

RÉPUBLIQUE DU SÉNÉGAL



ÉCOLE POLYTECHNIQUE DE THIÈS

PROJET
DE
FIN D'ÉTUDES

Gm. 0359

NWTS

Titre Conception d'un modèle réduit de la
batteuse à mil SISMAR

Auteur Mamadou WANE

Génie Mécanique

Date JUIN 1984

Ecole Polytechnique de Thiès

Département : Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

Gm. 0359

Sujet : CONCEPTION D'UN MODELE
REDUIT DE LA BATTEUSE
A MIL SISMAR

Auteur : Mamadou WANE
5^{eme} année

Directeur : M. Y. Youssef, professeur
à l'E.P.T

Co-directeur : M. I. Seck, responsable
bureau d'études SISMAR

A ma mère

REMERCIEMENTS

Je ne pourrais commencer la rédaction de ce modeste travail sans adresser mes plus sincères remerciements à tous ceux qui m'ont aidé sous quelque forme que ce soit, lors de son étude.

Ces remerciements vont particulièrement à :

M^r. YOUSSEF, professeur de machine qui a été un directeur à la fois guide et auditeur attentif à mes difficultés. Je lui en suis reconnaissant et le remercie vivement.

M^r. SECK, responsable du bureau d'études de la SISMAR, co-directeur du projet, qui a mis à ma disposition tous les moyens techniques (documentations et dessinateurs) pour un bon aboutissement de l'étude qui m'a d'ailleurs été confiée par lui. sur l'initiative du directeur technique M^r BOMAL à qui j'adresse aussi mes sincères remerciements.

Enfin ces remerciements vont aux techniciens de la SISMAR particulièrement MM NDOYE, Cissé, Diène et Mbodj et à l'ensemble des élèves de la quatrième (4^e) année du génie mécanique dont le travail m'a servi de tremplin.

SOMMAIRE

Le problème posé consiste à concevoir un modèle réduit de la batteuse à mil SISMAR. Dans l'introduction le sujet est posé dans ses grandes lignes.

La démarche a été de déterminer les principales caractéristiques de l'ancienne batteuse. Ces caractéristiques sont :

l'entraxe des différents poulies.

les vitesses linéaire et angulaire de chaque éléments.

la puissance transmise par chaque courroie ou chaîne

Ce travail fait l'objet du premier chapitre

Dans le second chapitre, nous avons choisi le moteur diesel selon les critères qui y sont définis. A partir de la puissance de ce moteur nous avons fait un nouveau bilan des puissances (voir schéma II. 1). Ensuite nous ^{nous} sommes fixés les entraxes, les vitesses de rotation et la vitesse linéaire du batteur. Ces paramètres fixés nous ont permis de faire un gros travail de dimensionnement des arbres, des poulies et courroies, des éléments de battage et des accessoires. Une fois ces dimensions connues, nous avons déterminé de façon approximative le poids du nouvel ensemble de battage qui servira à dimensionner le châssis de la batteuse et son ensemble assieu-roues. Le site du moteur est dimensionné par la même occasion. Finalement nous avons proposé un nouveau système de récupération du mil battu, qui remplacerait éventuellement les chaînes à godets récupérateurs de l'ancienne batteuse. Le sujet est clos par l'établissement des positions relatives des éléments (ou organes) de battage et le dimensionnement de la vis de la nouvelle béquilla.

TABLE DES MATIERES

	<i>Page</i>
<i>Page titre</i>	<i>i</i>
<i>Remerciements</i>	<i>iii</i>
<i>Sommaire</i>	<i>iv</i>
<i>Table des matières</i>	<i>v</i>
<i>Introduction</i>	<i>1</i>
<i>Chapitre I : Détermination des caractéristiques générales de l'ancienne batteuse</i>	<i>3</i>
<i>A. calculs pour les courroies</i>	<i>8</i>
<i>B. calculs pour les chaînes</i>	<i>10</i>
<i>Chapitre II : Conception et dimensionnement</i>	<i>15</i>
<i>II.1 : Choix du moteur</i>	<i>15</i>
<i>II.2 : Dimensionnement des sous-ensembles</i>	<i>16</i>
<i>a.1- Batteur et contre-batteur</i>	
<i>a.1.1) : calcul de courroies</i>	<i>23</i>
<i>a.2) : calcul de l'arbre du batteur</i>	<i>25</i>
<i>a.3) : choix des paliers</i>	<i>27</i>
<i>a.4) : choix des clavettes</i>	<i>30</i>
<i>a.4-1) vérification à la compression</i>	
<i>a.4-2) vérification au cisaillement</i>	
<i>II.3 : Dimensionnement du chassis</i>	<i>31</i>
<i>a.) traverse , poutre principale , support du moteur</i>	<i>32</i>
<i>b.) essieu</i>	<i>36</i>

	<i>Page</i>
<i>II.4 : Système de récupération du mil</i>	<i>37</i>
<i>II.5 : Positionnement des éléments</i>	<i>38</i>
<i>II.6 : Dimensionnement de la vis de béquille</i>	<i>40</i>
<i>Conclusion</i>	<i>43</i>
<i>Recommandations</i>	<i>44</i>
<i>Appendices</i>	<i>45</i>
<i>Bibliographie</i>	<i>46</i>
<i>Annexe - A</i>	<i>47</i>
<i>Annexe - B</i>	<i>48</i>
<i>Annexe - C</i>	<i>84</i>
<i>Annexe - D</i>	<i>90</i>

INTRODUCTION

Contrairement aux autres céréales, le mil "pennisetum" ou "le petit mil" présente une structure compacte, qui exclut la possibilité de l'égrener à l'aide des batteuses classiques à céréales.

D'autre part, dans les campagnes le mil est stocké entier (c'est-à-dire à l'état de chandelles tel que récolté) dans les greniers. La longue expérience des cultivateurs a démontré que c'était la façon la plus sûre d'obtenir une longue conservation.

De plus le battage du mil s'est toujours effectué, jusqu'ici manuellement, de deux (2) façons.

- 1°) Au mortier et pilon, pour les faibles quantités représentant la consommation familiale quotidienne.
- 2°) Au fléau, directement dans les champs de récolte après avoir au préalable regroupé les épis en tas.

Dans un premier temps, les organismes de recherches IRAT* puis ISRA* du CNRA* de Bombay ont pu mettre au point un modèle économique de silo assurant une conservation parfaite des céréales en grains.

Il devenait donc possible, de s'orienter vers un battage mécanique du mil, si l'on voulait à la fois accroître le rendement du battage et par suite abaisser le prix de revient du mil battu.

En conséquence, des études ont été entreprises par le CNRA de Bombay en collaboration ultérieure avec la SISCOMA*

pour la mise au point d'une machine appropriée au battage du mil et assurant à la fois l'obtention d'un produit très propre et commercialisable en même temps qu'un rendement horaire élevé.

Après essai de deux (2) prototypes, la SISCOMA* a mis au point une batteuse de conception industrielle dont une première pré-série de seize (16) machines fabriquée en 1975 a fait ressortir l'intérêt d'un tel matériel en milieu rural.

Donc la SISMAR* a hérité de cette technologie et l'entreprise sous sa direction a eu la confirmation des bonnes performances de la batteuse à mil appelée plus communément « BS 1000 ».

Mais depuis quelques temps la « BS 1000 » est confrontée à la concurrence de d'autres batteuses (moins performantes mais moins chères). La SISMAR*, consciente de ce problème, se propose de revoir la conception de la batteuse.

Le principe de battage sera conservé et on se propose de :

- * remplacer l'entraînement par prise de force d'un tracteur (alimentation actuelle de la batteuse) par un moteur diesel.
- * réduire autant que possible les dimensions de la batteuse
- * diminuer aussi le temps d'ouvrage.

Tous ces points nous aideront à réduire considérablement le coût et donc le prix de la batteuse.

voir à l'annexe D pour le principe de fonctionnement de la batteuse à mil.

NOTE : les sigles portant un astérisque(*) sont définis en appendices

CHAPITRE I : DETERMINATION DES CARACTERISTIQUES GENERALES DE L'ANCIENNE BATTEUSE

Ce chapitre nous permet de définir les paramètres généraux de la batteuse conçue par la SISCOA, ces paramètres sont :

- l'entraxe des différentes poulies.
- les vitesses linéaire et angulaire de chaque élément.
- la puissance transmise par chaque courroie.

Le but principal de ces calculs préliminaires est de connaître les principales caractéristiques sur lesquelles nous baserons pour redimensionner une nouvelle batteuse à mil.

Vu que tous les calculs sont identiques au niveau de chaque transmission, nous vous avons présenté un seul exemple et un cheminement détaillé permettant de trouver les paramètres des autres transmissions. Les puissances transmises au niveau de chaque élément sont résumées dans le schéma I.1, les vitesses de rotation et les entraxes dans le tableau I.1

Nous choisirons la liaison arbre d'entraînement et batteur pour l'exemple de calcul des courroies et la liaison arbre de renvoi et le supérieur élévateur pour l'exemple concernant les chaînes. Au préalable, nous vous présentons dans les pages suivantes les éléments mécaniques :

ELEMENTS MECANQUES

ces éléments mécaniques concernent l'ancienne batteuse, ils sont résumés dans les tableaux suivants :

arbres et paliers

éléments	diamètre de l'arbre mm	référence des paliers
aspirateur renvoi distributeur supérieur élévateur inférieur élévateur (vis) rouleau tamiseur engreneur	30	LP 206
ventilateur	35	LP 207
entraînement batteur	40	UCLP 208
supérieur et inférieur élévateur		palier flasque : LPF 30-

poulies

arbres	nombres de gorges	sections courroies	diamètres poulies mm
entraînement	3	22 x 14	280
batteur	3	22 x 14	250
batteur	5	17 x 11	125
batteur	1	17 x 11	315
ventilateur	2	17 x 11	125
renvoi	3	17 x 11	355
aspirateur	1	17 x 11	112
distributeur	2	13 x 8	125
inverseur } →	2	13 x 8	125
tamiseur			

COURROIES

liaisons	nombres de liaisons	références courroies
entraînement/ batteur	3	22. 03. 711
batteur/ ventilateur	2	17. 01. 838
batteur/ aspirateur	1	17. 02. 340
batteur/ renvoi	3	17. 02. 322
distributeur/ inverseur tamiseur	2	13. 01. 244

Pignons dentés engrenages

Arbres	Pignons nbre dents	Pas	références
renvoi	21	19.05	13 N
supérieur élévateur	38	19.05	13 N
supérieur élévateur	17	12.70	207 N
distributeur	95	12.70	207 N
engreneur	38	19.05	13 N
Engrenage: système d'inversion tamiseur			2 roues dentées 40 dents, module 5.5

Roulements

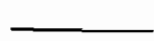
Articulation fourche tendeur inverseur tamiseur	2 roulements 6.006
Pignon inverseur tamiseur (40 dents)	2 roulements 6203/2RS

Chaînes

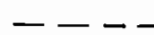
Liaison arbre de renvoi supérieur élévateur	chaîne simple 138 maillons référence 13 N
liaison supérieur élévateur engreneur	chaîne double 161 maillons référence 207 N

chaîne de transmission de la batteuse à mil "BS 1000"

Légende



courroie



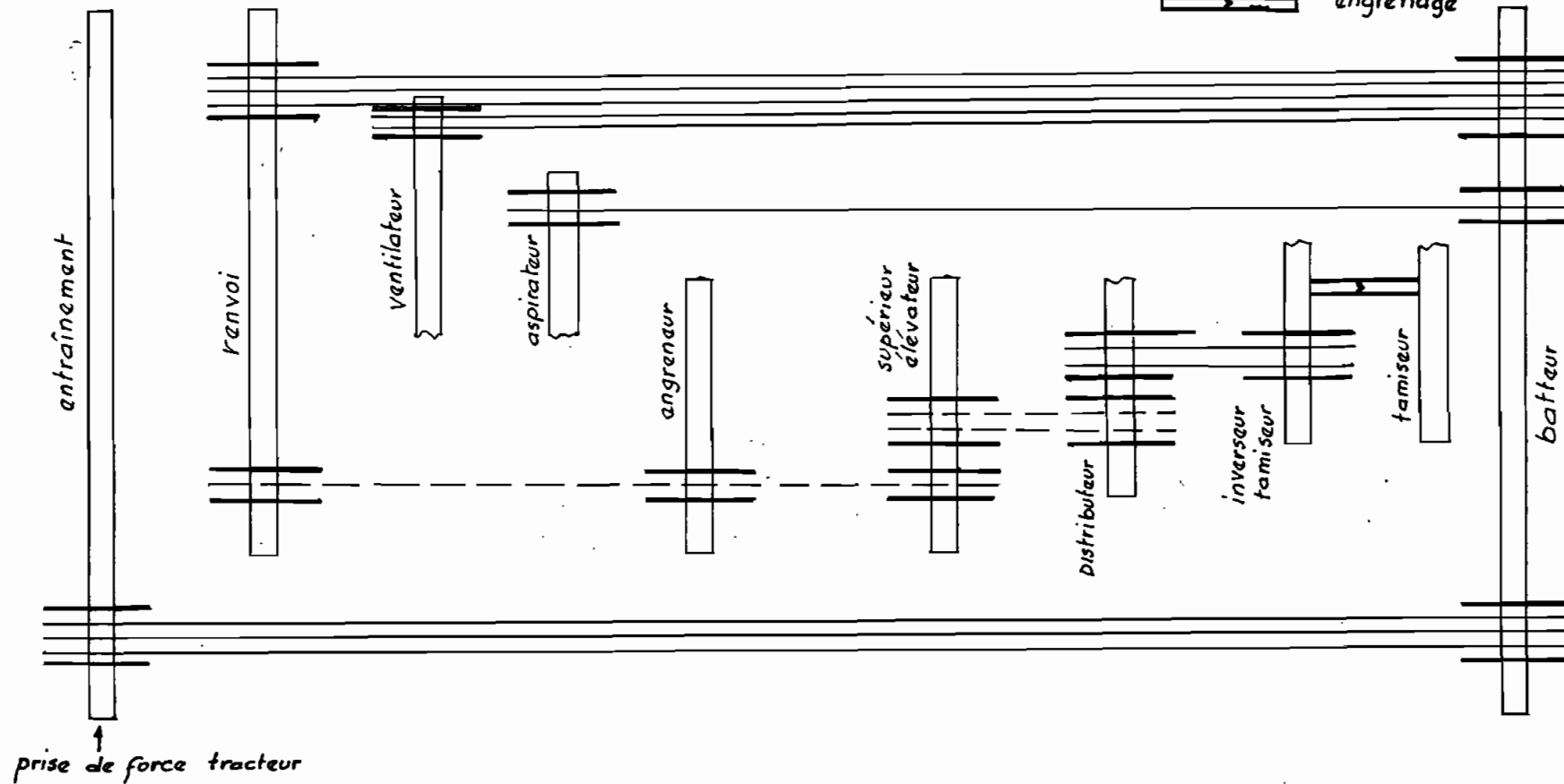
chaîne



poulie



engrenage



A) calculs pour les courroies [cf 1]

L'accouplement par prise de force du tracteur rend disponible au niveau de l'arbre d'entraînement une puissance minimale de 35 ch. Nous baserons donc nos calculs sur cette puissance.

$P =$ Puissance au bout d'arbre : 35 ch

Liaison : arbre d'entraînement - batteur.
arbre d'entraînement

P (à transmettre) = 35 ch

N : vitesse de rotation = 540 tpm

poulie 3 gorges, diamètre poulie = 280 mm = D

arbre du batteur

n : vitesse de rotation = 600 tpm

poulie 3 gorges, diamètre poulie = 250 mm = d

courroie : référence 22.03711 - section 22 x 14

calcul de l'entraxe [cf 1]

la référence 22.03711 donne la longueur \mathcal{L}' de la courroie : $\mathcal{L}' = 3730$ mm

nous avons l'entraxe

$$\mathcal{L}'' = \mathcal{L}' - \frac{(D-d)^2}{4 \times \mathcal{L}'}$$

formule 1 [cf 1]

dans la formule 1

$$\delta' = \frac{g' - A}{2} \quad \text{où} \quad A = \frac{\pi}{2} * (D + d)$$

$$A = \frac{\pi}{2} * (280 + 250) = 832.52 \text{ mm}$$

$$\delta' = \frac{3730 - 832.52}{2} = 1448.74 \text{ mm}$$

$$\text{Donc} \quad \delta'' = 1448.74 - \frac{(280 - 250)^2}{4 * 1448.74} = 1448.58 \text{ mm}$$

$$\delta'' = 1448.6 \text{ mm}$$

Nous pouvons trouver la vitesse linéaire du tambour du batteur: v_T

$$v_T = \frac{\pi * d_T * n}{60} \quad d_T = \text{diamètre du tambour en (m) : } 0.589$$

$$v_T = \frac{\pi * 0.589 * 600}{60} = 18.5 \text{ m/sec}$$

$$v_T = 18.5 \text{ m/sec}$$

calcul de la puissance transmise [cf 1]

Nous avons 3 courroies, chacune d'elle transmet une puissance donnée que l'on trouve à l'aide de la vitesse linéaire de l'arbre du batteur et du diamètre fictif de la petite poulie.

- La vitesse linéaire est donnée par l'expression:

$$v = \frac{\pi * d * n}{60}$$

$$v = \frac{\pi * 0.25 * 600}{60} = 7.85 \text{ m/sec}$$

- Nous prendrons le diamètre réel de la petite au lieu du diamètre fictif puisque nous avons une transmission mul-

- multiplicatrice

section courroie 22 x 14

$$d(\text{petite poulie}) = 250 \text{ mm}$$

$$v(\text{arbre batteur}) = 7.85 \text{ m/sec}$$

Dans le tableau XVI [cf. 1], on interpole pour trouver

$$P(\text{transmissible/courroie}) = 6.58 \text{ ch}$$

La figure 32 [cf. 1] donne le facteur de correction k' de la puissance transmissible par notre courroie en fonction de :

$$- \text{l'arc d'enroulement } \alpha = \frac{D-d}{\delta''} = \frac{280-250}{1448.6} = 0.02$$

$$- \text{la longueur de la courroie } \mathcal{L}' = 3730 \text{ mm}$$

$$\text{on a donc } k' = 1.02$$

$$\text{alors } P(\text{transmissible corrigée}) = 1.02 \times 6.58 \text{ ch} = 6.72 \text{ ch}$$

La puissance effectivement transmise P_v par les 3 courroies

$$\text{est : } 6.72 \text{ ch} \times 3 = 20.135 \text{ ch}$$

$$P = 20.14 \text{ ch}$$

B) calculs pour les chaînes [cf. 1]

Liaison : arbre de renvoi - supérieur élévateur

chaîne simple : référence 13N (138 maillons)

arbre de renvoi

$$\text{nombre de dents } Z_1 \text{ du pignon} = 21$$

$$\text{pas de la chaîne} = 19.05 \text{ mm}$$

arbre du supérieur élévateur

$$\text{nombre de dents } Z_2 \text{ du pignon} = 38$$

$$\text{pas de la chaîne} = 19.05$$

Puissance à transmettre = 3.74 ch : valeur trouvée au niveau de la liaison batteur - arbre de renvoi, c'est la puissance disponible au bout de l'arbre de renvoi.

en kw on a : $P(\text{transmettre}) = 2.75 \text{ kw}$

l'arbre de renvoi tourne à 211.3 tpm

Les facteurs de correction [cf.1] de la puissance sont :

* facteur k_1 dépendant du nombre de brins

nous avons une chaîne simple à 1 brins, donc

$$k_1 = 1 \quad \text{tableau I [cf.1]}$$

* facteur de service k_2

voir tableau II [cf.1]

- moteur à combustion interne à transmission mécanique

- groupe C : charges irrégulières sans gros-coups (batteurs, grues, moulins, tamisaur, ...)

- durée journalière de fonctionnement : 16 heures

Ces trois (3) conditions font que $k_2 = 1.71$

* facteur k_3 dépendant du nombre de maillons

nous avons une chaîne de 138 maillons

$$80 < 138 < 140 \Rightarrow k_3 = 1 \quad \text{tableau III [cf.1]}$$

* facteur k_4 dépendant du nombre de dents du pignon

moteur Z_1

$$Z_1 = 21 \text{ dents} \neq 19 \Rightarrow k_4 = \frac{19}{21}$$

la puissance corrigée $P_c = k_1 * k_2 * k_3 * k_4 * P$ [cf.1] form.70

$$\text{donc } P_c = 1 * 1.71 * 1 * \frac{19}{21} * 2.75 \text{ kw} = 4.255 \text{ kw}$$

$$P_c = 4.26 \text{ kw}$$

On a une chaîne : ref: 13N

211.3 tpm

L'abaque de norme française [cf 2] donne la puissance transmissible par cette chaîne de 4 ch. Cette valeur est multiplié par 1.1 à cause du nombre de dents égal à 21 (différent de 19).

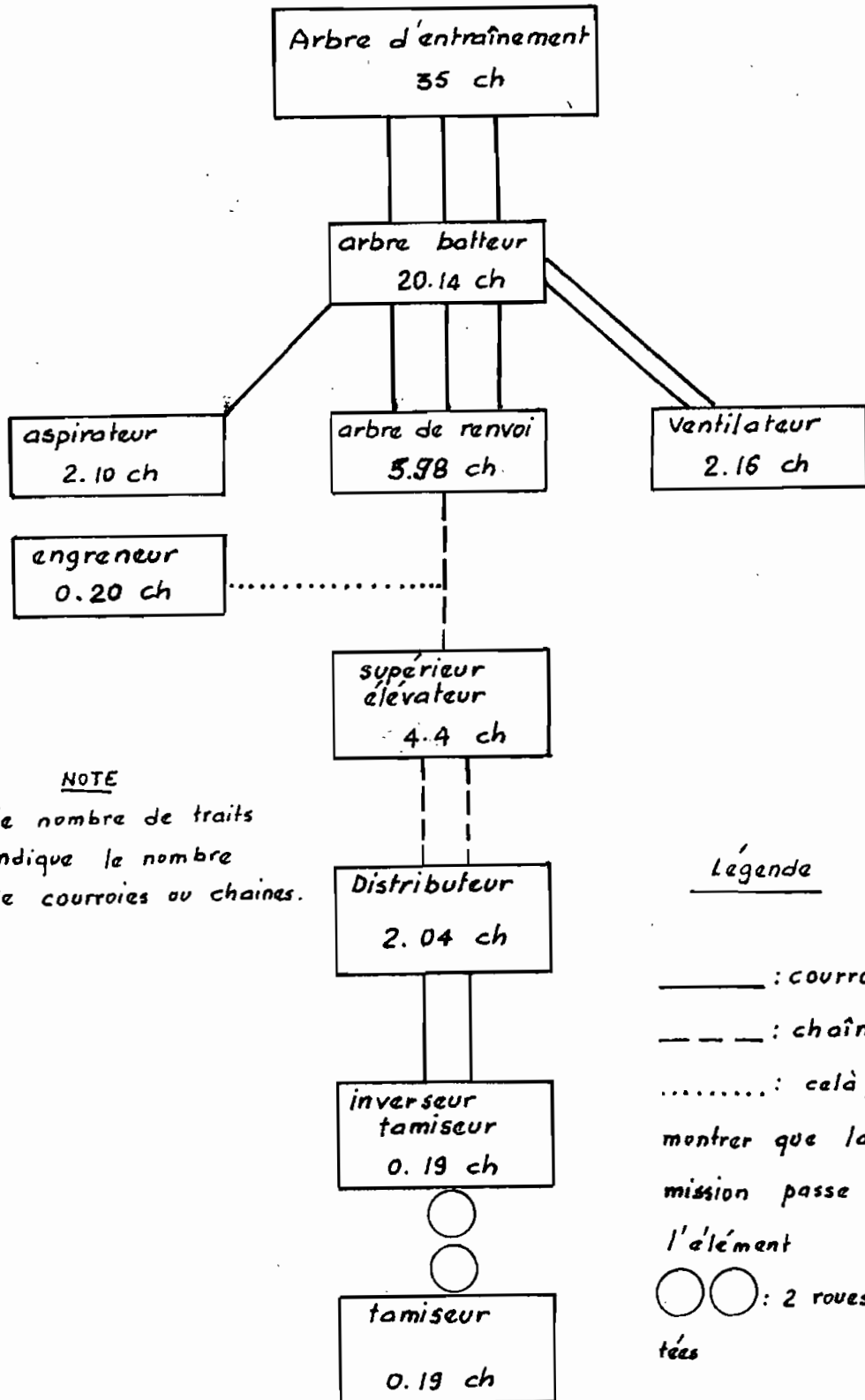
Donc $P(\text{transmise}) = 4.4 \text{ ch}$

Cette valeur supérieure à 3.74 ch, cela est normale car cette dernière au niveau de l'arbre de renvoi doit être corrigée pour donner 5.98 ch. Le facteur de correction est le facteur de service égal à 1.6.

Pour chaque transmission, il faudra faire des calculs analogues qu'il serait inutile de répéter. Tous les résultats figurent dans les deux pages qui suivent.

bilan des puissances

schéma I.1



NOTE
le nombre de traits
indique le nombre
de courroies ou chaînes.

Légende

——— : courroie
 - - - : chaîne
 : cela pour
 montrer que la trans-
 mission passe sur
 l'élément
 ○ ○ : 2 roues den-
 tées

AUTRES CARACTERISTIQUES

n°	LIAISONS	vitesse de rotation rpm	entraxes mm
1	arbre d'entraînement	536	1448.6
	arbre batteur	600	
2	arbre batteur	600	728.6
	arbre ventilateur	600	
3	arbre batteur	600	853.2
	arbre aspirateur	1687.5	
4	arbre batteur	600	771.2
	arbre de renvoi	211.3	
5	arbre de renvoi	211.3	
	arbre engreneur	117.1	
6	arbre engreneur	117.1	
	arbre sup. élévateur	117.1	
7	arbre sup. élévateur	117.1	
	arbre distributeur	21.1	
8	arbre distributeur	21.1	431.2
	arbre inverseur tamiseur	21.1	
9	arbre inverseur tamiseur	21.1	
	arbre tamiseur	21.1	

Tableau I.1

CHAPITRE II :

CONCEPTION ET DIMENSIONNEMENT

Comme déjà énoncé dans l'introduction, l'un des buts du projet est de remplacer l'entraînement par prise de force du tracteur par un moteur diesel. Donc il est normal de nous occuper du choix du moteur.

II.1: CHOIX DU MOTEUR

Au niveau de la SISMAR ^{il y'a} un stock de certains moteurs de types différents on n'en compte principalement les types BERNARD, LOMBARDINI et HATZ. Il se trouve que la majorité des équipements traitant les récoltes est même du troisième type cité : HATZ. En effet beaucoup de machines agricoles sont équipées de ce moteur et en plus le fabricant recommande ce type de moteur pour une utilisation agricole plus que toute autre utilisation. Tout cela fait que l'agriculteur connaît bien ce matériel, en plus il connaît comment l'entretenir et surtout il sait où s'adresser en cas de grandes difficultés -

Dans ce cas, nous devons logiquement choisir le moteur HATZ. La SISMAR dispose en stock le type E80 voir Annexe C et puisque nous voulons réduire la batteuse nous prenons le moteur qui a la plus petite puissance qui se trouve être celui de 7.5 ch à une vitesse de rotation de 1500 tpm.

autres caractéristiques

Moteur diesel type HATZ , E89

Marque Allemande

Puissance : 7.5 ch

vitesse : 1500 tpm

cylindrée : 668 cm³

nombre de cylindres : 1

poids : 140 kg

Le fonctionnement pendant plus de 10 000 heures est assuré.

Pour toutes autres caractéristiques techniques et physiques voir l'annexe C

Donc c'est à partir de ce moteur monté sur le châssis même (voir paragraphe dimensionnement châssis) que notre batteuse sera entraînée.

II.2 DIMENSIONNEMENT DES SOUS-ENSEMBLES

Par soucis aussi de ne pas répéter inutilement les mêmes calculs à chaque sous ensemble, nous prendrons la transmission principale : Moteur - arbre du moteur, sur laquelle nous ferons tous les calculs nécessaires des courroies, des arbres des clavettes, des paliers et les vérifications qui s'imposent.

Après les résultats seront compilés dans les tableaux et les schémas -

Avant de commencer ces calculs nous vous parlerons des sous-ensembles à dimensionner c'est à-dire ceux qui nous restent ; nous vous dirons également, certains ont été pourquoi

éliminés.

Les sous-ensembles à dimensionner sont :

1. le batteur
2. le ventilateur
3. le réducteur (un bout d'arbre)
4. L'engreneur
5. l'aspirateur
6. Distributeur
7. le tamiseur

NOUS avons éliminé :

- l'arbre d'entraînement : Il n'est plus nécessaire vu la nature de la nouvelle transmission
- l'arbre de renvoi : on peut bien s'en passer
- le supérieur élévateur : ce système travaillait contre la gravité : il prenait le mil au bas de la machine pour l'ensacher au niveau moyen de la batteuse, nous proposerons un système moins encombrant qui ne consomme aucune puissance à la fin de ce chapitre.

- l'inverseur tamiseur : vu que les puissances consommées au niveau de chaque sous-ensemble ne sont pas grandes, rien nous empêche de remplacer ce système par une courroie qui sera croisée.

Pour revenir aux sous-ensemble, nous avons fixé plusieurs paramètres qui serviront de bases pour nos calculs ; ces paramètres sont :

- La largeur de la virole du batteur : nous l'avons fixée à 600 mm, pour cela nous avons considéré la longueur moyenne des épis de ce type de mil. Les plus longs ne dépassent pas cette valeur. Cette valeur sera considérée comme largeur utile de battage.

- La diamètre de la virole du batteur: Il était de 589 mm, nous l'avons réduit jusqu'à 400 mm vu que l'un des objectifs du projet est de réduire les dimensions de la batteuse:

- La vitesse de rotation du batteur: en fixant les deux (2) premiers paramètres, nous pouvons calculer cette vitesse puisque nous conservons la vitesse linéaire qui est de 18.5 m/sec.

on a :

$$v = \frac{\pi * N * D}{60} \quad \text{si } v_{ab} = v_{nb},$$

Donc nous pouvons écrire:

$$v_{ab} = v_{nb} \Leftrightarrow \frac{\pi * N_{ab} * D_{ab}}{60} = \frac{\pi * N_{nb} * D_{nb}}{60} \quad (1)$$

où N_{ab} : vitesse de rotation ancienne batteuse

N_{nb} : vitesse de rotation nouvelle batteuse

D_{ab} : diamètre ancienne batteuse

D_{nb} : diamètre nouvelle batteuse

v_{ab}, v_{nb} sont respectivement les vitesses linéaires de l'ancienne et de la nouvelle batteuse

Après simplification l'équation (1) devient

$$\frac{N_{nb}}{N_{ab}} = \frac{D_{ab}}{D_{nb}} \Rightarrow \boxed{N_{nb} = N_{ab} * \frac{D_{ab}}{D_{nb}}}$$

$$D_{ab} = 589 \text{ mm}$$

$$D_{nb} = 400 \text{ mm}$$

$$N_{ab} = 600 \text{ tpm}$$

$$\Longrightarrow N_{nb} = 883.5 \text{ tpm}$$

Pour les calculs nous prendrons 880 tpm

Pour ce qui est des vitesses de rotation des autres sous-ensembles, nous les fixons en tenant compte des anciennes vitesses et aussi du fait qu'en réduisant les diamètres des arbres, les vitesses doivent augmenter si l'on veut garder les mêmes vitesses

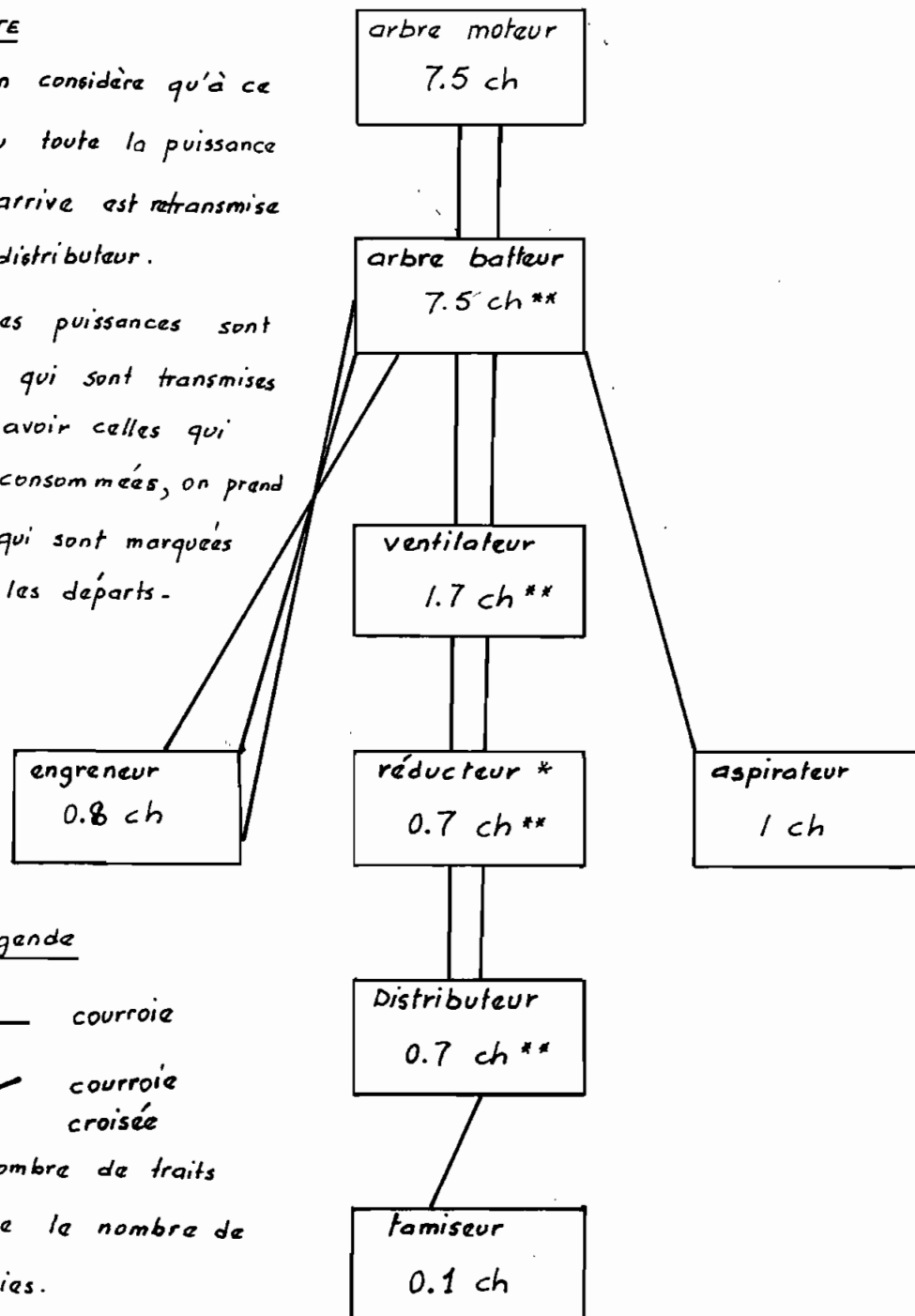
bilan des puissances

schéma II-1

NOTE

* on considère qu'à ce niveau toute la puissance qui arrive est retransmise au distributeur.

** ces puissances sont celles qui sont transmises pour avoir celles qui sont consommées, on prend celles qui sont marquées moins les départs.



Légende

— courroie

— courroie
croisée





le nombre de traits
indique le nombre de
courroies.

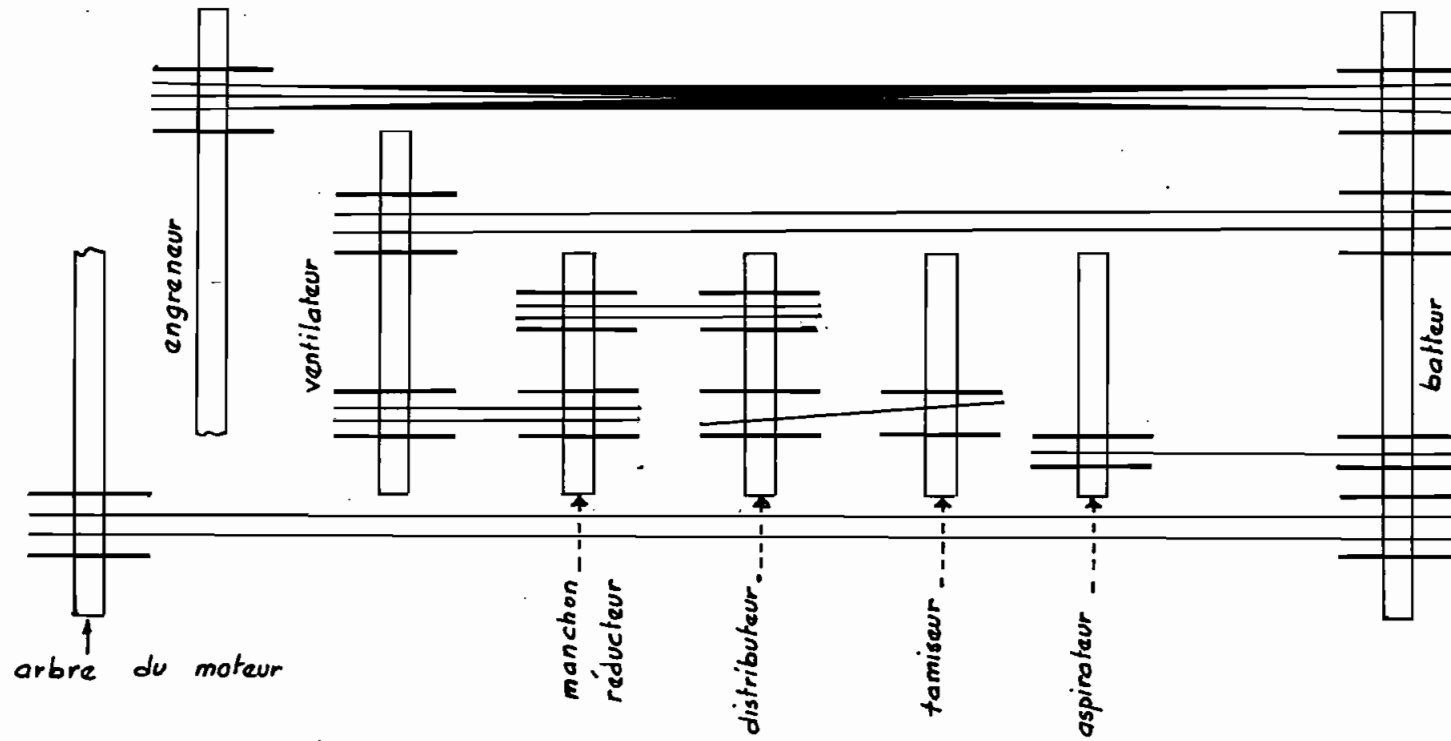
AUTRES CARACTERISTIQUES			
n°	LIAISONS	vitesses de rotation tr/m	entraxes mm
1	moteur	1500	926
	arbre batteur	880	
2	arbre ventilateur	600	492
	arbre batteur	880	
3	arbre engreneur	180	396
	arbre batteur	880	
4	arbre aspirateur	1600	589
	arbre batteur	880	
5	arbre ventilateur	600	603
	manchon réducteur	240	
6	manchon réducteur	240	603
	Distributeur	100	
7	Distributeur	100	403
	Tamiseur	50	

Tableau II.1

Chaîne de transmission de la nouvelle batteuse à mil

Légende

	courroie
	courroie croisée
	poulie
	



linéaires.

- La puissance consommée au niveau du batteur: la puissance de l'entraînement passe de 35 ch à 7.5 ch c'est à dire qu'elle est réduite presque au quart ($\frac{1}{4}$), nous allons réduire de la même proportion celle qui est consommée (20.14 ch) au niveau du batteur: donc elle va passer à 4 ch. Le reste c'est à dire 3.5 ch sera transmis aux autres éléments. Nous les avons fixés (celles consommées au niveau des autres éléments) en divisant les anciennes puissances par deux (2) à peu près, nous avons tenu compte de la fonction de l'élément.

Toutes les valeurs trouvées ou fixées figurent dans le schéma II.1 et le tableau II.1

NOUS passons maintenant à la transmission moteur-batteur.

a./ Batteur et contre batteur

a.1) calcul de courroies : moteur-batteur

vitesse de rotation batteur = 880 tpm

Puissance P à transmettre = 7.5 ch

Vitesse de rotation du moteur = 1500 tpm

Le tableau XVIII [cf 1] donne une section de courroie trapézoïdale égale à 17x11.

Le rapport de transmission $i = \frac{1500}{880} = 1.7$

section 17x11

L'abaque [cf 1 - page B 633-18] donne :

diamètre petite poulie (motrice) = 150 mm = d

diamètre grande poulie (receptrice) = 250 mm = D

cela donne une vitesse linéaire de battage de 18.43 m/s sur l'ancienne batteuse on avait 18.5 m/mc.

Toujours dans le souci de vouloir réduire les dimensions de la batteuse nous prenons l'entraxe δ égale à 900 mm et aussi la norme recommande pour des courroies ayant 17x11 comme section une entraxe comprise entre 800 mm et 1600 mm.

longueur \mathcal{L} de la courroie [cf 1]

$$\mathcal{L} = 2 \times \delta + \frac{\pi}{2} \times (D+d) + \frac{(D-d)^2}{4 \times \delta}$$

$$\delta = 900 \text{ mm}$$

$$D = 250 \text{ mm} \quad \Rightarrow \quad \mathcal{L} = 2431 \text{ mm}$$

$$d = 150 \text{ mm}$$

la valeur normalisée est :

$$2485 \text{ mm}$$

entraxe corrigée δ'' [cf 1].

$$\delta'' = \frac{\mathcal{L} - A}{2} - \frac{B \times 2}{2 \times (\mathcal{L} - A)}$$

$$\text{où } A = \frac{\pi}{2} * (D+d) = 628.318 \text{ mm}$$

$$B = \frac{(D-d)^2}{4} = 5000 \text{ mm}$$

$$\text{Donc } \delta'' = 925.65 \text{ mm}$$

P_f : Puissance transmissible par courroie [cf1]

$$\left. \begin{array}{l} i = 1.7 \\ d = 150 \text{ mm} \\ \text{Section } 17 \times 11 \end{array} \right\} \begin{array}{l} d > 125 \text{ mm} \\ \text{transmission non multiplicatrice} \\ 1.56 < i < 1.82 \rightarrow f_d = 1.12 \end{array}$$

tableau xv [cf1]: f_d : facteur de correction de i
diamètre fictif petite poulie $d_f = f_d * d = 168 \text{ mm}$

$$v_{\text{arbre batteur}} = \frac{\pi * D * N}{60} = \frac{\pi * 0.250 * 880}{60} = 11.52 \text{ m/sec}$$

$$d_f = 168 \text{ mm}$$

section: 17x11

A partir de ces trois grandeurs, le tableau xvi [cf1] donne $P_f = 4.25 \text{ ch}$ après interpolation

$$P_f = 4.25 \text{ ch}$$

P_{nt} : Puissance nette transmissible [cf1]

$$\left. \begin{array}{l} \frac{D-d}{\delta} = 1.1 \\ \delta = 2485 \text{ mm} \end{array} \right\} \rightarrow \text{facteur d'enroulement } k' = 1.02$$

$$P_{nt} = k' * P_f = 4.335 \text{ ch}$$

$$P_{nt} = 4.335 \text{ ch}$$

P' : Puissance nette à transmettre

Machine entraînée: batteuse à mil (broyeur à cylindre)
Machine entraînante: moteur diesel monocylindrique } $\rightarrow k = 1.2$

atmosphère abrasive

$k =$ facteur de service

$$P' = k * P = 9 \text{ ch}$$

$$P' = 9.0 \text{ ch}$$

n_c : nombre de courroies

$$n = \frac{P'}{P_{nt}} = \frac{9}{4.335} = 2.08$$

on prend

$$n = 2 \text{ courroies}$$

vous trouverez dans les tableaux II.2 et II.3 toutes les caractéristiques des autres poulies et courroies des sous-ensembles à dimensionner.

a.2.) calcul de l'arbre du batteur [cf: cours Mach 3.21]

Pour faire ce calcul, nous allons faire des approximations:

Nous allons considérer que seul le poids de l'arbre occasionne un moment de flexion. Ce poids est calculé dans la section II.3b. Ce moment est maximum à la moitié de la longueur de l'arbre et il est égal: Poids * 0.3

$$M_{max} = \text{Poids} * 0.3$$

$$\text{Poids} = \text{Poids arbre} + \text{Poids virole} + \text{Poids palier}$$

$$\text{Poids} = 36 \text{ N} + 232.25 \text{ N} + 13.73 \text{ N}$$

$$\text{Poids} = 281.92 \text{ N}$$

(pour ces valeurs voir la section II.3)

Donc

$$M_{max} = 84.6 \text{ N.m}$$

on prend

$$M_{max} = 85 \text{ N.m}$$

Nous allons calculer maintenant le couple T de torsion sur l'arbre

$$T = P_u / \omega$$

$$T = \frac{P_u * 60}{2 * \pi * N} \quad \text{en N.m}$$

$$P_u = 7.5 * 736 \text{ (Watt)}$$

$$N = 880 \text{ tpm}$$

$$T = 60 \text{ N.m}$$

Pour le calcul du diamètre, nous utiliserons le code ASME [cf 3. page 82] qui est d'emploi simple et sécuritaire. Cette méthode nous permet le calcul rapide du diamètre en tenant compte en même temps de la contrainte de cisaillement. Le facteur de sécurité est implicitement inclus dans le calcul de S_p qui est la contrainte admissible.

D'après le code ASME le diamètre de l'arbre s'obtient par :

$$d = \left[\frac{5.1}{S_p} * \left((C_m * M)^2 + (C_T * T)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

où

C_m, C_T sont des facteurs de charge pour le code ASME

S_p : contrainte admissible en N/mm^2

M : moment de flexion sur l'arbre en $N \cdot mm$

T : couple de torsion en $N \cdot mm$

$$M = 85\,000 \text{ N} \cdot mm$$

$$T = 60\,000 \text{ N} \cdot mm$$

Pour les facteurs C_m et C_T [cf 3. tableau 6.1]

nous avons :

- un arbre de transmission
- avec chocs mineurs

En prenant des valeurs moyennes de C_m et C_T

$$C_m = 1.75$$

$$C_T = 1.25$$

Pour S_p on a :

$$S_p = b * \min(0.18 S_{ut}, 0.3 S_y)$$

où b est un coefficient tenant compte des concentrations de contraintes ; on prendra $b = 0.75$ à cause des chemins de clavettes.

S_{ut} est la résistance ultime en tension = 600 N/mm^2

S_y : la contrainte d'écoulement = 315 N/mm^2

Les valeurs de S_{ut} et de S_y tiennent compte du fait que nous avons de l'acier ordinaire au carbone.

Donc

$$0.18 * S_{ut} = 0.18 * 600 = 108 \text{ N/mm}^2$$

$$0.30 * S_y = 0.30 * 315 = 94.5 \text{ N/mm}^2$$

alors

$$S_p = 0.75 * 94.5 = 70.875 \text{ N/mm}^2$$

On trouve

$$d = \left[\frac{5.1}{70.875} * \left((1.75 * 85000)^2 + (1.25 * 60000)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 22.886 \text{ mm}$$

Le diamètre normalisé supérieur est 25 mm. Donc on prend

$$d = 25 \text{ mm}$$

Un calcul similaire a été fait pour chaque arbre de sous-ensemble et les différents diamètres trouvés sont dans le tableau II-4. Ces valeurs nous permettent de choisir les paliers et les clavettes.

a.3) choix des paliers [cf 4]

Ce sont des paliers avec des roulements incorporés, c'est à dire du type SKF. Ils sont choisis à partir du diamètre de l'alésage de l'arbre.

Pour le batteur le diamètre $d = 25 \text{ mm}$, le type de palier correspondant est le TVN 205.

vous trouverez les paliers des autres arbres dans le tableau II-4.

ELEMENTS MECANIKUES

Il s'agit des éléments qui concernent la nouvelle batteuse.

* Poulies

arbres	Diamètres poulies mm	nombre de gorges
moteur	150	2
batteur	250	3
batteur	71	3
batteur	106	2
aspirateur	140	1
engreneur	355	3
ventilateur	160	2
ventilateur	80	2
réducteur	200	2
réducteur	80	2
distributeur	200	2
distributeur	100	1
tamiseur	50	1

Tableau II.2

* courroies

<i>Liaisons</i>	<i>références courroies</i>	<i>sections courroies</i>	<i>nombre de liaisons</i>
<i>moteur / batteur</i>	<i>17.02 477</i>	<i>17 x 11</i>	<i>2</i>
<i>batteur / ventilateur</i>	<i>13.01 400</i>	<i>13 x 8</i>	<i>2</i>
<i>batteur / engreneur</i>	<i>13.01 500</i>	<i>13 x 8</i>	<i>3</i>
<i>batteur / aspirateur</i>	<i>17.01 774</i>	<i>17 x 11</i>	<i>1</i>
<i>ventilateur / réducteur</i>	<i>13.01625</i>	<i>13 x 8</i>	<i>2</i>
<i>réducteur / distributeur</i>	<i>13.01625</i>	<i>13 x 8</i>	<i>2</i>
<i>distributeur / tamiseur</i>	<i>13.01321</i>	<i>13 x 8</i>	<i>1</i>

Tableau: II.3* arbres et paliers

<i>éléments</i>	<i>diamètre de l'arbre mm</i>	<i>références des paliers type SKF</i>
<i>aspirateur distributeur tamiseur engreneur Ventilateur</i>	<i>20</i>	<i>TVN 204 A</i>
<i>batteur</i>	<i>25</i>	<i>TVN 205 A</i>

Tableau: II.4

a-4.) choix des clavettes

Comme pour les paliers, le choix se fait à partir du diamètre de l'alésage.

La norme spécifie que pour $22 < d \leq 30$ on a :

la largeur de la clavette $a = 8$ mm

la profondeur de la clavette $b = 7$ mm

la longueur l est : $18 \text{ mm} < l \leq 90 \text{ mm}$, nous allons prendre 50 mm (pour tenir compte des poulies)

voir en annexe B le dessin de l'arbre du batteur

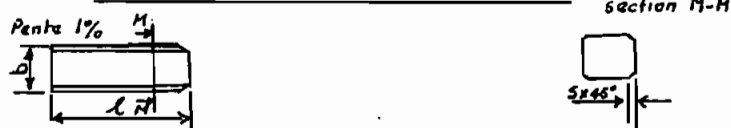
la cote $j = d - 4$ (d'après norme dessin technique)

$$j = 25 - 4 = 21 \text{ mm}$$

$$s = \frac{0.25 + 0.4}{2} = 0.325 \text{ mm (valeur moyenne)}$$

finallement pour $d = 25$ mm on a une clavette $8 \times 7 \times 50$
c'est une clavette inclinée sans talon

illustration du type de clavette



a-4.1) vérification de la clavette à la compression

[cf cours Mach 3.21]

$$h = \frac{b}{2} - s = \frac{7}{2} - 0.325 = 3.175 \text{ mm}$$

$$\text{La force de compression } F = \frac{2T}{d} = \frac{2 \times 60000}{25} = 4800 \text{ N}$$

$$\text{La contrainte de compression } \sigma_c = \frac{F}{l \times h} = \frac{4800}{50 \times 3.175} = 30.24 \text{ N/mm}^2$$

Pour les matériaux pour clavette $S_y = 480 \text{ N/mm}^2$ et généralement on prend un facteur de sécurité de 3

$$\text{Donc la contrainte maximale admissible } \sigma_{m.ad} = \frac{S_y}{3}$$

$$\sigma_{m.ad} = \frac{480}{3} = 160 \text{ N/mm}^2 \text{ qui est bien supérieure à } \sigma_c = 30.24.$$

a-4.1.) vérification de la clavette au cisaillement

[cf cours Mach 3.21]

$$\text{La contrainte de cisaillement } \tau = \frac{F}{l \times a} = \frac{4800}{50 \times 8} = 12 \text{ N/mm}^2$$

La contrainte maximale admissible $\hat{\sigma}_{m,ad} = \frac{S_y/2}{3}$

$$\hat{\sigma}_{m,ad} = \frac{480}{6} = 80 \text{ N/mm}^2 \text{ qui est supérieur à } 12 \text{ N/mm}^2$$

En annexe A, sur les dessins des arbres tous les types de clavettes sont représentés.

II.3 DIMENSIONNEMENT DU CHASSIS

Avant de faire les calculs de dimensionnement nous allons faire un calcul approximatif du poids de l'ensemble des éléments. Là aussi nous vous montrerons seulement la procédure de calcul car il serait trop fastidieux de le faire pour chaque sous-ensemble car ce sont les mêmes étapes pour chaque élément calcul de poids pour le batteur et contre-batteur.

* Pour les aciers on prendra la masse volumique de 7850 kg/m^3 . Donc Poids = $7850 \times \text{volume}$

* Pour les boulons la norme française [cf annexe A] nous donne, selon le type, le poids approximatif en kilogramme des cent (100) pièces

Exemple de calcul

- arbre batteur : $d = 25 \text{ mm}$ Longueur = 959 mm

$$\text{volume } V = \pi \times \frac{d^2}{4} \times L$$

$$\text{Pour l'arbre } V = 4.7 \times 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$\text{donc Poids} = 7850 \text{ kg/m}^3 \times 4.7 \times 10^{-4} \text{ m}^3 = 3.69 \text{ kg}$$

$$\text{en Newtons on a : } 3.69 \times 9.81 = 36.25 \text{ N}$$

- boulons :

on a par exemple 12 boulons 10×35 .

masse = $4.634 \text{ kg/100 boulons}$, pour les 12 on a

$$4.634 \times 0.12 = 0.5561 \text{ kg}$$

$$\text{en Newtons on a } 5.455 \text{ N}$$

- Palier : le fabricant donne 1.4 kg pour le

type TVN 205 A et 1.2 kg pour le TVN 204 A
 en Newtons 13.734 N

En continuant élément par élément nous trouvons tous les poids. Les poids trouvés en Newtons sont :

battant et contre-battant	884.86 N
Aspirateur	26.29 N
Ventilateur	26.29 N
tamiseur	87.64 N
Engrenage	264.95 N
Distributeur	142.09 N

Au total on a 1432.12 N

Nous allons multiplier cette valeur par deux (2) pour tenir compte des poids des poulies, des toles et des boulons d'assemblage, des cornières de renforcement car l'étude ne s'étend pas à l'assemblage.

Donc $P = 2864.24 \text{ N}$

le poids du moteur = $140 \text{ kg} \times 9.81 = 1373.4 \text{ N}$

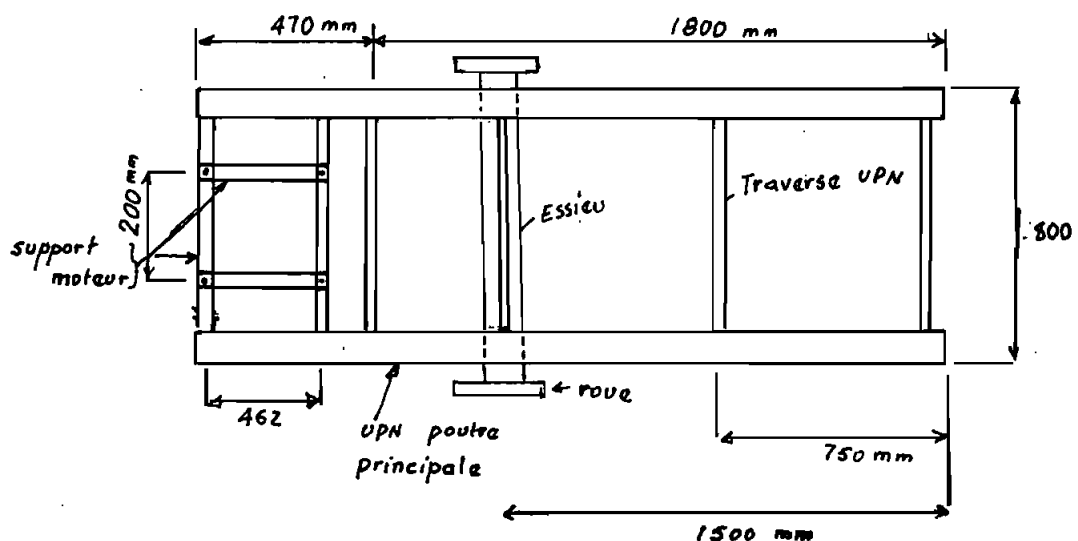
$2864.24 + 1373.4 = 4237.64 \text{ N}$ on arrondit à

4300 N

donc

$P_{\text{Total}} = 4300 \text{ N}$

Dessin du chassis



a.) Dimensionnement traverse, poutre principale, support moteur

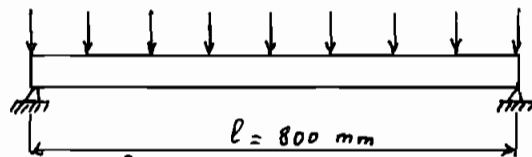
Nous dimensionner d'abord les quatre traverses. Pour cela allons

choisir
nous allons la traverse passant au niveau du centre de gravité de l'ensemble. Si celle-ci tient alors les autres aussi tiendront.

Approximativement le centre de gravité se trouve à 1500 mm à partir de l'arrière (au niveau du batteur) où on a :

$$P = 884.86 \times 2 = 1769.72 \text{ N}$$

Donc sur cette traverse nous aurons une charge de 1769.72 N uniformément répartie sur une longueur de 800 mm



la charge uniformément répartie est $W = \frac{1769.72 \text{ N}}{0.8 \text{ m}} = 2212.15$

$$W = 2212.15 \text{ N/m}$$

le moment maximum sur cette poutre est $M_{\max} = \frac{Wl^2}{8}$

$$M_{\max} = 176972 \text{ N mm}$$

Nous allons conserver le type de profilé qu'il y avait la "BS 1000" ce sont des UPN en adx - A33. Seulement nous prendrons le plus petit possible.

Le moment d'inertie de cette poutre par rapport à l'axe xx

est :

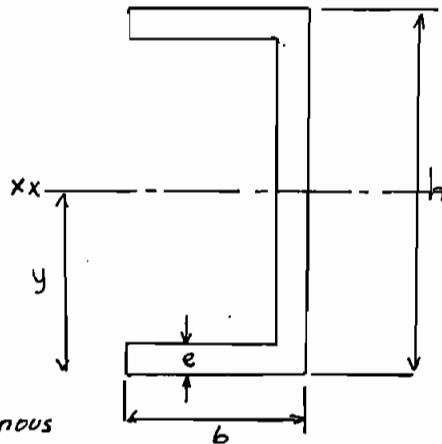
$$I_{xx} = \frac{bh^3 - (b-e)(h-2xe)^3}{12}$$

Pour dimensionner ce profilé nous prendrons le profilé le plus petit disponible à la SISMAR que nous essayerons. nous avons le type

$$\text{UPN Adx A33 } 30 \times 15 \times 4 \Rightarrow I_{xx} = \frac{15 \times 30^3 - 11 \times 22^3}{12}$$

$$I_{xx} = 23989.333 \text{ mm}^4$$

Nous allons vérifier si ce profilé convient par la méthode



des contraintes admissibles σ

Pour le Adx A33 $\sigma_{adm} = 175 \text{ N/mm}^2$

la contrainte maximale $\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{I/y}$

où $y = \frac{h}{2}$ et $I = I_{xx}$

Donc :

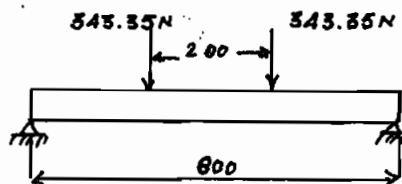
$$\sigma_{max} = \frac{h * M_{max}}{2 * I_{xx}} = \frac{30 * 176972}{2 * 23989.333} = 110.66 \text{ N/mm}^2$$

on doit avoir $\sigma_{max} < \sigma_{adm} \leftrightarrow 110.66 \text{ N/mm}^2 < 175 \text{ N/mm}^2$

Nous pouvons alors conserver ce profilé : UPN Adx A33 30x15x4 si la poutre la plus sollicitée résiste, il est certain que les autres résisteront.

Pour le support moteur, nous allons conserver le même profilé et voir si il est sécuritaire.

le poids du moteur = 1373.4 N et se partage en quatre (points de fixation du moteur) ; ce qui fait 343.85 N donc en faisant le schéma on a :



$$M_{max} = 103500 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{max} = \frac{h * M_{max}}{2 * I_{xx}} = \frac{30 * 103500}{2 * 23989.333} = 64.72 \text{ N/mm}^2$$

σ_{max} est bien inférieur à σ_{adm} : Nous pouvons donc prendre le même profilé UPN Adx A33 30x15x4

Pour le dimensionnement de la poutre principale du châssis, nous adoptons la même méthode tout en incluant les poids des traverses, du moteur et du support moteur.

Nous allons choisir le type de profilé et le vérifier.

Profilé UPN Adx A33 50x25x5

sur les quatre traverses principales, nous allons considérer que le poids de la batteuse (sans le moteur) approximé à 2900 N est partagé de façon égale : c'est à dire que chaque traverse prend le quart ($\frac{1}{4}$) de la charge donc 725 N. donc sur l'UPN 50x25x5 la réaction est de 362.5 N.

Le support du moteur occasionne des réactions de $1400 \text{ N} / 4 = 350 \text{ N}$

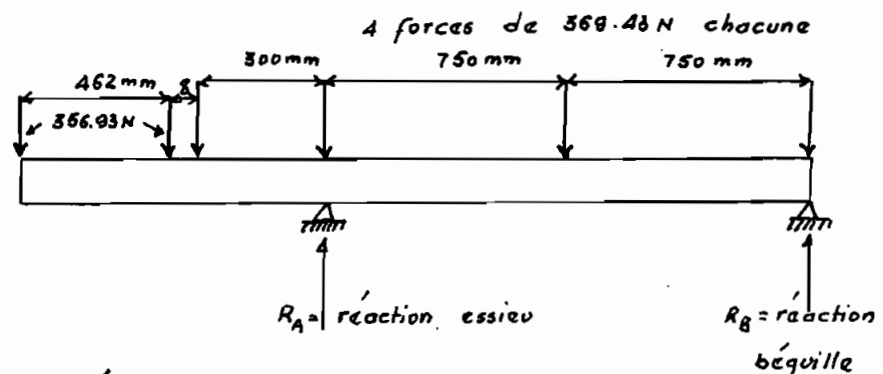
A ces valeurs s'ajoutent les charges induites par le poids de chaque traverse UPN 30x15x4

$$\text{Poids traverse} = 7850 \text{ kg/m}^3 * 0.06 * 0.004 * (0.8 - 0.05) * 9.81$$

$$P_{\text{traverse}} = 13.86 \text{ N}$$

La valeur à ajouter est donc de 6.93 N.

on a alors le schéma suivant :



calcul des réactions R_A et R_B

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow R_B = 273.74 \text{ N}$$

$$\sum F_{\text{verticale}} = 0 \Rightarrow R_A = 1967.83 \text{ N}$$

Le moment maximum sur cette poutre est au point A, il est égal à :

$$M_{\text{max}} = -356.93 * 770 - 356.93 * 308 - 369.43 * 300 = -496599.54 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$|M_{\text{max}}| = 496599.54 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Pour l'UPN 50x25x5 on calcule le moment d'inertie

I_{xx}

$$I_{xx} = \frac{25 \times 50^3 - 20 \times 40^3}{12} = 153750 \text{ mm}^4$$

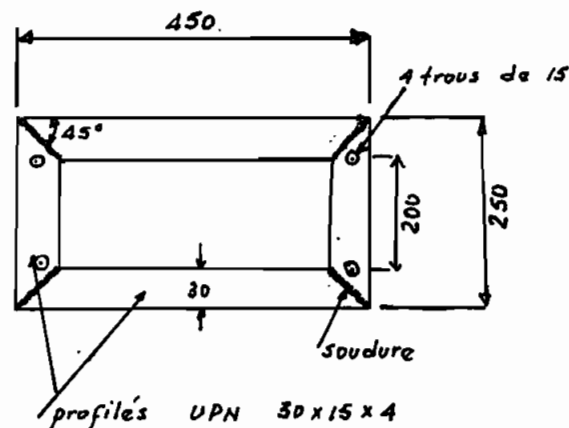
on trouve alors $\sigma_{max} = \frac{1/2 \times M_{max}}{2 \times I_{xx}}$

$$\sigma_{max} = \frac{50 \times 495599.54}{2 \times 153750} = 80.58 \text{ N/mm}^2$$

σ_{max} est bien inférieure à 175 N/mm^2 . Donc on a:
2 profilés UPN en Adx A33 50x25x5

Pour terminer avec le châssis nous allons dessiner le support du moteur et dimensionner l'essieu.

Dessin support moteur



b.) Dimensionnement essieu

Il se fait à l'aide d'un catalogue sur les essieux donné par SAPHORE S.A. fournisseurs de la SISMAR [cf 5]

On doit tenir compte du poids des deux poutres principales qui est : $0.1 \times 0.005 \times 1.27 \times 7050 \times 9.81 = 48.9 \text{ N}$. Nous recalculons les réactions R_A et R_B pour avoir la charge sur l'essieu qui est égale à $2 \times R_A$.

les nouvelles réactions R_A et R_B sont égales à

$$R_B = 234.0 \text{ N}$$

$$R_A = 2006.5 \text{ N}$$

Donc la charge sur l'essieu = $2 \times 2006.5 = 4013 \text{ N}$

en kilogramme on a 409.1 kg

ou 0.409 tonnes

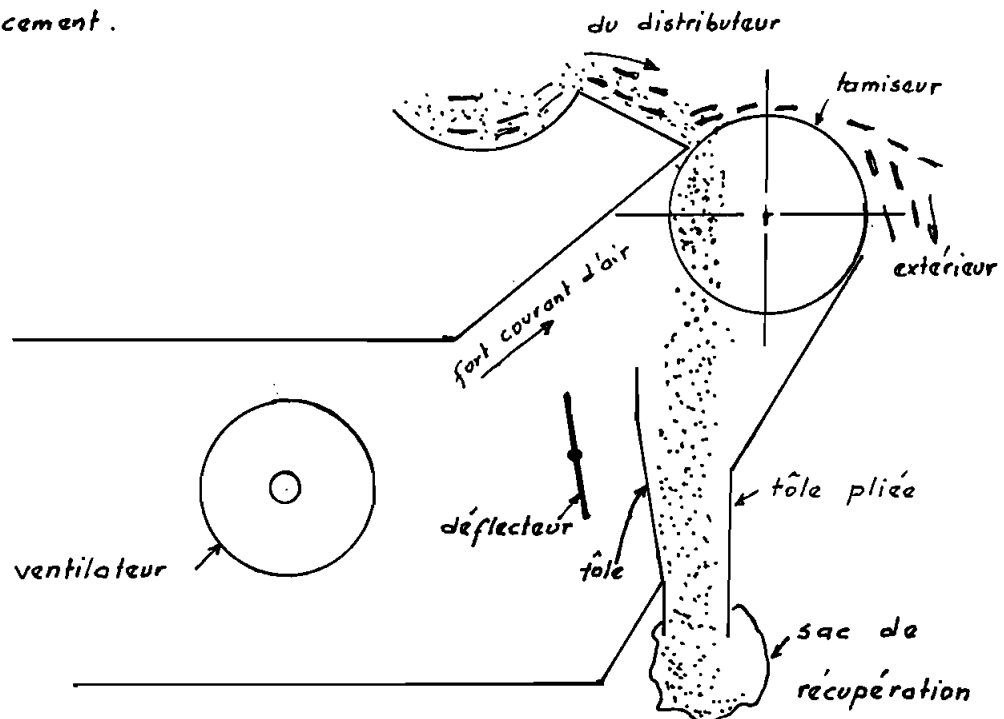
Prenons un porte à faux de 200 mm .

A la page E.6 du catalogue, le graphique donne un essieu carré de 35.

Donc nous avons un essieu carré de 35.

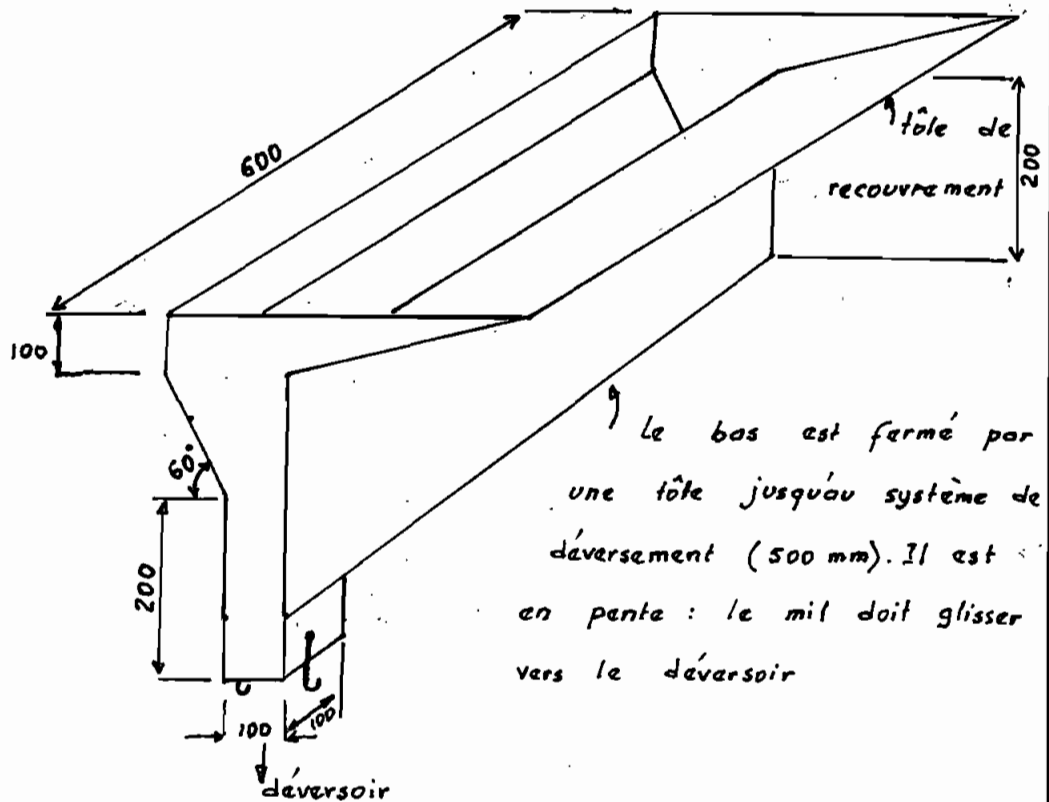
II.4 SYSTEME DE RECUPERATION DU MIL

Sur l'ancienne batteuse, le mil était récupéré à l'aide de godets qui "puaient" le mil dans une auge remplie par une vis d'Archimède qui convoyait les grains vers l'auge. C'est tout ce système qu'il faudrait remplacer par un mécanisme nous permettant récupérer le mil battu juste au niveau du tamiseur. A l'aide d'un schéma nous comprendrons le système de remplacement.



Description du système de récupération

La tôle interne servant à canaliser le mil à la longueur du tamiseur comme le montre le dessin suivant



Nous avons mis le déversoir d'un seul côté pour que les épis broyées expulsées par le tamiseur ne soient pas gênant lorsqu'on veut remplacer un sac rempli.

II.5 POSITIONNEMENT DES ELEMENTS

Pour assurer toujours le même jeu entre le batteur et la contre-batteur, le rayon intérieur du nouveau ^{contre} batteur est obtenu de la façon suivante : $R = R_1 - R_2 + R_3$

où R_1 : rayon intérieur métal déployé de l'ancien contre-batteur

R_2 : rayon extérieur de l'ancien batteur

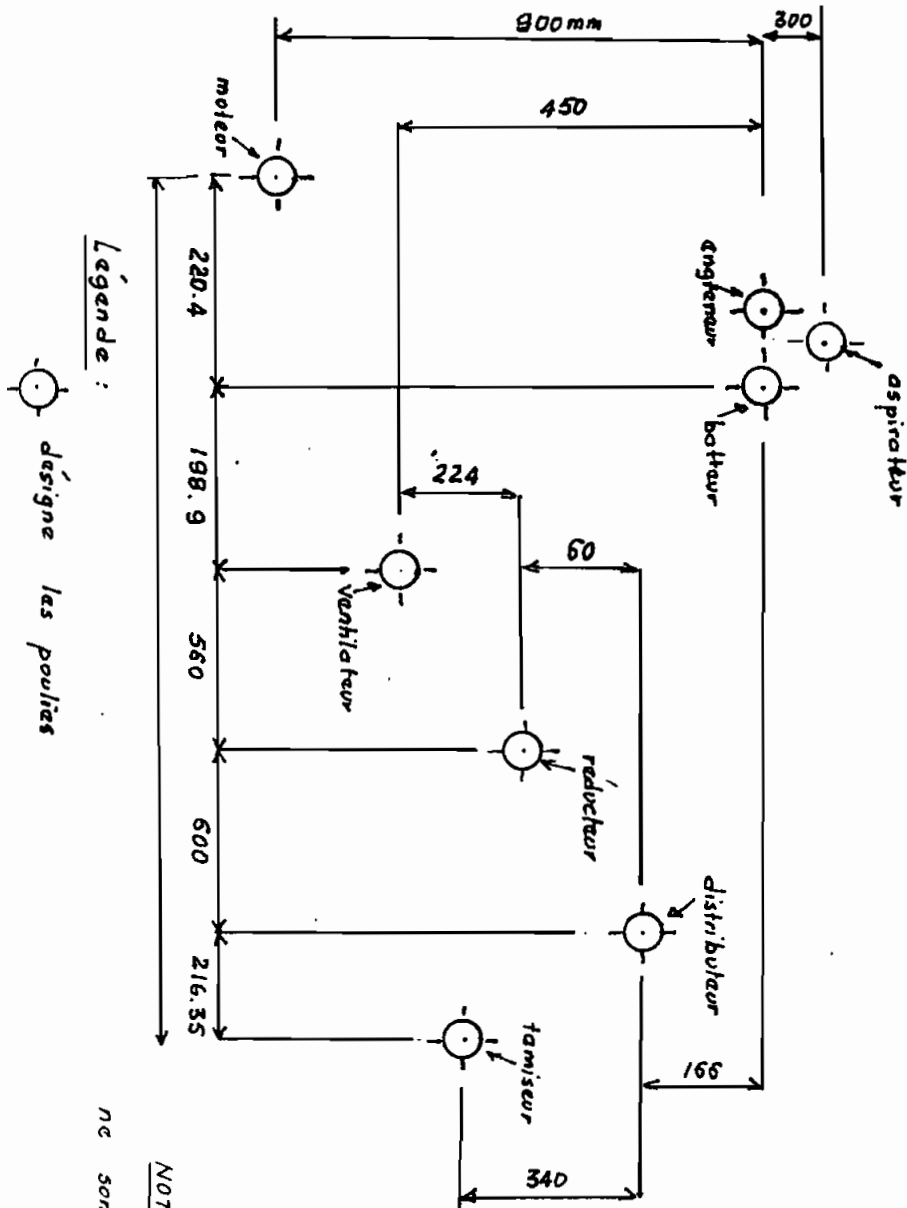
R_3 : rayon extérieur du nouveau batteur

R : rayon intérieur du nouveau contre-batteur.

$$R = 355 - 298 + 200 = 236$$

$$R = 236 \text{ mm}$$

L'engrenneur et l'aspirateur sont montés comme sur l'ancienne batteuse, seulement on doit tenir compte des nouveaux entraxes. le schéma suivant nous montrera les positions relatives des éléments entre eux.



NOTE : Les distances ne sont pas à l'échelle

II.6 DIMENSIONNEMENT DE LA VIS DE BEQUILLE

NOUS avons deux béquilles servant à soulager les roues lorsque la batteuse est en stationnement ou en position de travail. Puisqu'elles supportent la même charge, nous allons en dimensionner une ou plus précisément la vis qui sert de monter ou descendre la batteuse. Nous ferons après la vérification de la vis. Pour tous les calculs de ce paragraphe se référer au cours de Mach 3.21.

Dans la section II.3-a on avait vu que la réaction R_B était la force axiale sur la béquille donc sur la vis, nous allons dimensionner avec cette charge et prendre un facteur de sécurité assez grand pour tenir compte du fait que lorsque l'on soulage la batteuse, la majeure partie de la charge repose sur la béquille mais il nous est difficile de trouver cette charge car elle dépend du degré d'allègement. La batteuse ne doit jamais reposer totalement sur les béquilles.

on a

$$d_r = \sqrt{\frac{4 * F * N}{\pi * S_y}}$$

où d_r = diamètre à la racine de la vis

F = force axiale = $2 * R_B = 2 * 273.74 \text{ N}$

N = facteur de sécurité = 4

S_y = limite d'écoulement on prend $S_y = 310 \text{ N/mm}^2$

$$d_r = \sqrt{\frac{4 * 273.74 * 4 * 2}{\pi * 310}} = 8.99 \text{ mm}$$

l'équation de conception nous permet d'écrire

$$d_r \geq 8.99 \text{ mm}$$

le diamètre nominal $d = d_r + \text{pas}$

Prenons un pas de 3 on a $d = 11.99 \text{ mm}$

on prend un filet ACME simple à gros pas de filetage.

Le diamètre nominal normalisé directement supérieur est de 16 mm

$$\text{Donc : } d = 16 \text{ mm}$$

$$d_r = 13 \text{ mm}$$

$$\text{pas} = 3$$

La longueur de la vis sera déterminée lors de la vérification de flambement.

calcul des couples de montée T_M et de descente T_D

on a :

$$T_M = F \times \frac{d_m}{2} \times \left(\frac{l + \pi \times \mu \times d_m \times \sec \alpha}{\pi \times d_m - \mu \times l \times \sec \alpha} \right)$$

$$T_D = F \times \frac{d_m}{2} \times \left(\frac{\pi \times \mu \times d_m \times \sec \alpha - l}{\pi \times d_m - \mu \times l \times \sec \alpha} \right)$$

$$\text{où } d_m = \frac{d + d_r}{2} = \frac{16 + 13}{2} = 14.5 \text{ mm ; diamètre moyen}$$

$$l = \text{pas} = 3 \text{ mm}$$

$$\mu = \text{coefficient de frottement} = 0.2$$

$$2\alpha = \text{angle de filet} = 29^\circ$$

En faisant l'application numérique on trouve

$$T_M = 1096.28 \text{ N mm}$$

$$T_D = 566.26 \text{ N mm}$$

calcul de vérification

* flambement

Nous avons deux conditions

$$\text{si } \frac{L}{d_r} < 6 \text{ il n'y aura pas flambement}$$

$$\text{sinon il faut vérifier si } \frac{L}{k} < \sqrt{\frac{2 \times C \times \lambda^2 \times E}{S_y}} \quad (1)$$

où L : longueur de la vis

$$k = \frac{d_r}{4} = \frac{13}{4}$$

C = facteur tenant compte du mode de fixation

on la prend égal à 0.25

E : module d'élasticité : 210 000 N/mm²

L'équation (1) donne $L < \frac{dr}{4} * \sqrt{\frac{2 * C * \lambda^2 * E}{S_y}}$

$$L < \frac{18}{4.15} * \sqrt{\frac{2 * 0.25 * \lambda^2 * 210000}{310}}$$

$$L < 187.91 \text{ mm}$$

on prend

$$L = 185 \text{ mm}$$

* autoblocage

C'est pour éviter que la batteuse ne descende d'elle-même sous son propre poids.

Pour que la vis soit autobloquante, il faut que :

$$\lambda * \mu * d_m > l$$

$$\lambda * 0.2 * 14.5 = 9.11 \text{ valeur qui est bien supérieure à } l = 3$$

Notre vis est donc autobloquante

Ayant redimensionné la vis, la béquille sera fabriquée en conséquence comme sur l'ancienne batteuse à mil

CONCLUSION

Sur l'insistance de la SISMAR de vouloir conserver le principe de battage, nous avons tout le long de l'étude essayé d'avoir cela à l'esprit ce qui nous a amené à conserver les sous-ensembles indispensables à un bon battage c'est à dire propre. Si certains éléments ont été éliminés ou remplacés c'est que nous avons jugé qu'ils étaient soit de trop, soit remplaçables par autres choses. C'est dans le même esprit que nous avons opté pour toutes les transmissions des courroies à la place des chaînes. Nous n'avons plus d'engrenages, le nombre d'arbres est passé de dix (10) à six (6), le tracteur remplacé par un moteur diesel dont la puissance fait moins du quart ($\frac{1}{4}$) que celle qui était utilisée. Tous ces éléments pour dire que cette batteuse est nécessaire moins chère.

Il serait inutile de parler du facteur de réduction du coût de fabrication car il est évident que notre machine, étant plus petite sera fabriquée plus rapidement ce qui réduira le coût de la main d'œuvre.

Le poids estimé de 460 kilogrammes est réellement pessimiste car la tôlerie et les accessoires ne pouvant pas constituer la moitié du poids de la batteuse. Néanmoins elle reste deux fois moins lourde que l'ancienne.

Pour terminer il faut noter que si initialement quatre années ont été nécessaires pour concevoir la batteuse, les plus que deux cents soixante dix (270) heures ont été insuffisantes pour faire plus que ce dont on vous parle depuis quarante deux (42) pages.

RECOMMANDATIONS

Pour mettre le moteur sur son support, il faut intercaler entre le support et le moteur une membrane en caoutchouc pour amortir les vibrations.

Il serait regrettable que le projet s'arrête là mais très souhaitable que la SISMAA en collaboration avec l'école polytechnique puisse achever le projet par la réalisation d'un prototype et à étudier sa performance dans le but d'un désir d'une autre réduction qui est toujours possible.

Je proposerais comme suite à ce projet, un projet qui s'axera sur l'assemblage, la réalisation d'un prototype pour qu'on y fasse une étude de performance.

L'aspirateur peut ne pas être monté sur la batteuse à toute fin utile nous avons dimensionné son arbre au cas où la commande d'une batteuse exigerait son installation.

Pour l'entretien, il est inutile d'en parler puisque la fiche technique d'entretien de l'ancienne batteuse a été déjà établie. Il faudrait qu'à même ^{voir} l'annexe C pour l'entretien du moteur HAZZ.

Il serait souhaitable aussi que la SISMAA joigne au châssis un atelage permettant le remorquage de la batteuse par les animaux de traction. Le temps ne nous permet point de faire cette étude et celle « pas prévue » de l'assemblage.

Puisse ce modeste travail servir.

APPENDICES

IRAT : institut de recherches en agronomie tropicale.

ISRA : institut sénégalais de recherches agricoles.

SISCOMA : société industrielle sénégalaise de construction et de commercialisation de machines agricoles.

SISMAR : société industrielle sahélienne de mécanique, de matériels agricoles et de représentations.

CNRA : centre national de recherches agricoles.

BIBLIOGRAPHIE

[1] : calcul des transmissions par courroies et par chaînes

édition : techniques de l'ingénieur 1972 , volume n° B-5II

auteurs :

chaînes : P. KUNTZMANN

courroies : J. DENNERY

C. BOULET

[2] : catalogue SEDIS : chaînes, roues, pignons

édition : Juin 1968

éditeur : compagnie des transmissions mécaniques

[3] : éléments de machines

édition : 1^{ère} - 2^e trimestre 1982 ,

école polytechnique de montréal

auteurs

GILBERT DROUIN

MICHEL GOU

PIERRE THIRY

ROBERT VINET

[4] : catalogue général des paliers

édition 1982

éditeur SKF

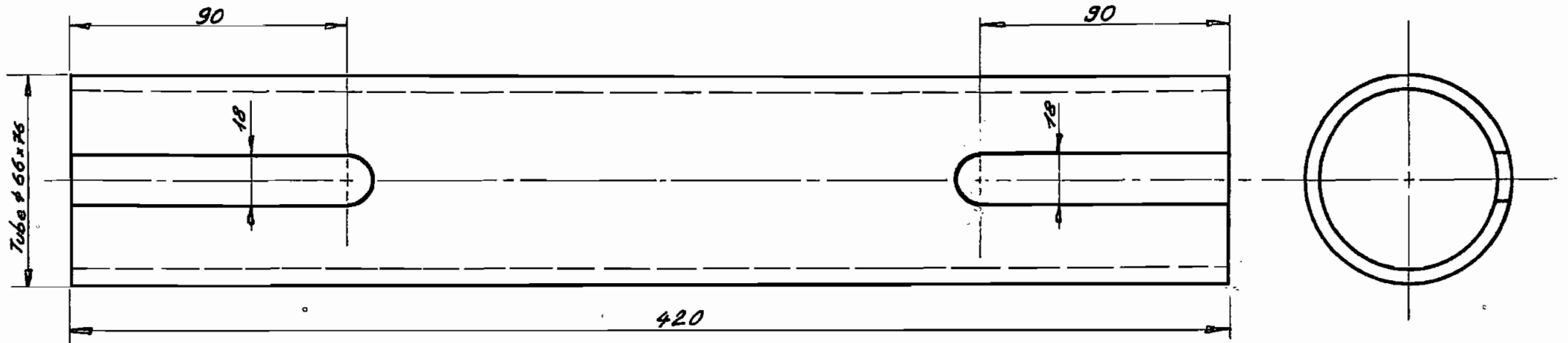
[5] : catalogue n°6 : pneus, essieux, vérins

édition août 1983

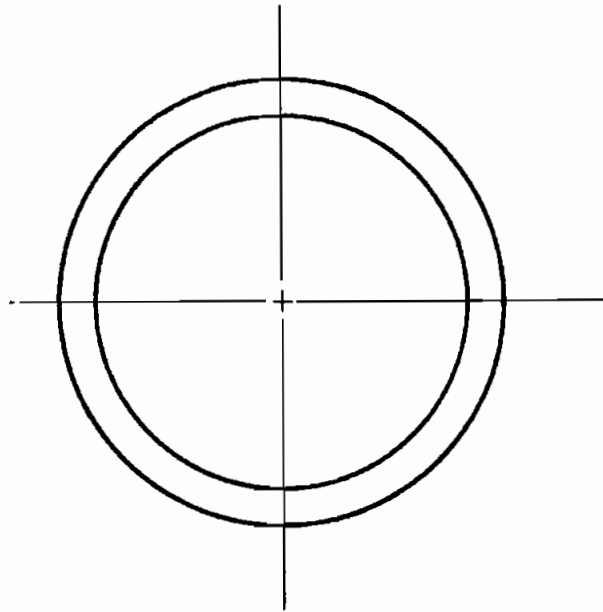
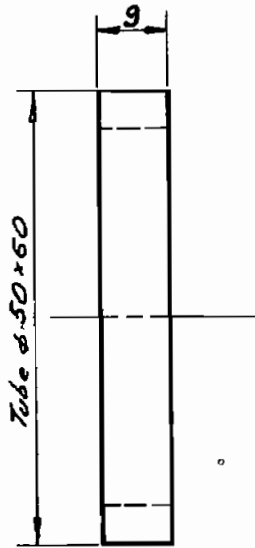
éditeur SAPNORE S.A

ANNEXE . B

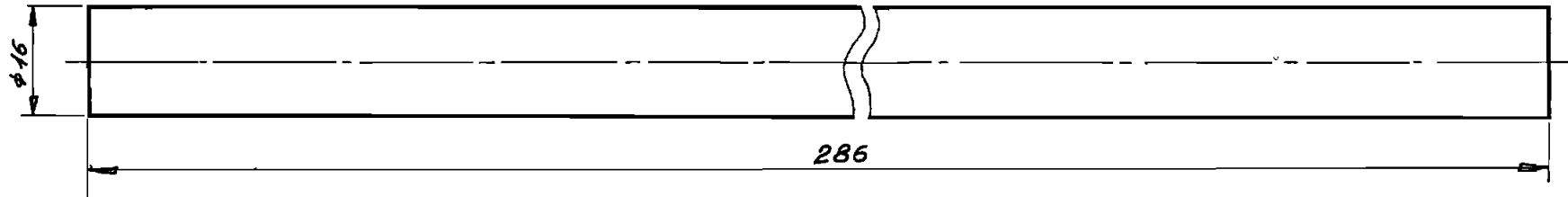
Dessins techniques



NOM DE L'ÉLÉMENT		BATTEUR : Tube central entretoise		1-2
MATIERE	Tube 66/76 Long 420	TRADE	INDUSTRIEL	POIDS
ÉCHELLE	1/2	DESSINÉ LE	04-05-84	VERIFIÉ LE :
SISMAR - B.P. 3214 DAKAR (Sénégal)				N° PLAN



MODIFICATION		N° 1		N° 10111	
		PALIER BATTEUR: Entrelaise intérieure		1-3	
MATIERE		TUBE		POIDS	
Tube 50/60 Lg 9mm					
ECHELLE		DESSINE le : 03-05-80		VERIFIE le :	
1		PRT :		PRT :	
MAR — R.P. 3214 DAKAR (Sénégal)				N° PLAN	



BATTEUR: Tige d'alignement.

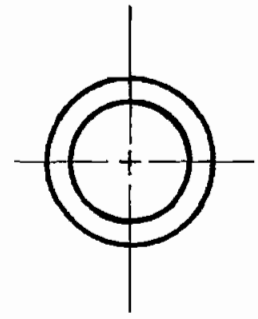
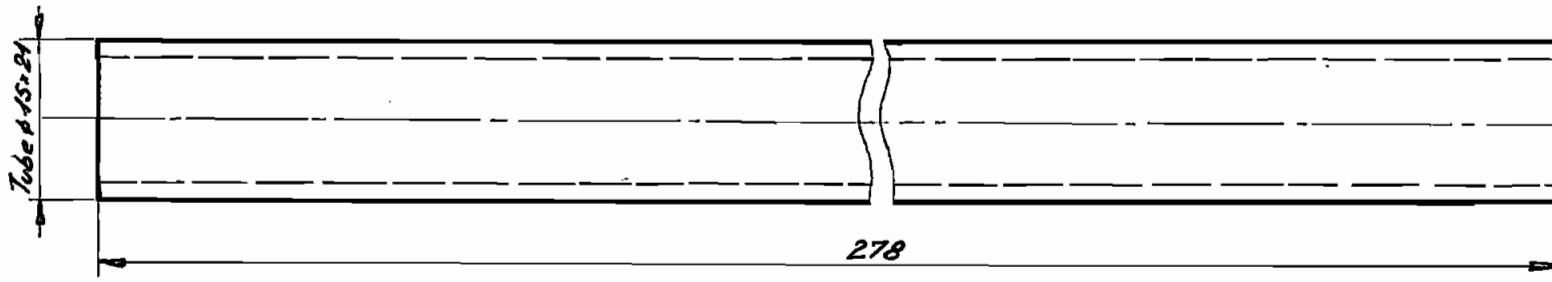
1-4

MATIERE	TRACÉ	PROJETS	SCISSO
Rondétre φ 16 Lg 286			

QUANTITE	DATE	REVISION
1	03-05-84	

N° PLAN

... (partially obscured text)



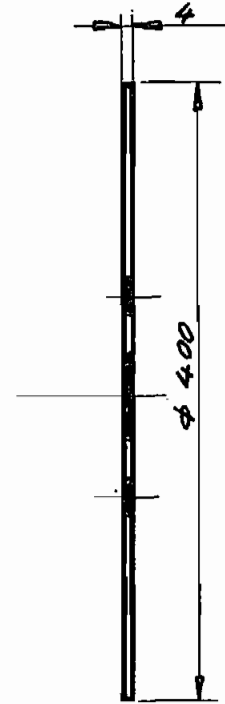
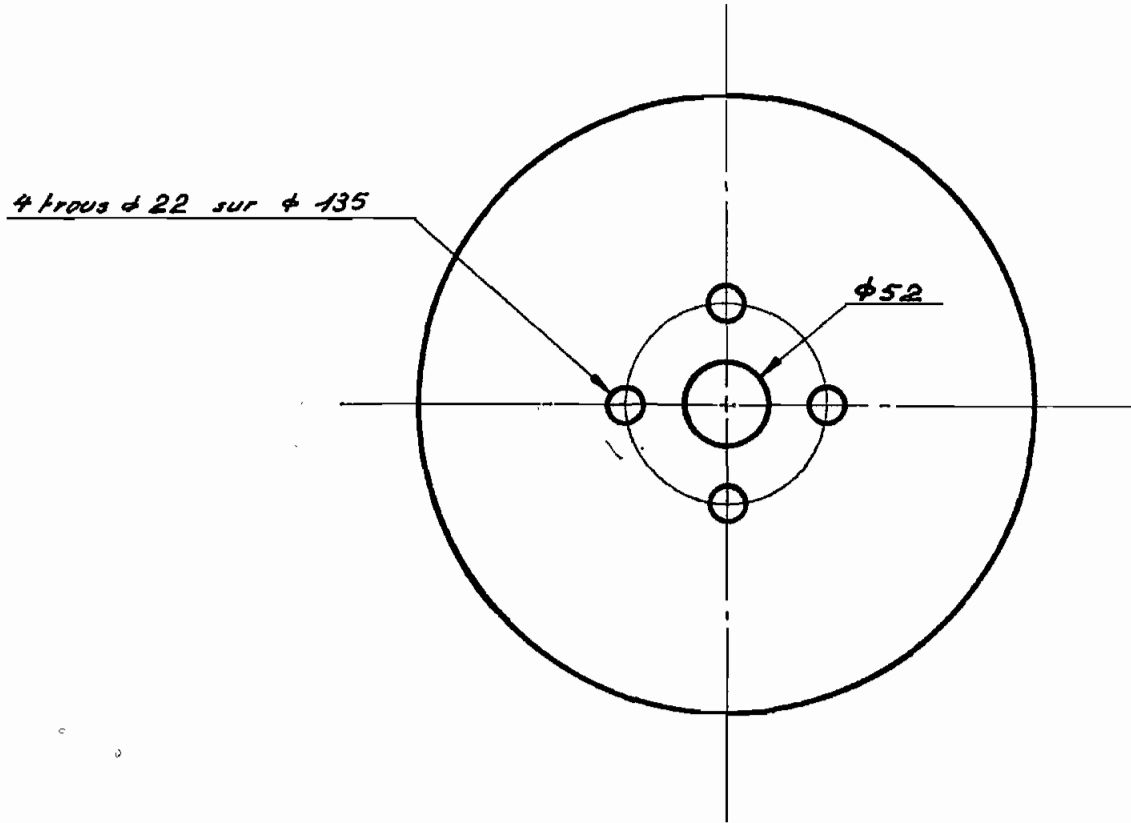
BATTEUR : Entretoise de disques.

1-5

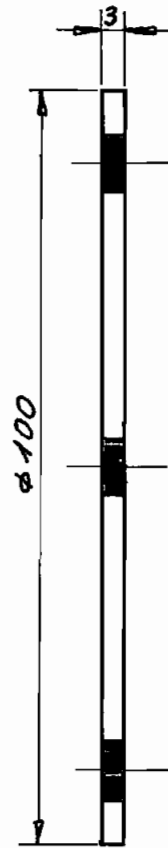
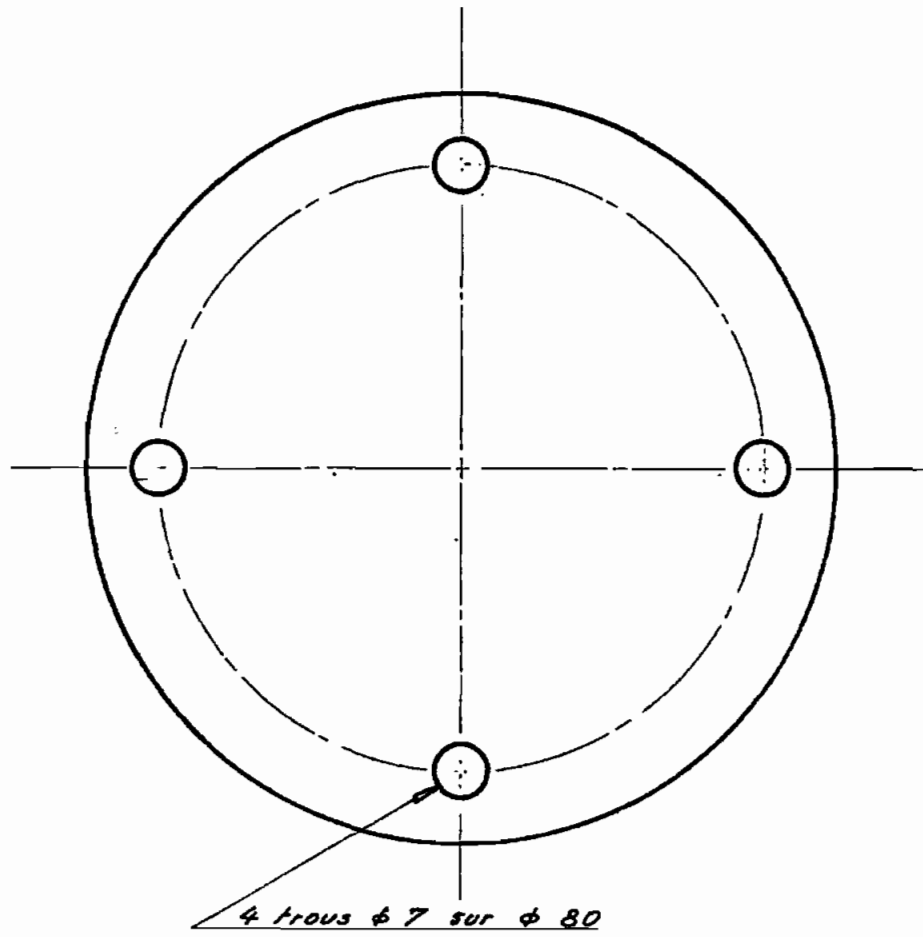
MATIERE
Tube 15/21 long. 278

DESSINE le : 03-05-84
1

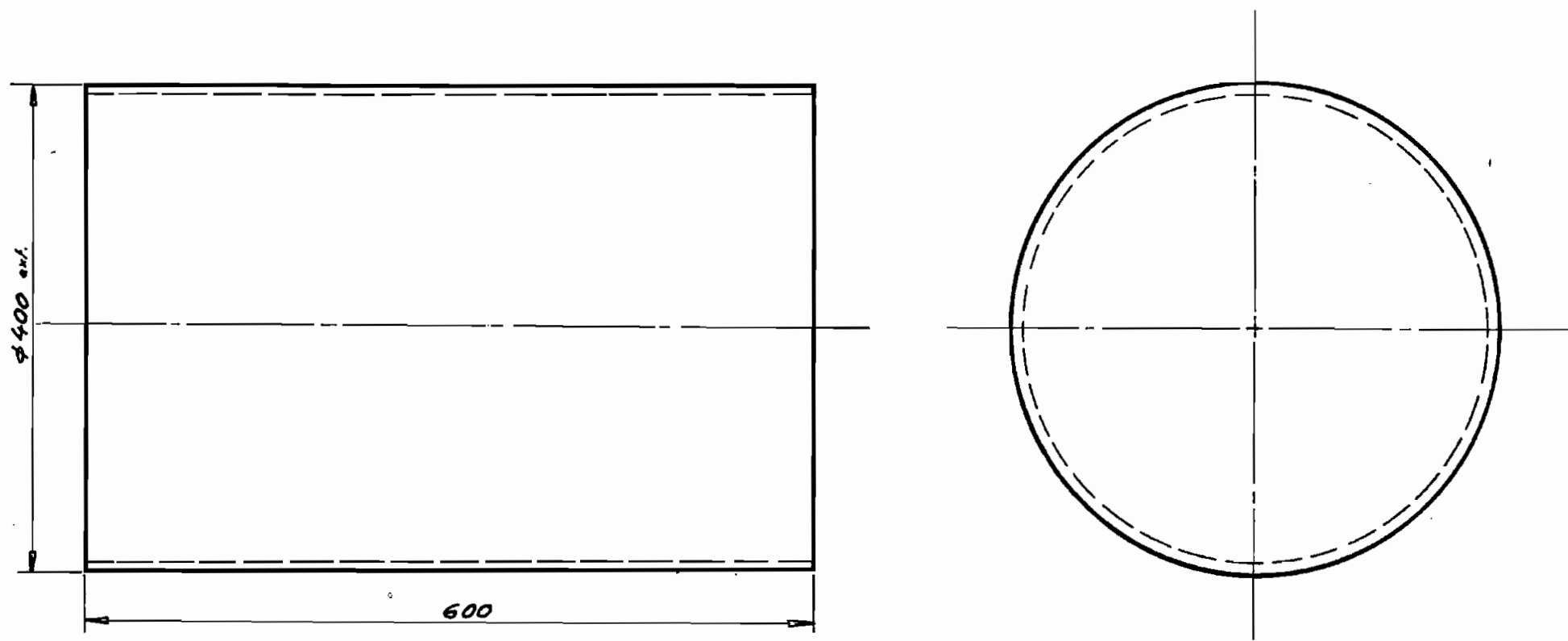
... (400000)



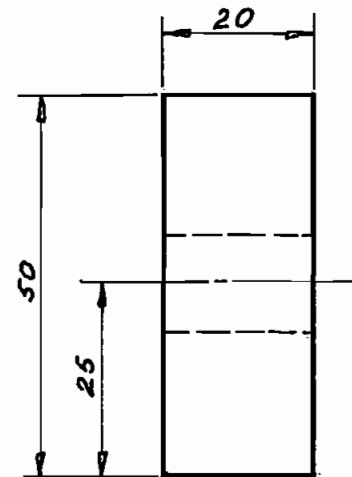
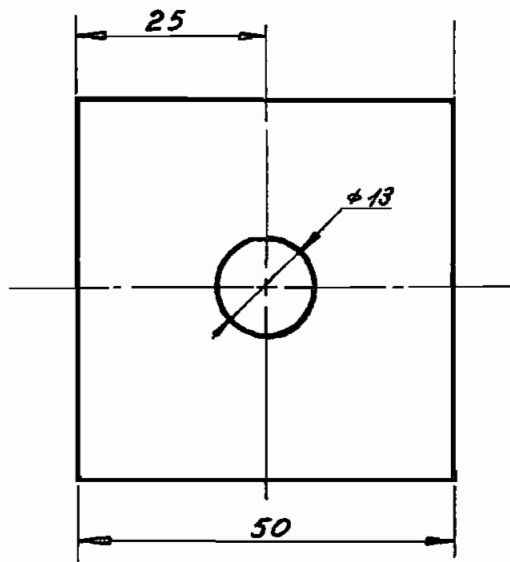
MODIFICATIONS	PROJET	BATTEUR : <i>Disque Central</i>	1-6
DATE	REALISÉ	DESIGNÉ	
1/5	ESSAI N° 07-05-84		
M. A. S. - S. S. (SAKAT) (Sénéggal)			N° PLAN



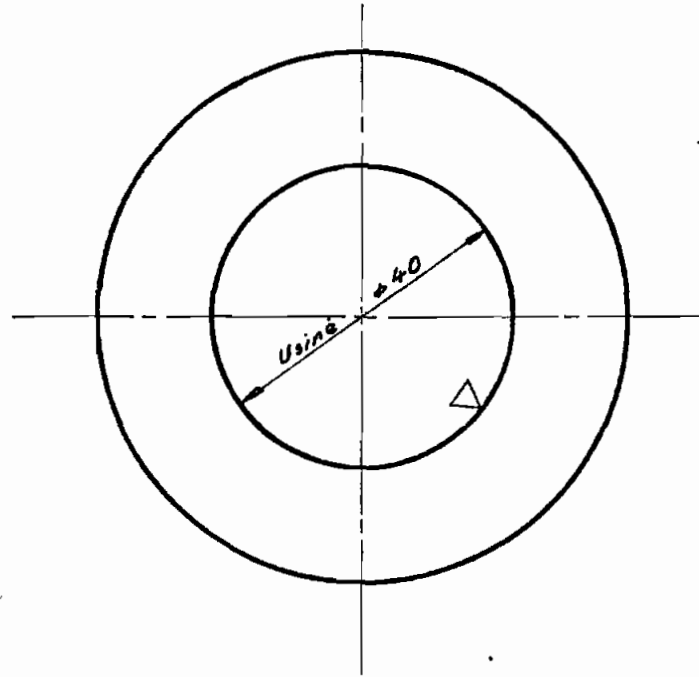
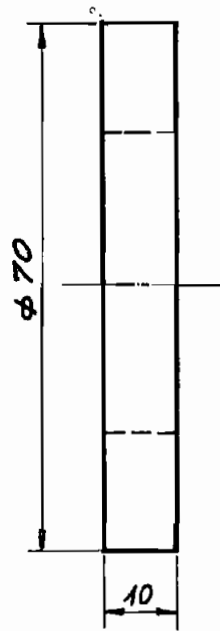
APPRECIATION	POUR	BATTEUR : Couverture de Trappe	1-7
MATIERE		Tôle ép. 3mm ϕ 100	
DATE		04-05-04	
BUREAU DE LA FABRIQUE (S&M)			No Pl. 10



MODIFICATIONS	ESPACEMENT	BATTEUR : VIROLE		1-8
	MATIERE Tôle ép. 4 mm Lg 600	TRACÉ	TRAVERSE	PLAGE
	ECHELLE 1/5	DESSINE le : 07-05-84	VERIFIE le :	
	SISMAR — B.P. 3214 DAKAR (Sénégal)			N° PLAN



PALIER BATTEUR : <i>Cable supérieure.</i>		1-9
MATIÈRE Adx. Plat 50x20 Long 50	DESSINÉ le 03-05-84	1-9
ECHELLE 1	DESSINÉ le 03-05-84	1-9



		PALIER BATTIUR : Entrelaige extérieure		1-10
MATIERE	Rond étiré $\phi 70$ lg 10.	TRAV	FRMIQUE	POIDS
ECHELLE	1	DESSINE le : 04-05-84	VERIFIE le	POST :
S.A.A. - B.P. 3214 DAKAR (Sénégal)				N° PLAN

Coupe B-B

Moyeu : rond ϕ 100 lg 100 mm α^r : 2

Virole : tôle ép. 4 mm ϕ 400

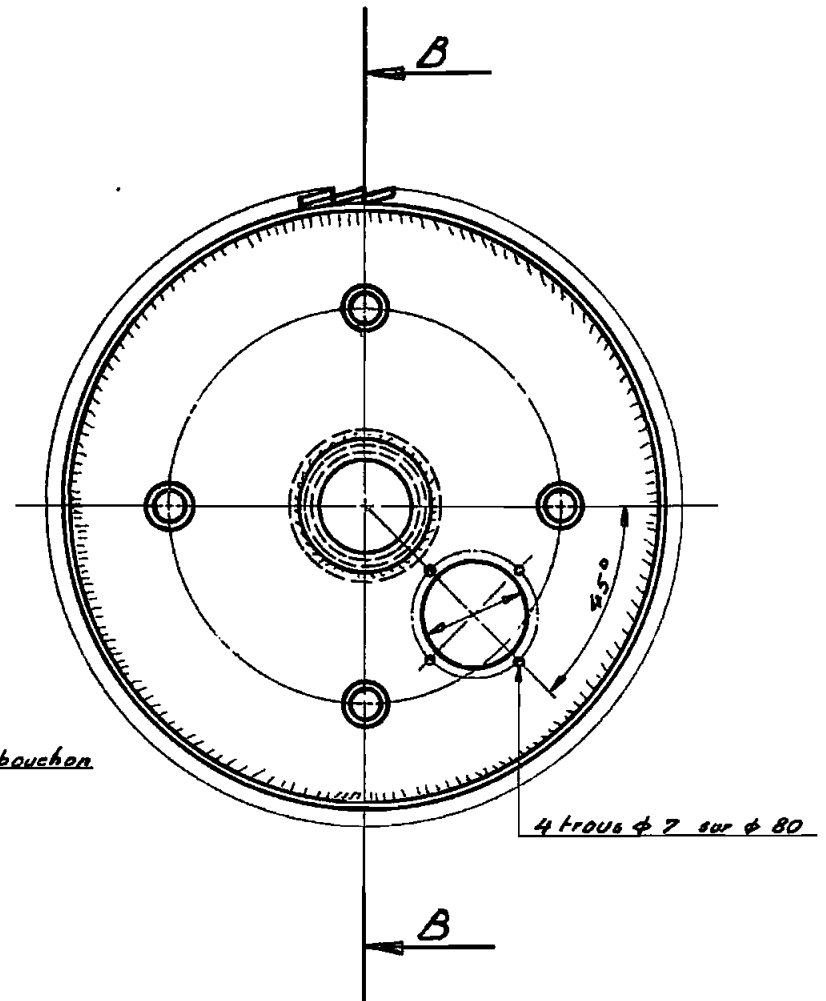
Tube 66/76 lg 467

Disque central : tôle ép. 4

Tube 45/24 lg 298 α^r : 8

Soudure bouchon

22
298
4
600



4 trous ϕ 7 sur ϕ 80

BATTEUR

1-11

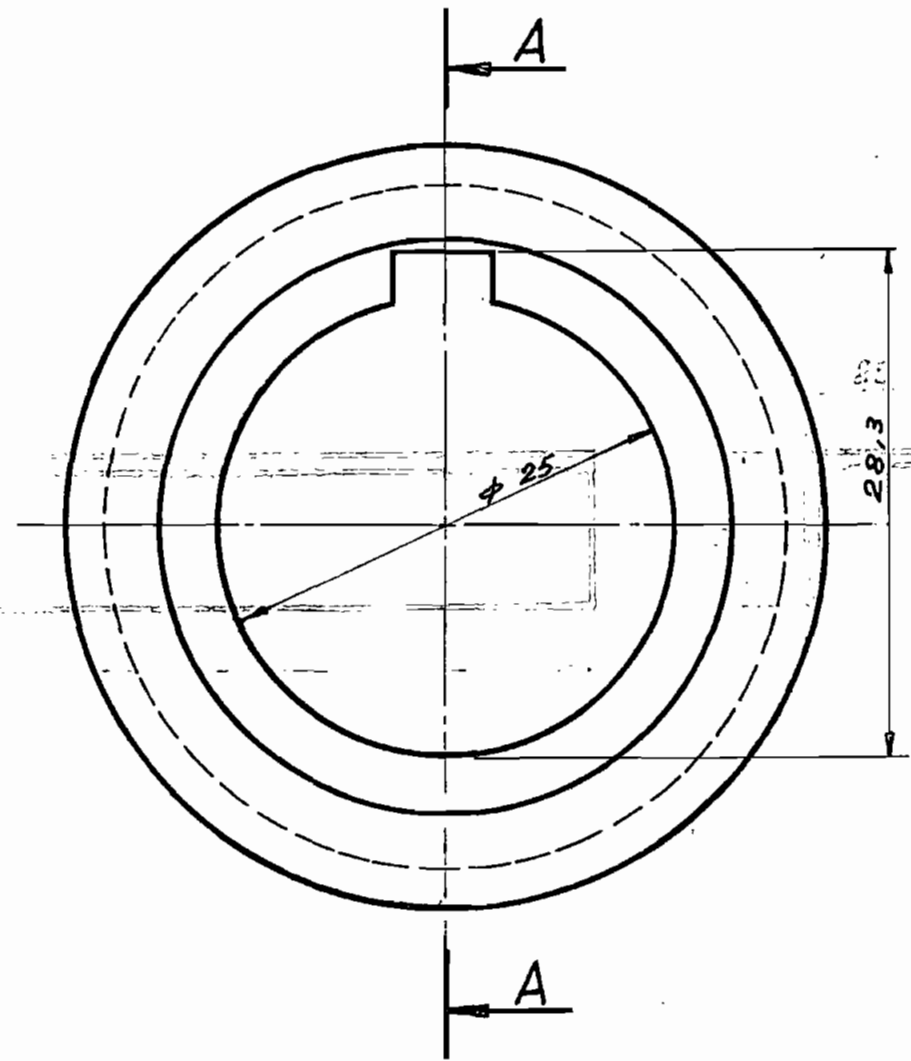
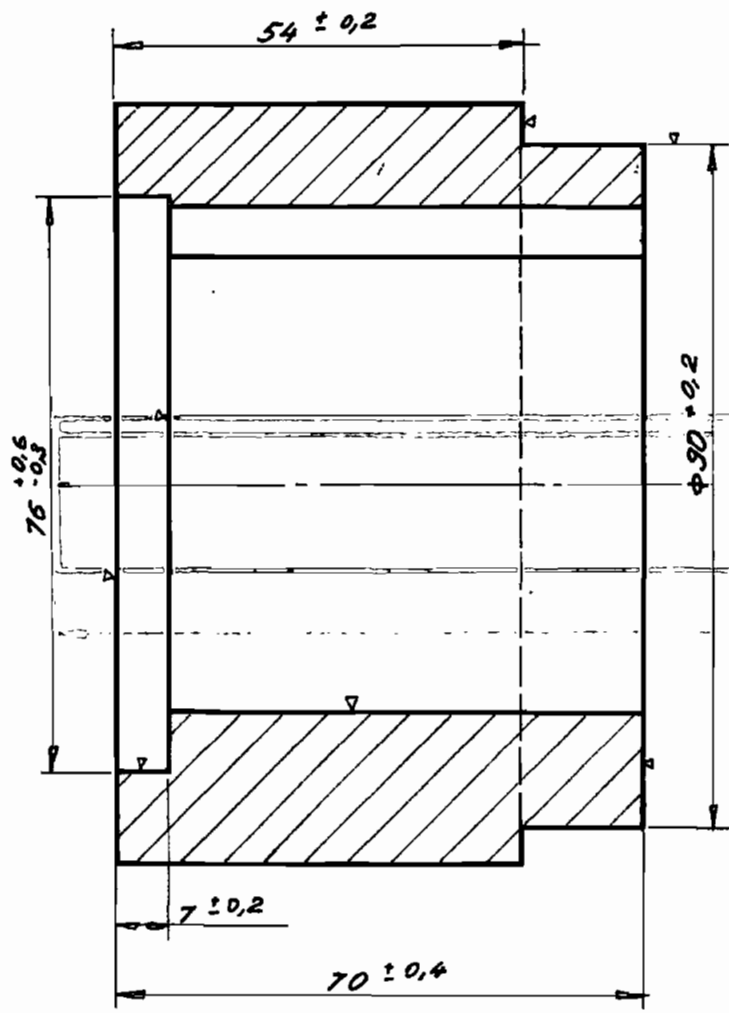
Ensemble soudé

10-05-84

1/5

10-05-84

Coupe A-A

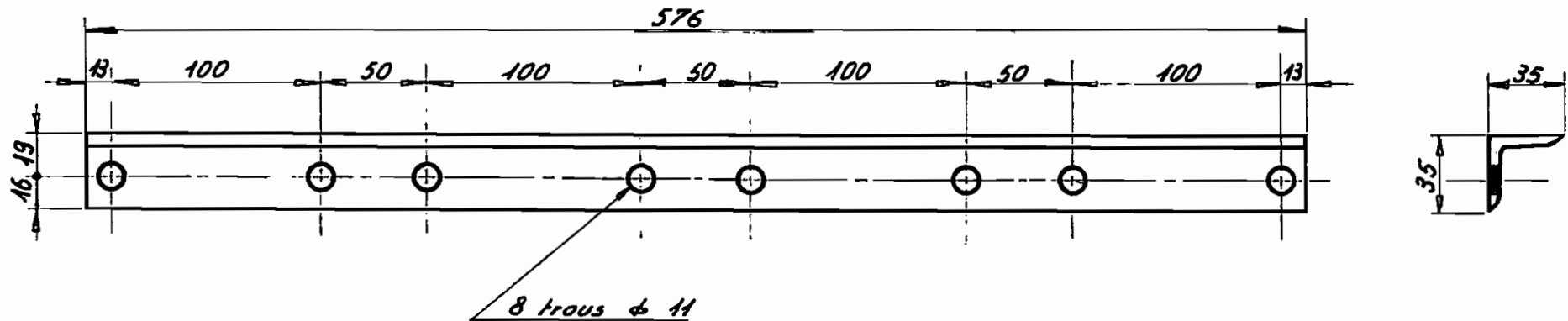


BATTEUR: Moyeu d'extrémité 1-12

MATIERE	TR	CEMIQUE	(G.D.)
1			
COUPE	DESSINE le 10-05-84	VERIFIE le :	
1		par :	

SISMAR - B.P. 3214 DAKAR (Sénégal)

N° PLAN



CONTRE BATTEUR : Entrait d'extrémité

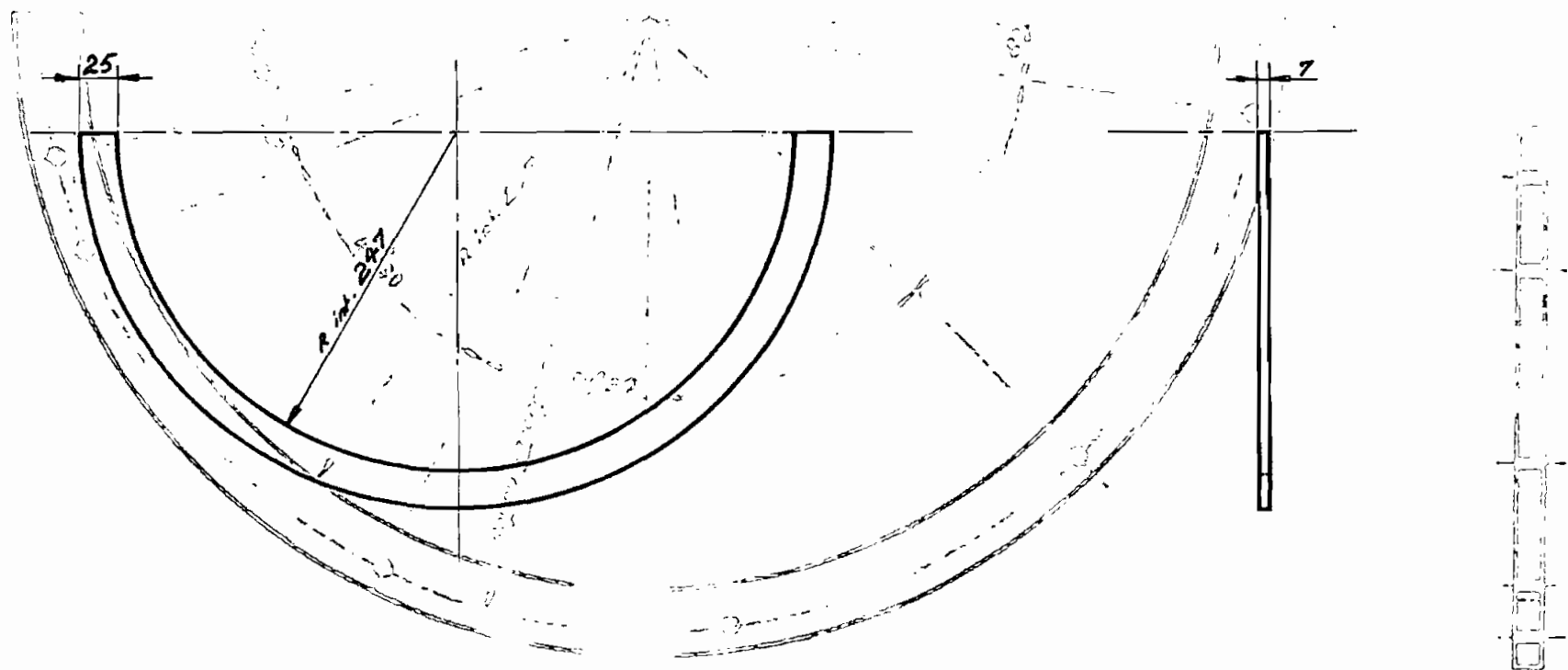
2-2

L 35x35 longueur 576

DESSIN : 07-05-84

1/3

OR - BP 1210 DAKAR (Sénégal)



MODIFICATIONS

DATE

CONTRE BATTEUR : Vanneau de raidissage

2-3

MATIERE

ECHELLE

1/5

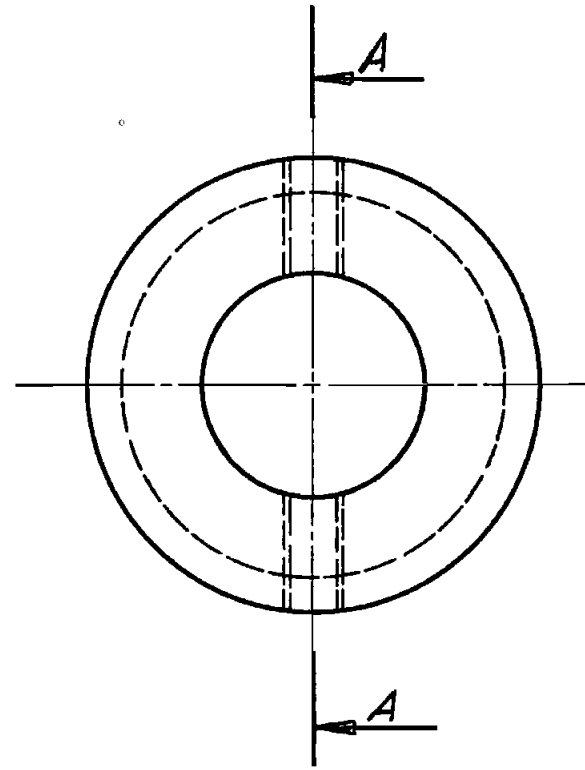
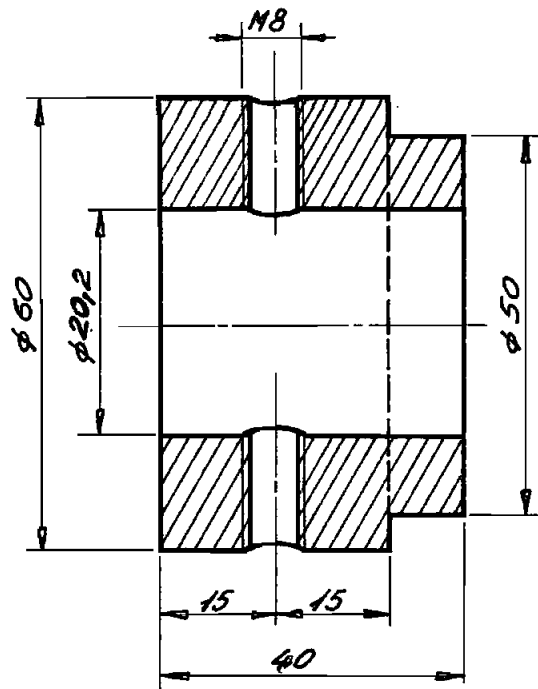
DESSIN: 13 - 11-05-BA

DATE

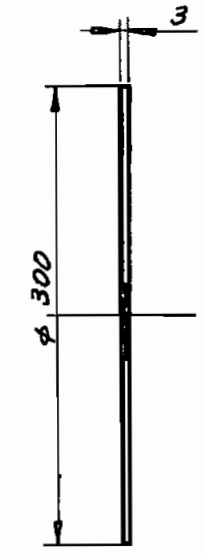
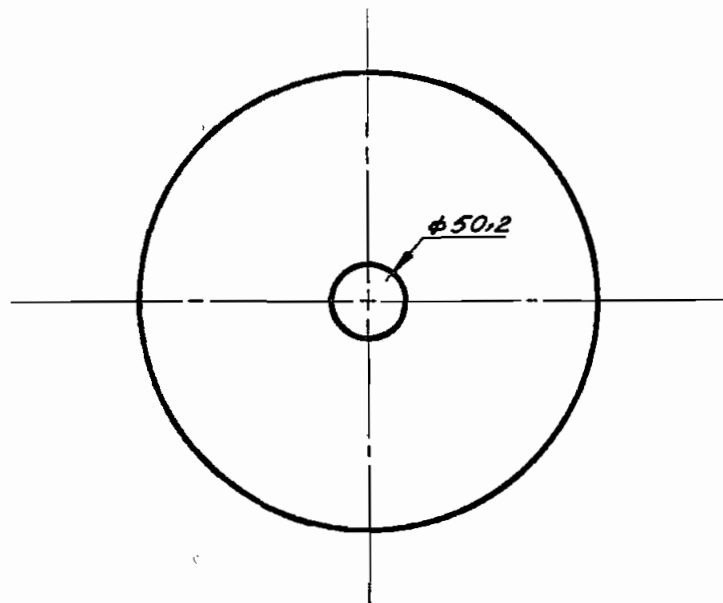
VERIF: 11

SISMAR - B.P. 3214 DAKAR (Sénégal)

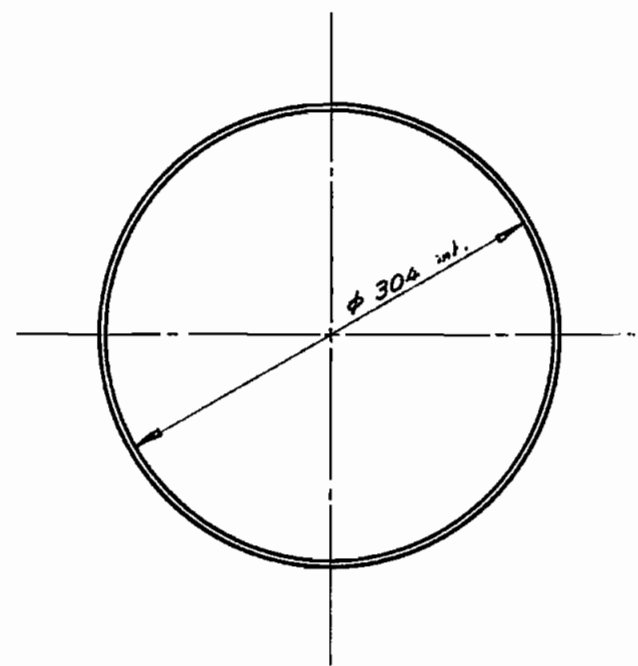
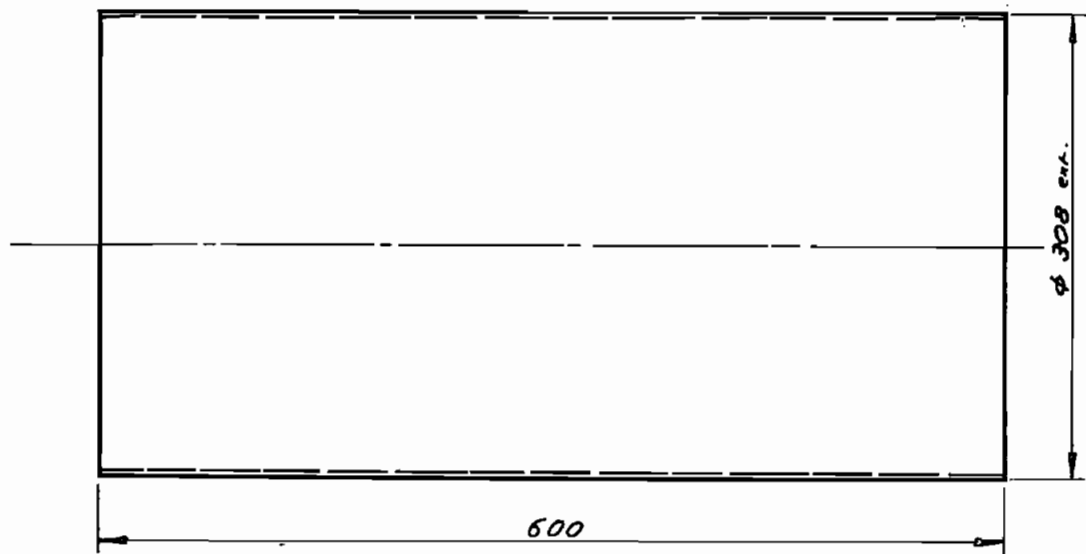
Coupe A-A



DESCRIPTION	TAMISEUR: Moyeu de blocage		3.1
MATIERE	Rond étiré ϕ 60 Lg 40		
ECHELLE	DESSINÉ le : 03-05-84	VERIFIÉ le :	
	1		
STANDAARD 37 1114 DACTA (Moyeu I)			

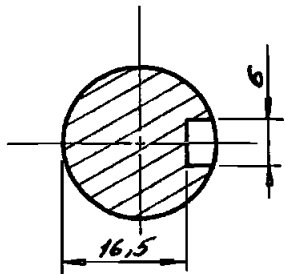


		<i>ROULEAU TAMISEUR : disque flasque</i>		3-2
MATIERE	TEA	VERMIQUE	POIDS	
<i>Tôle ép. 3mm ϕ 300</i>				
QUANTITE	DESSIN N°	VERIFIE PAR		
<i>1/5</i>	<i>04-05-84</i>			
S.M.A.R. — B.P. 3211 (DAKAR (Sénégal))				N° PLAN

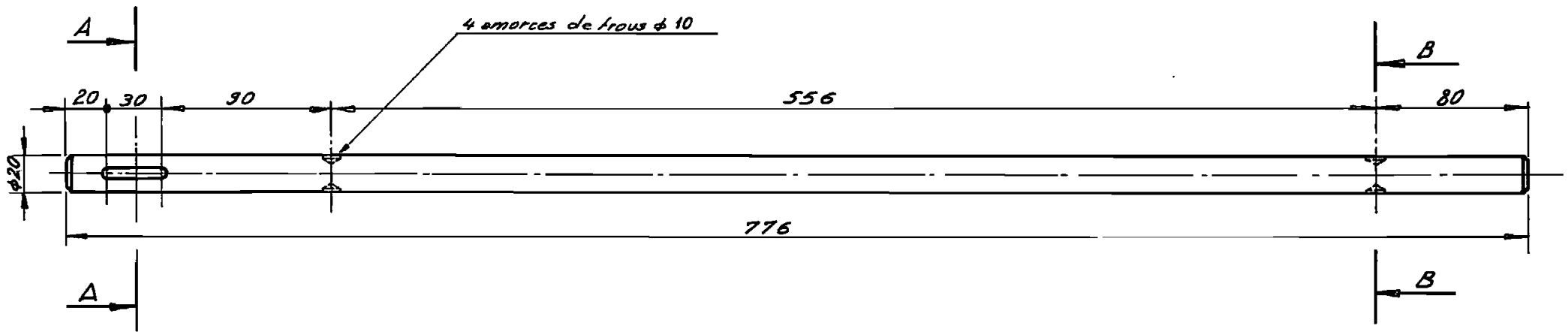
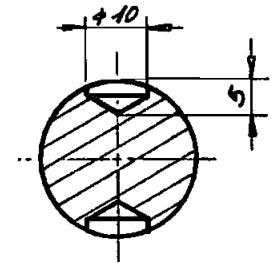


		virole du Rouleau Tamiseur		3-3
MATIERE	TEA	FERMIQUE	POIDS	
Tôle ép. 2mm				
PROFONDEUR	DESSIN N°	DATE	AUTRE N°	
1/5	04 - 05 - 84			
S.P. 314 (AKAR (Sénégal))				N° PLAN

Section A-A



Section B-B



MOBILIAIRE

ROULEAU TAMISEUR : ARBRE

3-4

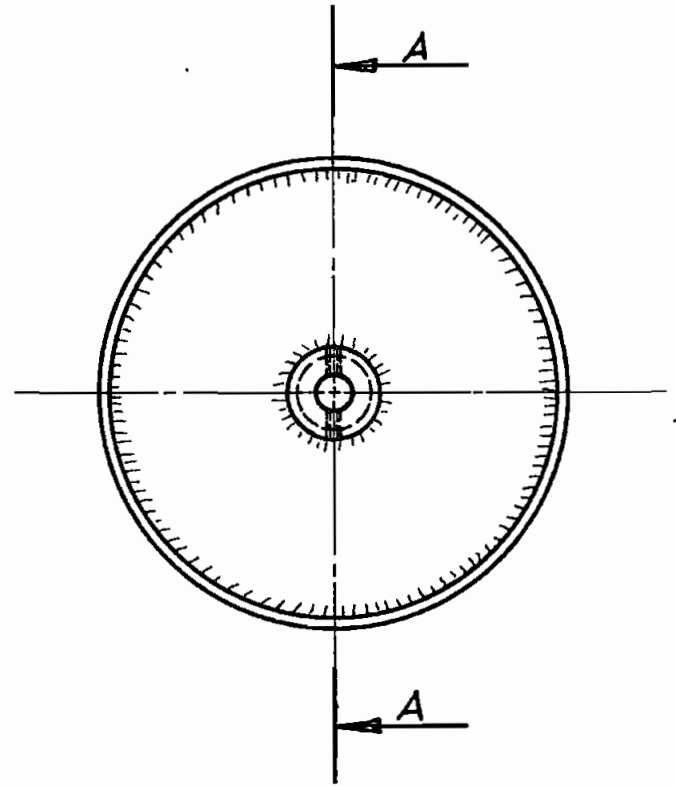
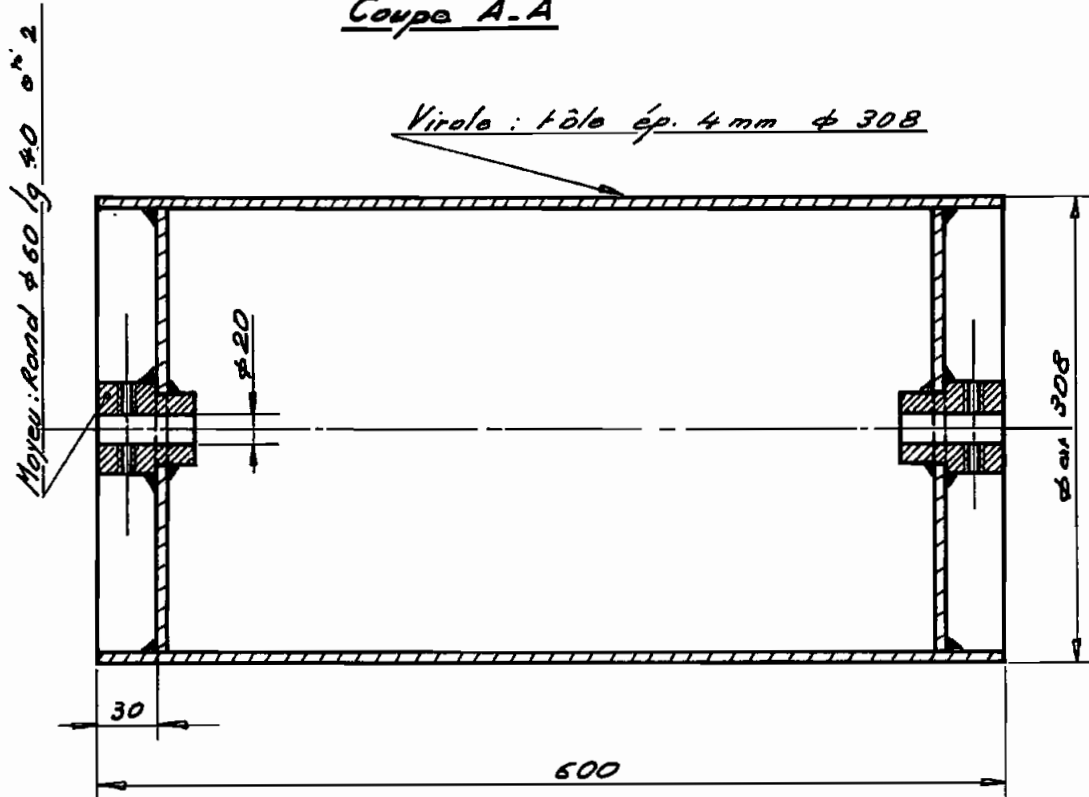
Rond étiré ϕ 20 long 776

14-05-34

1/3

1901650

Coupe A-A



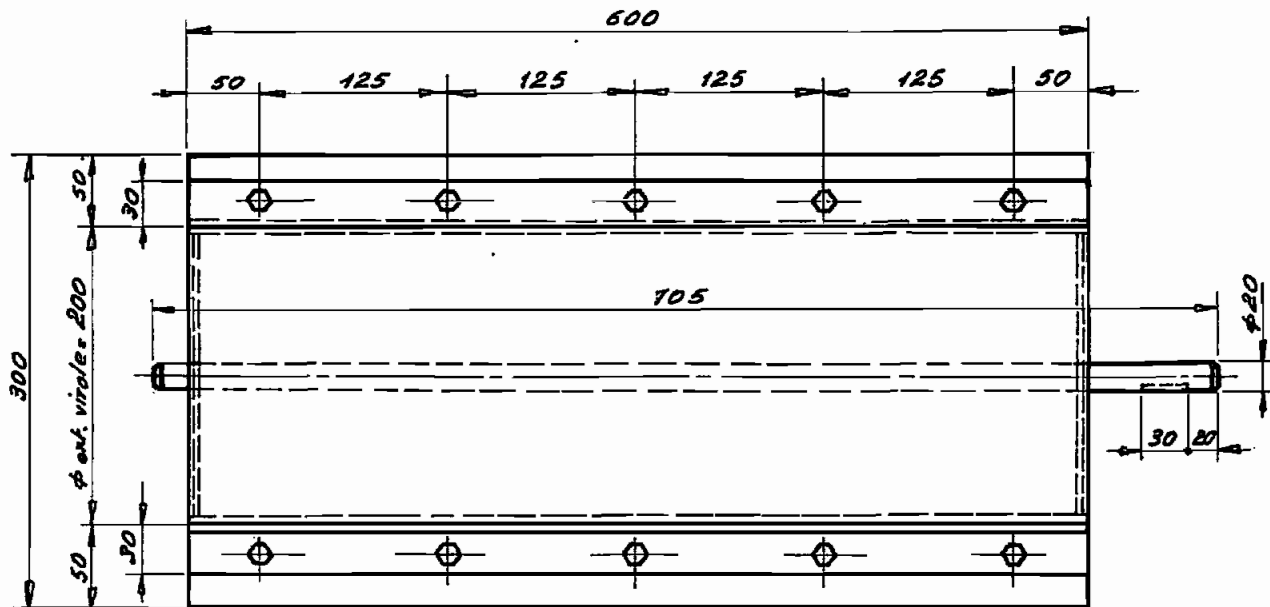
ROULEAU TAMISEUR

Ensemble soudé

1/5

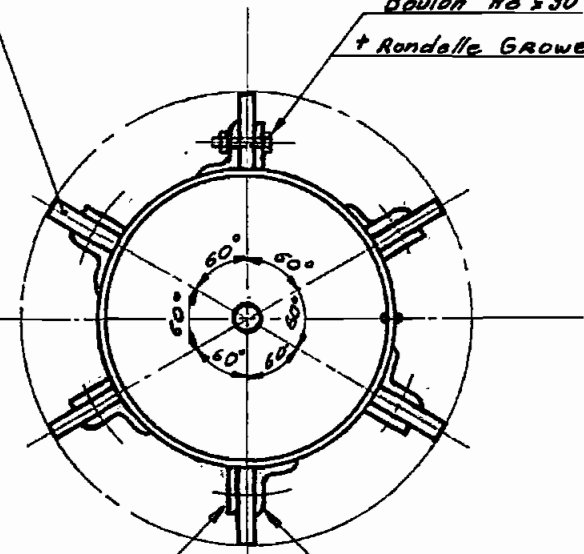
11-05-84

3-5



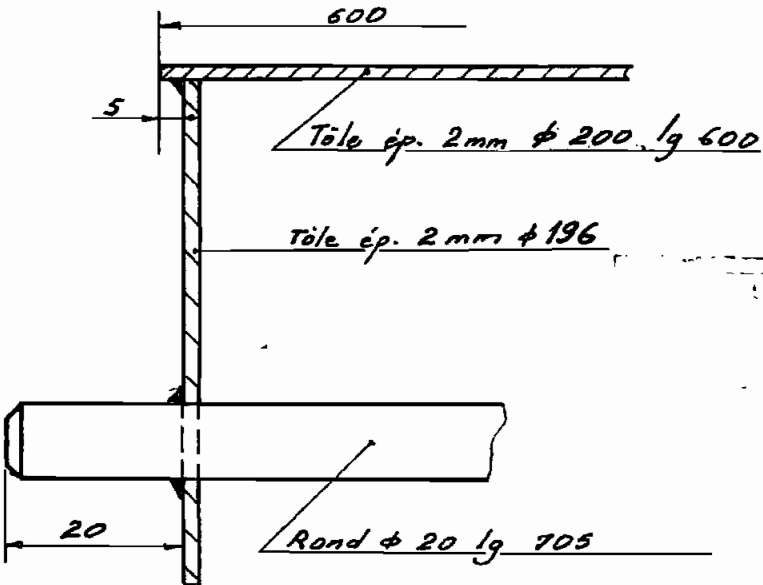
Caoutchouc ép. 10 dim. 600 x 50

Boulon M8 x 30
+ Rondelle GROWER W 8



Plat 30 x 7 lg 600

L 30 x 30 lg 600



Tôle ép. 2 mm φ 200 lg 600

Tôle ép. 2 mm φ 196

Rond φ 20 lg 705

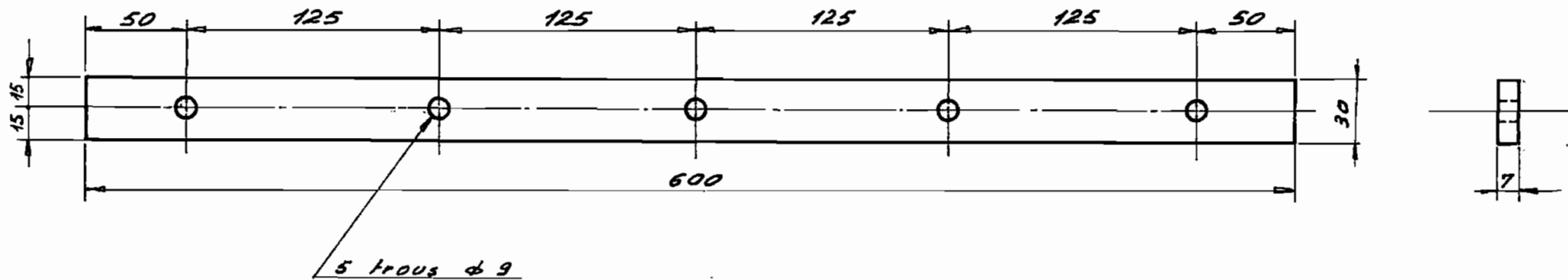
DISTRIBUTEUR COMPLET

4-1

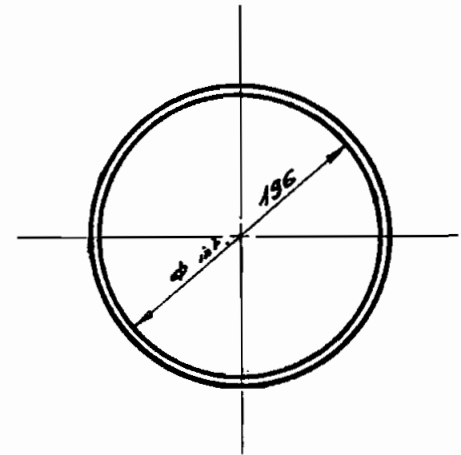
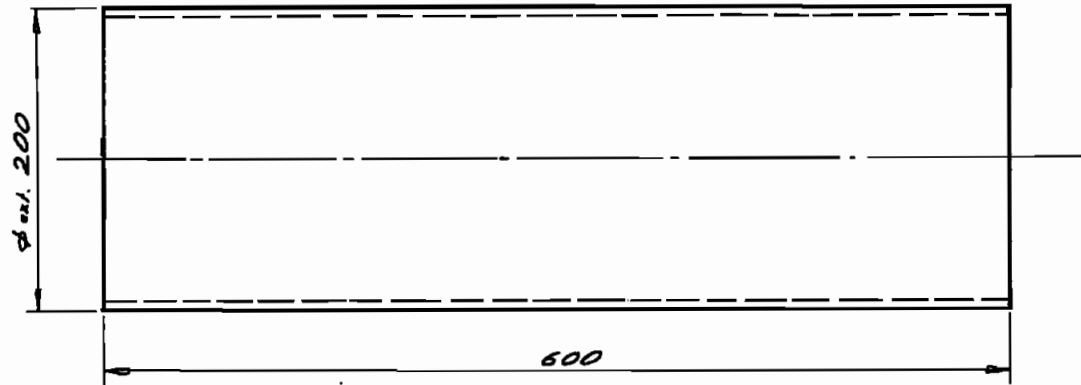
Ensemble soudé

11-05-84

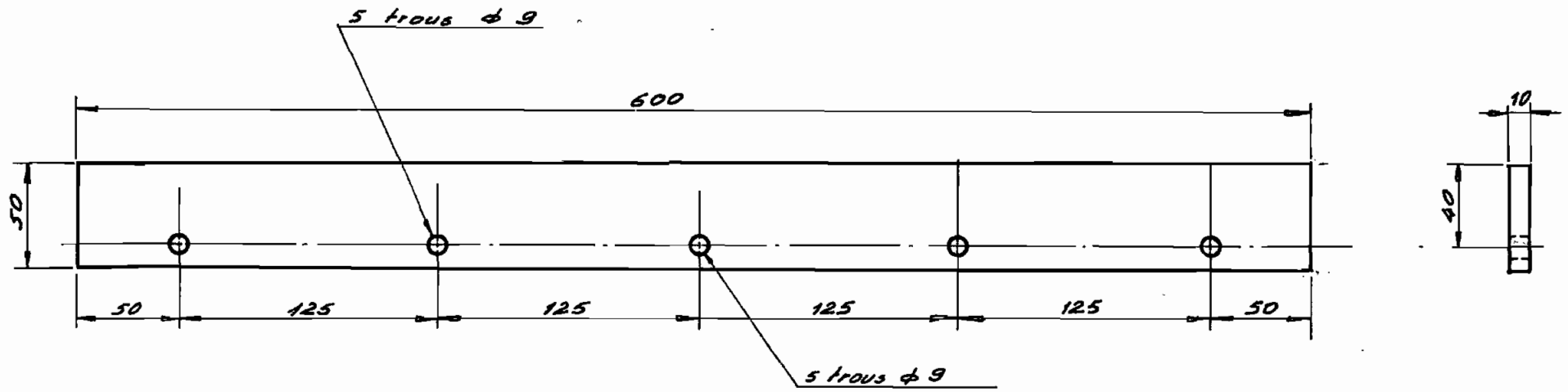
1/5



DISTRIBUTEUR :		4-2
Plat de fixation		
MATERIAU :		
Plat de 30x7 lg 600		
ECHELLE	DATE	
1/3	14-06-84	
SIRMAR - B.P. 3214 DAKAR (Sénégal)		



DISTRIBUTEUR: VIROLE		BO. SIGNAT 4-3
Adx. Toile ép. 2mm Lg 600φ 200		
ECHELLE 1/5	DESSIN: 10 : 14-05-84	
M A R 3914		N. PLAN



MODIFICATIONS

PROJ.

DISTRIBUTEUR : CAOUTCHOUC

4-4

MATIERE

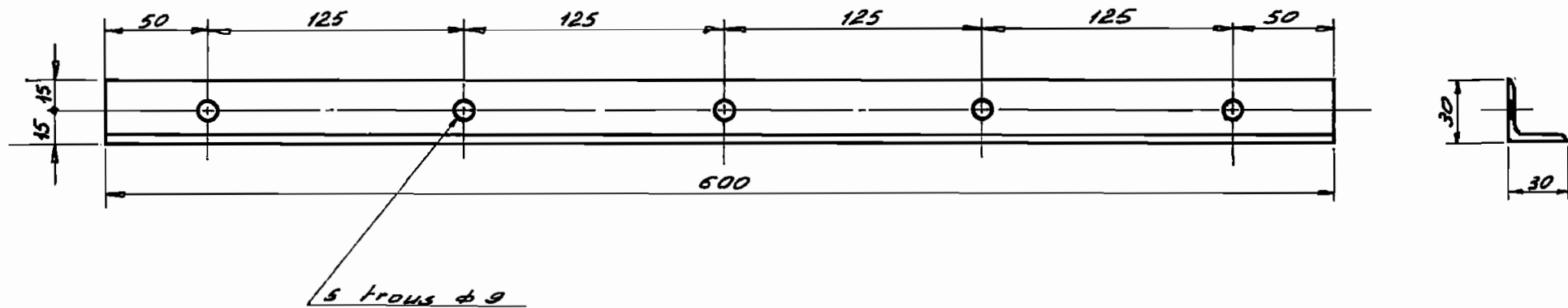
Caoutchouc dim. 600x50x10

CONELLE

DES. N° 14-05-84

1/3

SISMAR - SP. 404 DAKAR (SENEGAL)



DISTRIBUTEUR
 CORNIERE DE FIXATION BATTERIE 4-5

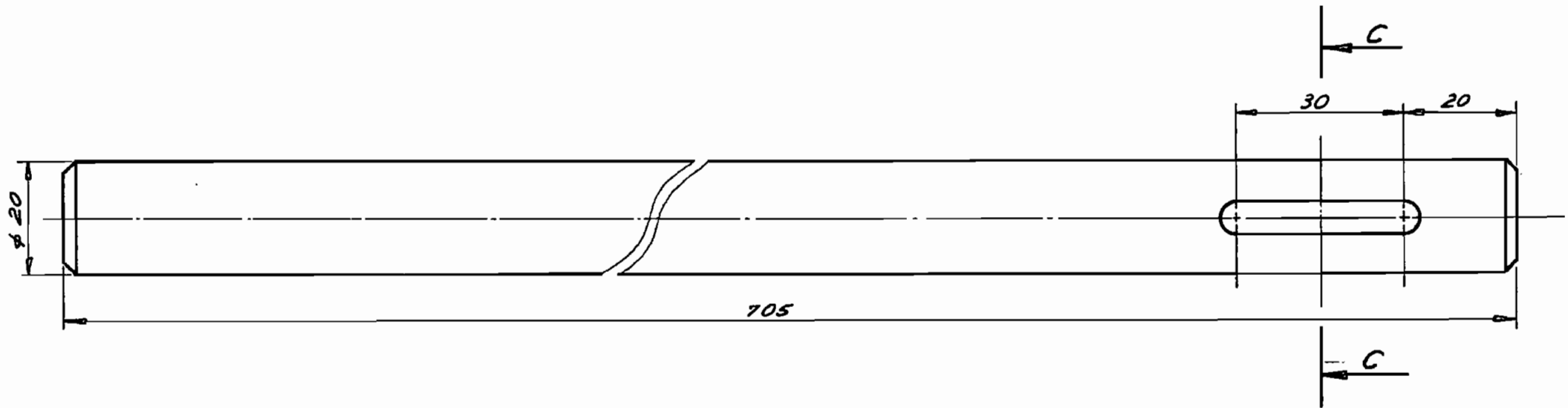
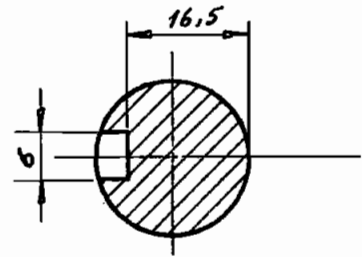
L 30 x 30 lg 600

SCHEMATA DRESSIN 11-05-84

1/3

INDUSTRIAL - 12, RUE D'ALGER - 92000 NANTERRE

Section C.C



MODIFICATIONS

REVISIONS

DISTRIBUTEUR : ARBRE

4-6

MATIERE

Rond étiré ϕ 20 lg

QUANTITE

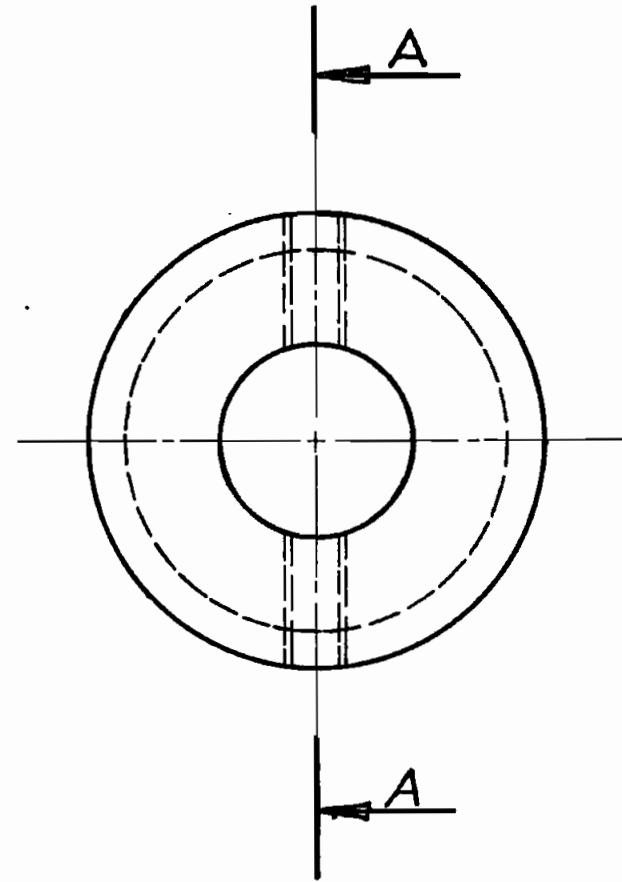
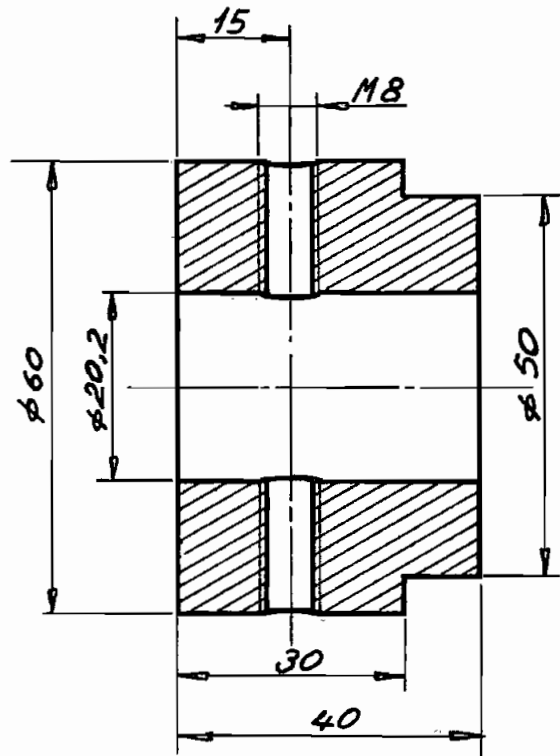
1

DESIGNÉ

14-05-84

2 N-PLA

Coupe A.A



2

ROULEAU ENGRENEUR : Moyeu de blocage

QUANTITE

Adx Rond étiré $\phi 60$ lg 40

REVISION

1

DATE DE REVISION : 08-05-84

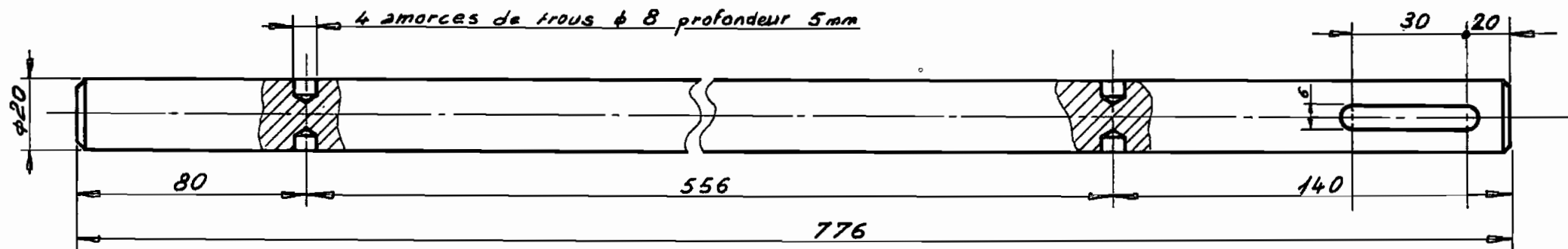
VERIFICATION

DATE

FOUR

RE PLAN

5-1



1 ROULEAU ENGRENNEUR : arbre 5-2

MATIERE : MICUI POUS

Adx rond étiré ϕ 20 L_g 776

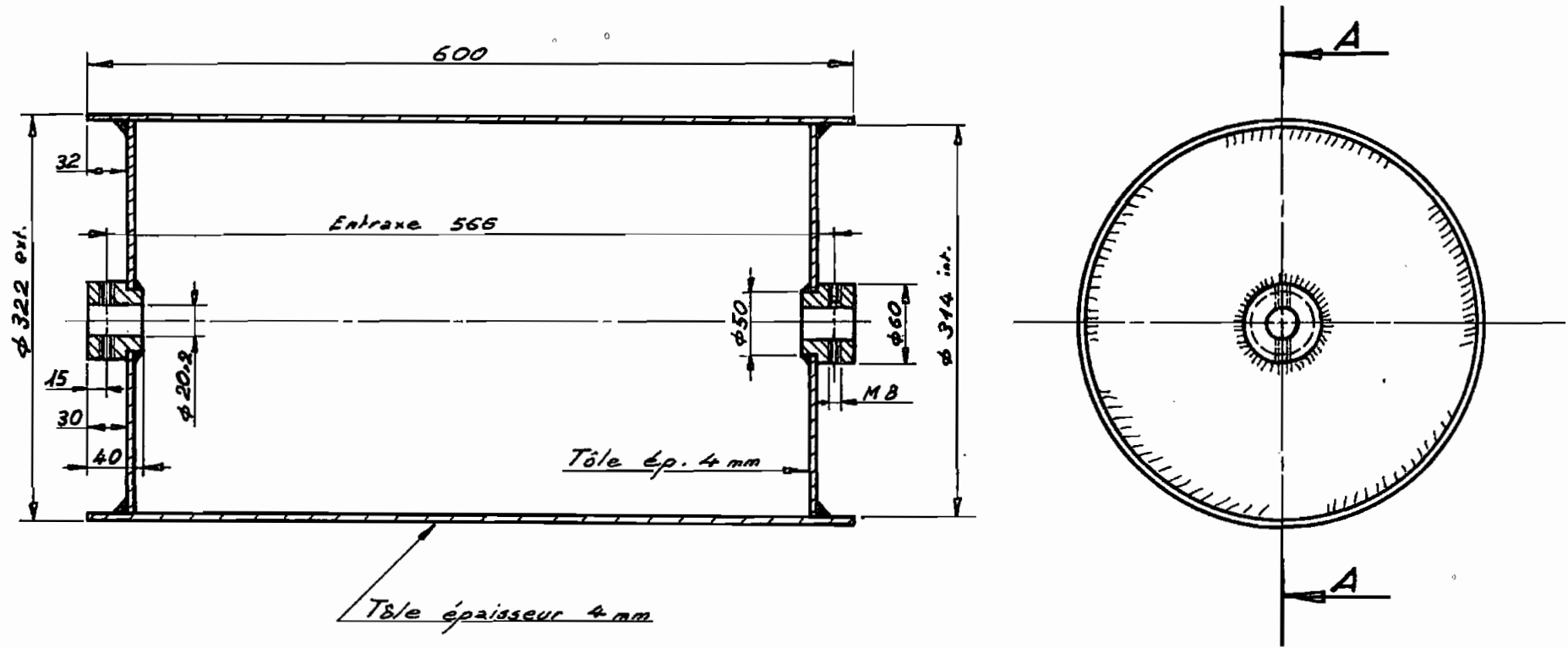
DESIGNÉ LE : 08-05-84

1/2

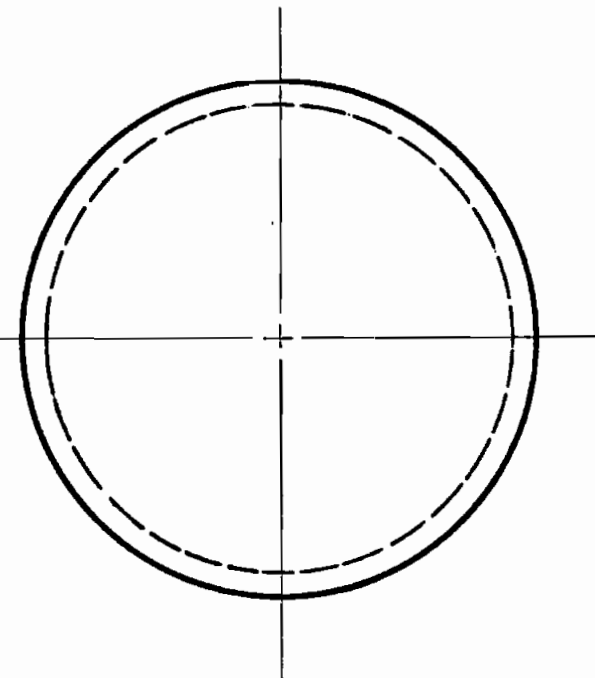
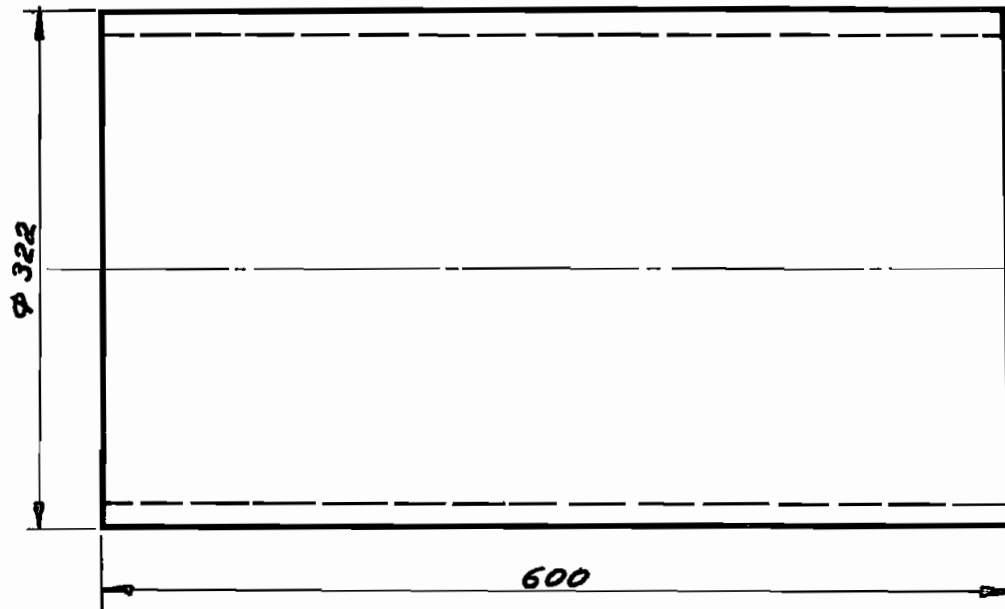
REP. 3 11 (AFAR) (Soudan)

N° PLAN

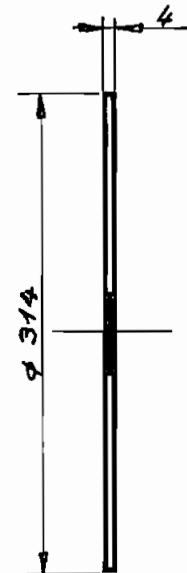
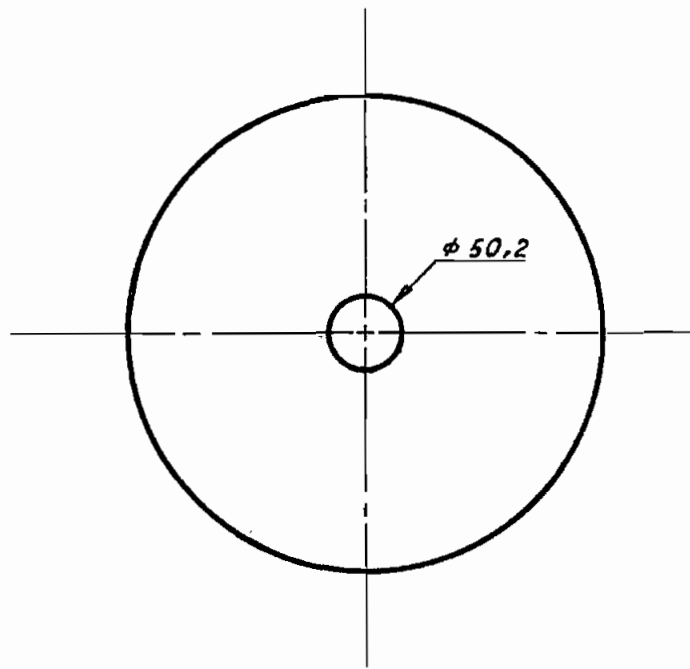
Coupe A-A



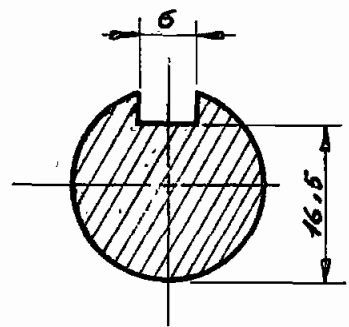
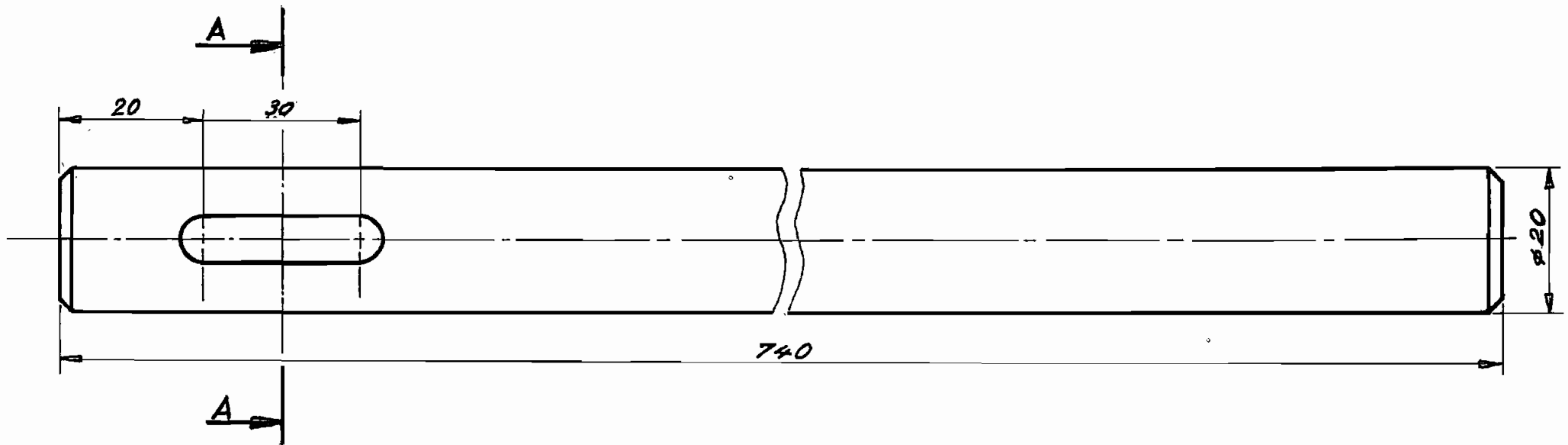
Rouleau engreneur		5-3
MATIERE	Ensemble soudé	
ECHELLE	DATE	07-08-84
1/5		
R.P. 3214 DAKAR (Sénégal)		



MODIFICATIONS	NOM : ROULEAU ENGRENEUR : VIROLE		N° PLAN : 5-4
	MATIERE : Tôle ép. 4 mm	TRAITEMENT : CHIMIQUE	POIDS :
	ECHELLE : 1/5	DESSINEUR : 07-05-84	VERIFIEUR :
	MARQUE : SMAR - BP 3211 DAKAR (Sénégal)		N° PLAN :



NOM	2 ROULEAU ENGRENEUR : Disque flasque	N° 5-5
MATERIE	Tôle ép. 4 mm dim. φ 314	REVISION
COTE	1/5	DATE
Dessiné par	04-05-84	N° 2
Approuvé par	DARAB (SIGNATURE)	

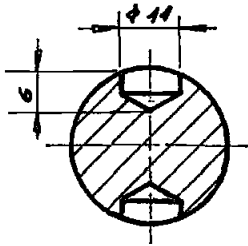


Section sortie A.A

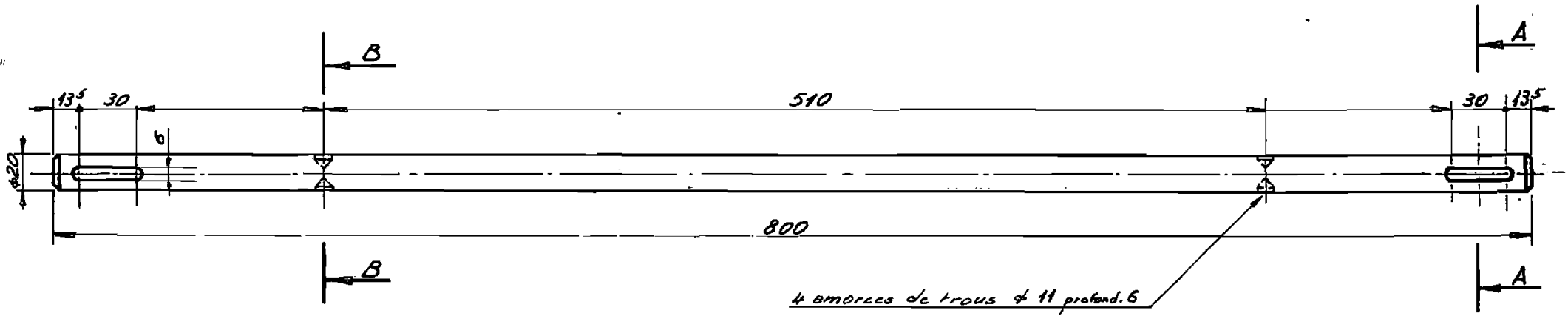
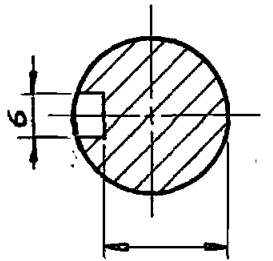
MODIFICATIONS

		ASPIRATEUR : <i>Apra</i>		6-1
MATIERE	TRAITE		ERMIQUE	POIDS
<i>Rond étiré 6 25 lg 740</i>				
QUANTITE	DESSIN (s)	VERIFIE (s)		
1	04-05-84	par :		
B.P. 3214 DAKAR (Sénégal)				N° de Ab

Section B B



Section A.A



4 amorces de trous $\phi 11$ profond. 6

ARBRE VENTILATEUR

7-1

Rond étiré $\phi 20$ lg 800

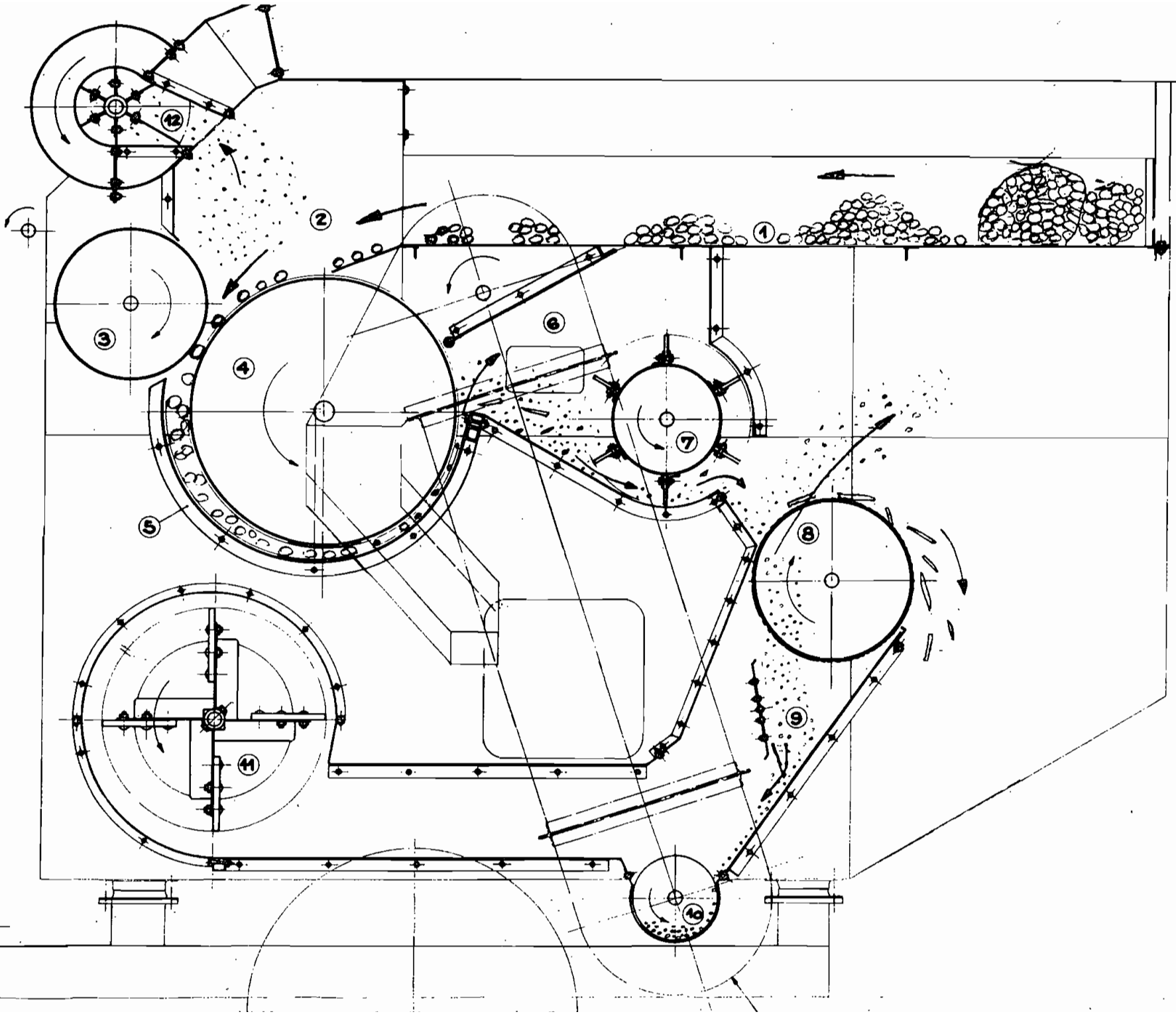
14-05-84

1/3

ANNEXE - C

Moteurs NATZ

ANNEXE D



PRINCIPE DE FONCTIONNEMENT

Les épis disposés sur la table d'alimentation (1) sont introduits manuellement sous la hotte de protection (2). Un tambour engreneur (3) force l'introduction des épis entre le batteur (4) et le contre-batteur (5). Le produit battu est recueilli dans une chambre (6) et entraîné régulièrement par le distributeur (7) sur le crible tamiseur (8).

Le grain chute à travers les mailles de ce crible dans le couloir de nettoyage (9) vers le convoyeur à vis (10).

Le nettoyage du grain s'effectue par séparation densimétrique. Un courant d'air, issu du ventilateur (11), passe par le couloir (9) et au travers des mailles du crible (8), entraînant les déchets vers l'extérieur.

La majorité de la poussière est évacuée par un aspirateur (12).

L'ensachage est effectué à l'aide d'un élévateur à godets (13) et d'une trémie amovible sur pieds (non figurée).

Batteuse à mil "BS 1000"

