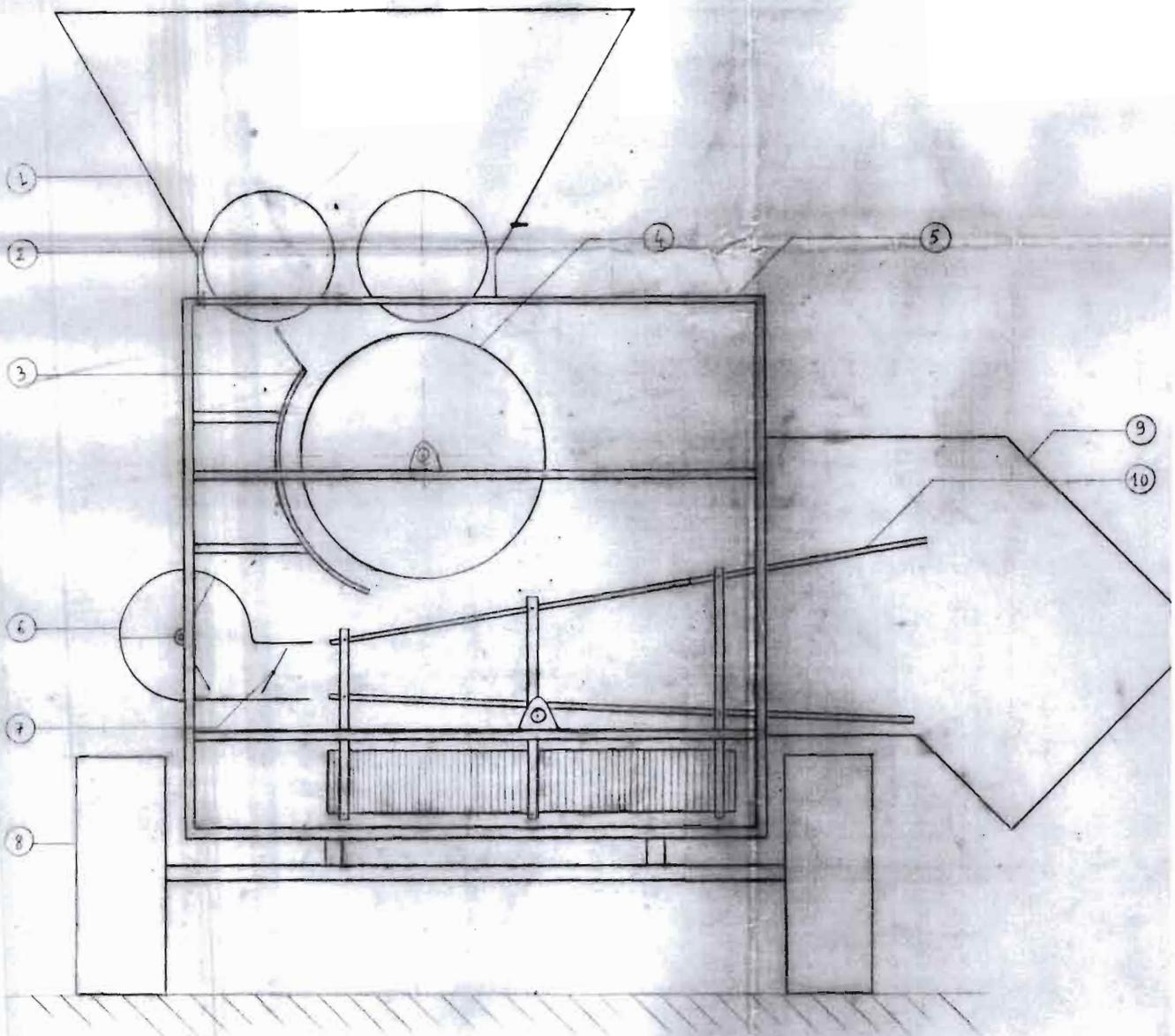


PROJET DE FIN D'ÉTUDES		Papa CISSÉ	
VUES GÉNÉRALES DE LA BATTEUSE CONÇUE		Echelle 1/45	Plan P002
			Mai 1988



pres

PROJET DE FIN D'ETUDE		par E. CISSE
BATEUSE A ARACHIDE		Plan n°1
SCHEMA DE FONCTIONNEMENT		Echelle 1/8



- ① Trémie d'alimentation
- ② Tambours d'alimentation
- ③ Contre-batteur
- ④ Batteur à doigts
- ⑤ Cadre de support
- ⑥ Ventilateur
- ⑦ Régleur du débit d'air
- ⑧ Roue
- ⑨ Goulotte d'évacuation de la paille

- ⑩ Dispositif de secouage
- ⑪ Goulotte de récupération des graines p
- ⑫ Moteur