

UNIVERSITE D'ALGER

3/75

2^èè

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT MECANIQUE

1^èèc sous planche

PROJET DE FIN D'ETUDES

ETUDE DE LA PARTIE LEVAGE FREINAGE D'UNE INSTALATION DE FORAGE 3DH-250

Proposé par :

Mr. Olanescu M.

Etudié par :

M. Slimane BABARI

3 PLANS

PROMOTION 1975

Je tiens, avant tout, à remercier tous
ceux qui ont collaboré à ce travail en particulier
Mr **MIHAEL OLANESCU**.

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
Je dédie ce travail à mon père.
—
ECOLE NATIONAL POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÉQUE

PROJET
DE
FIN D'ETUDES

juin - 1975

PROMOTEUR

Mr MIHAEL OLANESCU

- INSTALLATION DE FORAGE 3 DH - 250 -
- ETUDE DE LA PARTIE LEVAGE - FREINAGE DU
DU TREUIL DE FORAGE - 28 T. F. -

ETUDE DE Mr BABARI . S
DPT MECANIQUE E.N.P.A.

TABLE DES MATIERES

INTRODUCTION - DONNEES	4
<u>CHAPITRE I</u>	
PRINCIPE CONSTRUCTIF ET REALISATION	4
<u>CHAPITRE II</u>	
CINEMATIQUE DE LA TRANSMISSION DUMOUVEMENT DU MOTEUR AU TAMBOUR .	3
2.1. Calcul cinématique	3
2.2. Calcul du diamètre moyen d'enroulement du câble sur le tambour .	3
2.3. Calcul d'enroulement du câble	11
2.4. Convertisseur hydraulique de couple	12
2.5. Câble	13
<u>CHAPITRE III</u>	
3.1. Méthode de calcul pour freins à bandes	17
3.2. Calcul thermique des freins à bandse	23
<u>CHAPITRE IV</u>	
CALCUL DE L'ARBRE DU TAMBOUR	25
4.1. Méthode de calcul	26
4.2. Calculs	26
4.2.2. Calcul de l'arbre à la torsion	27
4.2.1. Calcul des moments d'inertie massique	25
4.2.3. Calcul de l'arbre à la flexion	42
4.2.4. Prédimensionnement de l'arbre	42
4.3. 2ème situation ; descente - freinage	44
4.3.1. Prédimensionnement	45
4.4. Vérification des clavettes	47
4.5. Vérification de la rigidité	49
4.6. Vérification de l'arbre à la fatigue	50

CHAPITRE V

CALCUL DU TAMBOUR DE MANOEUVRE	53
5.1. Contrainte de compression	53
5.2. Contrainte de torsion	54
5.3. Contrainte de torsion	54

CHAPITRE VI

CALCUL DES ACCOUPLEMENTS PNEUMATIQUES A DISQUES	55
6.1. Vérification de l'accouplement CD2 780	56
6.2. Vérification de l'accouplement CD2 750	57

CHAPITRE VII

ENTRETIEN ET EXPLOITATION	58
BIBLIOGRAPHIE	64

PLANCHES A DESSIN

- CHAINE CINEMATIQUE 3 DH 250
- TREUIL DE FORAGE
- ARBRE DU TAMBOUR DE MANOEUVRE
- BANDE DE FREIN
- MECANISME DE FREINAGE

Ces planches ont été exécutés grâce aux documents de la SONATRACH
(DTP COTE ROUGE) HUSSEIN DEY -

INTRODUCTION

A - HISTORIQUE

Le principe de mécanique utilisé dans le treuil est connu depuis des milliers d'années et a tout d'abord été utilisé par les chinois . Le premier treuil consistait en un simple tambour horizontal ou un arbre, autour duquel une corde étoit enroulée, l'axe étoit supportée de chaque côté par une chaîne et le tambour étoit installé à la verticale de la pièce à soulever .

Ensuite, des petits moteurs à vapeur remplacèrent la puissance humaine . Les bateaux adoptèrent ce type de treuil .

Enfin, vers le début du XIX ème siècle, on découvrit du pétrole en grande quantité, il fut donc nécessaire de procéder à de nombreuses modifications pour augmenter les performances et le rendement. Cependant les principes de bases restent les mêmes après plusieurs milliers d'années .

B - SUJET

Le sujet de cette thèse a été conçu de telle manière à constituer une partie d'une installation complète de forage . Selon les principes constructifs des installations lourdes de forage, on a choisi, pour le forage des puits en ALGERIE et pour des profondeurs allant jusqu'à 5000 m, une chaîne cinématique puissante de 2670 C.V. (3 moteurs Diesels de 89P C.V. chacun .)

La charge maximale au crochet est de 200 tonnes forces, et peut atteindre 250 T.F. pour une courte durée de 3 mn.

Chaque arbre moteur est accouplé par un convertisseur hydraulique de couples et par un accouplement pneumatique à soufflets, à un arbre intermédiaire de transmission .

Les trois transmissions intermédiaires sont liées entre elles par des chaînes multiples (sextuplex) de telle manière que la puissance des moteurs puisse être transmise, si nécessaire, soit vers le treuil, soit vers la pompe de circulation .

On considère que le treuil sera accouplé par deux moteurs. Entre les moteurs et le treuil est intercallé une boîte de vitesse (Deux vitesses AVANT - UNE vitesse ARRIERE) .
A l'aide de l'arbre d'entrée, on recueille au treuil quatre vitesses avant et deux vitesses arrière .

La hauteur du derriek est de 44 mètres, de telle manière que la hauteur de travail du crochet sera de 30 mètres.

Le moulage assure six poulies au moufle mobile et sept poulies au moufle fixe .

Le diamètre du câble sera de 32 mm et le treuil supporte une force périphérique au tambour maximum de 28 tonnes force.

Les principales fonctions dans l'appareillage de levage sont :

- La montée et la descente des charges au crochet dans le cadre des opérations d'extraction et d'introduction dans le puit, des tiges de forage

(pour changement de l'outil usé, ...) .

- Le maintien au crochet du poids entier du train de tiges, dans le cadre des opérations de forage proprement dit ; La descente contrôlée du train, au fur et à mesure que l'outil pénètre dans la roche au fond du puits .

En conclusion, l'appareillage de forage doit assurer :

- La montée et la descente à grandes vitesses de certaines charges très élevées, suspendues au crochet.

- La montée et la descente pour des faibles distances (de l'ordre du millimètre) de la charge au crochet .

Pour assurer une bonne élasticité, les installations de forage sont munies (entre moteurs et arbre de transmission) de convertisseurs hydraulique de couples qui reglent automatiquement le paramètre couple - vitesse de rotation ; quand on doit actionner des grandes charges au crochet, ils réduisent les vitesses de rotation transmises par les moteurs, en augmentant en même temps le couple moteur fourni à l'installation et inversement .

L'accouplement et le découplement des divers arbres de la chaîne cinématique se fait à l'aide d'embrayages pneumatiques à soufflets, pneumatique à disques et à crabots .

CHAPITRE I

A- PRINCIPE CONSTRUCTIF ET RÉGULATION

Le treuil se compose des parties principales suivantes :

- l'arbre d'entrée lié par deux transmissions à chaînes multiples, au deuxième arbre du tambour de manœuvre c'est l'arbre principal du tambour .

- l'arbre des cabestants.

- l'arbre du tambour de cuvage (arbre auxiliaire) .

Le changement de vitesses se fera par l'intermédiaire de deux accouplements à disques .

- En partant de deux vitesses avant et d'une vitesse arrière de la boîte à vitesses, on obtient quatre vitesses avant et deux vitesses arrière au tambour de manœuvre du treuil.

- Afin d'utiliser rationnellement la puissance fournie par les moteurs, on doit modifier la vitesse de levage au crochet V_c , au fur et à mesure que la charge de cette charge varie.

- On utilise des grandes vitesses de levage pour des petites charges Q_c et inversement des petites vitesses pour des

- Les quatre vitesses de levages réalisés pour le treuil utilisent rationnellement la puissance .

- Les moteurs " Diesels " sont munis de convertisseurs hydrauliques de couples (C.H.C.) qui permettent encore une certaine marge de variation de la vitesse, ceci pour éviter une forte chute du rendement.

- Le frein à deux bandes sert comme frein de descente et comme frein d'arrêt .

Pour la descente des grandes charges au crochet, l'arbre du tambour sera muni d'un frein régulateur de descente (Frein hydraulique) .

B - MODE DE FABRICATION

- Les bâtis du treuil sont réalisés à l'aide de poutres en U et en double T soudées avec les supports, sur lesquels sont montés les arbres.

- Le tambour de l'arbre de levage du treuil est réalisé en pièces isolés (tôles soudées). Cette construction est la plus solide, elle revient à bon marché parce-qu'elle est simple au point de vue fabrication.

- Le tambour est fixé sur l'arbre par ajustement (serrage ou frettage) avec clavettes .

- Afin d'éliminer les différents défauts d'enroulement du câble sur le tambour, on réalise des gorges parallèles les unes aux autres sur le tambour .

- Vu l'importance des efforts de tractions, le tambour sera réalisé en acier allié au chrome, nickel et manganèse, ce qui nous assure une bonne solidité et résistance à l'usure .

- Pour les jantes de freins, elles sont fixées aux rebords du tambour par des boulons (facilité de démontage pour la réparation .)

- Ces jantes sont coulées en acier allié au C_r , N_i , S_i , M_n ,

- Les bandes de ce frein sont en acier au carbone et au silicium, actionnées par un levier (avec servofrein).

- Le câble est fixé sur le tambour par plaque serrée par boulons (facilité de démontage pour réparations) .

C - ÉTABLISSEMENT DES DIMENSIONS DU TAMBOUR

ET DES JANTES DE FRBIN

C - 1 Diamètre du tambour

Pour éviter les grands couples résistants à l'arbre du tambour, il est nécessaire que le diamètre du tambour soit le plus petit possible .
Mais pour éviter l'usure rapide du câble, due aux grandes flexions répétées le diamètre du tambour doit être supérieure à une certaine limite .

La règle nous oblige à prendre pour un projet comme limite inférieure :

$$D_t \geq 20 d$$

d = diamètre du câble

d = 32 mm

On prendra

$$D_t = 22 d = 704 \text{ mm}$$

On adopte :

$$D_t = 710 \text{ mm}$$

C - 3 Longueur du tambour

Pour les mêmes motifs évoqués, il est recommandé que le nombre de couches Z, du câble enroulé, soit minimum.

C'est pourquoi, il est préférable d'établir une grande longueur du tambour L_t .

Dans la pratique (étude de l'outillage pétrolier) on a :

$$\underline{L_t = (1,3 \text{ à } 1,9) D_t}$$

On prend $L_t = 1,85 D_t$ soit $L_t = 1,85 - 710 = \underline{1\ 315\ \text{mm}}$

Cette même longueur peut être donnée en fonction de l'angle d'inclinaison α du câble (brin fixe) et de la hauteur de la tour de forage $H = 42\ \text{m}$.

$$L_t = 2 H \tan \alpha$$

avec $\alpha = 45'$ à 1°

pour avoir L_t grande on prendra $55'$

$$L_t = 2,42 \tan (55') = \underline{1\ 350\ \text{mm}}$$

On prendra $L_t = 1\ 320\ \text{mm}$

C - 4 Diamètre et largeur des jantes de frein

Pour ces dimensions, les limites habituelles sont :

$$D_f = (1,8 \dots\dots\dots 2,8) D_t$$

$$b_f = (0,18 \dots\dots\dots 0,20) D_f$$

Pour le treuil à étudier, on prendra :

$$D_f = 1,95 D_t = 1\ 370\ \text{mm}$$

$$b_f = 0,185 D_f = 255\ \text{mm}$$

HAPITRE II

2-1 Calcul cinématique

Sa vitesse de rotation du moteur de 890 C.V. est $N = 1\ 400$ tv/mm .
On va déterminer les vitesses recueillies sur l'arbre du tambour en considérant un glissement des C.H.C. de 10 % , pour le moment .

$$1\ 400 \times 0,9 = 1\ 260 \text{ tv/mm}$$

Comme l'indique la chaîne cinématique, les vitesses de rotation qu'on obtient à l'arbre principal sont :

VITESSES AVANTS :

$$1^{\text{ere}} = V_1 = 1\ 260 \times \frac{27}{44} \frac{29}{54} \frac{28}{62} = \underline{\underline{185 \text{ tv/mm}}}$$

$$2^{\text{eme}} = V_2 = 1\ 260 \times \frac{27}{29} \frac{29}{54} \frac{28}{62} = \underline{\underline{280 \text{ tv/mm}}}$$

$$3^{\text{eme}} = V_3 = 1\ 260 \times \frac{27}{44} \frac{29}{54} \frac{28}{36} = \underline{\underline{320 \text{ tv/mm}}}$$

$$4^{\text{eme}} = V_3 = 1\ 260 \times \frac{27}{29} \frac{29}{54} \frac{28}{36} = \underline{\underline{490 \text{ tv/mm}}}$$

VITESSES ARRIERES :

$$Var_1 = 1\ 260 \times \frac{22}{22} \frac{35}{60} \frac{29}{54} \frac{28}{36} = 1\ 260 \times 0,244 = \underline{\underline{300 \text{ tv/mm}}}$$

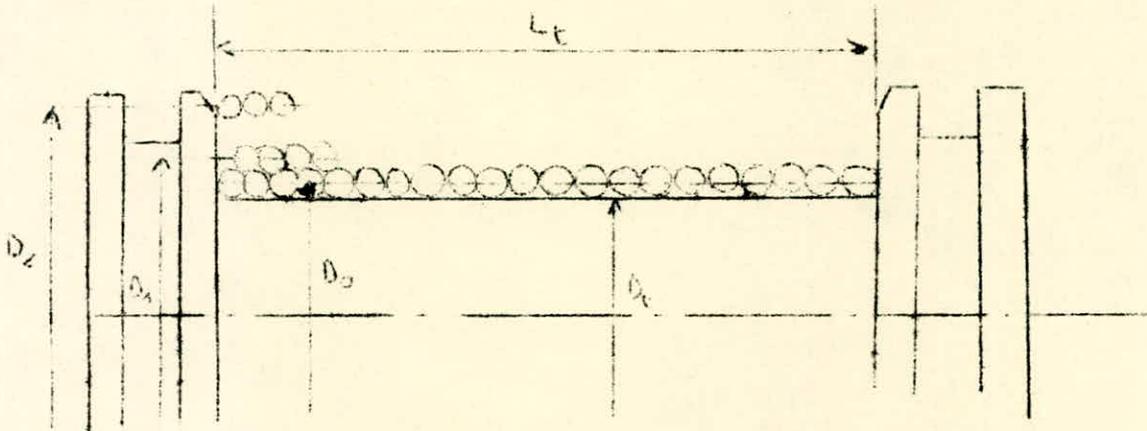
$$Var_2 = 1\ 260 \times \frac{22}{22} \frac{35}{60} \frac{29}{54} \frac{28}{62} = 1\ 260 \times 0,142 = \underline{\underline{180 \text{ tv/mm}}}$$

On verra que ces vitesses seront complètement modifiées en tenant compte du mode travail des convertisseurs hydrauliques de couples.

2-2 Calcul du diamètre moyen

d'enroulement du câble sur le tambour

On prendra une couche entière de sécurité qui ne se déroulera pas, c'est aussi une couche de prévention en cas de coupe partielle du câble.



Détermination du nombre de couches

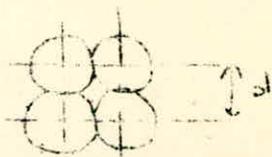
1ère couche ou couche de sécurité

$$L_0 = \pi D_0 \frac{L_t}{d} \quad \text{avec } D_0 = D_t + d = 710 + 32 = 742 \text{ mm}$$

$$L_0 = \pi \cdot 742 \cdot \frac{1320}{32} = \underline{\underline{96.107 \text{ m}}}$$

2ème couche

Pour les couches suivantes, il faut tenir compte du mode d'enroulement qui peut se faire de deux manières



nous prendrons une solution intermédiaire : $a = \underline{0,93}$

$$D_1 = D_t + d + 2ad = 742 + (2 \times 0,93 \times 32) = 801,52 \text{ mm}$$

$$L_1 = \pi D_1 \frac{L_t}{d} = \pi 801,52 \times 41,25 = \underline{\underline{101,81 \text{ m}}}$$

3ème couche

$$D_2 = D_t + d + 4ad = 742 + (4 \times 0,93 \times 32) = \underline{\underline{861,04 \text{ mm}}}$$

$$L_2 = \pi 861,04 \times 41,25 = \underline{\underline{111,52 \text{ m}}}$$

Il nous faut déterminer maintenant le nombre de spires sur la dernière couche incomplète.

La hauteur de travail étant : $H = 30 \text{ m}$

La longueur approximative du câble actif sera

$$: L_c = 30 \times 12 = \underline{\underline{360 \text{ m}}}$$

$$L_0 + L_1 + L_2 = 96,107 + 101,81 + 111,52 = 309,437 = \underline{\underline{309,5 \text{ m}}}$$

Il nous reste pour la dernière couche

$$: 360 - 309,5 = 50,5 \text{ m}$$

cette longueur correspond à un nombre de spires.

$$D_3 = 742 + 6ad = \underline{\underline{920,56 \text{ mm}}}$$

$$i = \frac{50,5}{D_3} = \underline{\underline{17,5 \text{ spires}}}$$

Le câble complètement enroulé forme quatre couches, la quatrième ayant 17,5 spires.

Diamètre moyen du tambour avec câble

$$D_m = \frac{D_1 + D_2}{2} = \frac{D_t + d + a(z+1)}{2} = \frac{801,52 + 920,56}{2}$$

$D = 861,04 \text{ mm} = 860 \text{ mm}$
--

2-3 Calcul d'enroulement du câble

La traction maximum du câble au tambour T_t , pour chaque vitesse, peut être déterminé en tenant compte :

- des puissances du moteur d'accouplement N_m
- des rendements de la puissance du moteur jusqu'au tambour
- des vitesses d'enroulement du câble sur le tambour V_t

$$N_m \text{ en C.V.} = \frac{75 N_m \eta_t}{V_t} = T_t \text{ en Kgf}$$

Le treuil est actionné par 2 moteurs (le 3 ème actionnant à pompe) .

$$N_m = N_{m1} + N_{m2}$$

connaissant les rendements de passage du moteur au treuil :

- 0,94 : rendement mécanique de la boîte
- 0,98 : rendement mécanique d'une transmission intermédiaire
- 0,92 : rendement mécanique de treuil.

On détermine N_m en partant des moteurs jusqu'à la boîte.

$$N_m = 0,92 \times 0,94 (N_{m2} \times 0,98 \times 0,98 + N_{m1} \times 0,98)$$

$$N_m = 1495 \text{ CV}$$

La traction du câble au tambour, pour chaque vitesse d'enroulement du câble est :

$$T_t = \frac{75 N_m}{V_t}$$

déterminons d'abord le mode de fonctionnement des C.H.C.

Le convertisseur hydraulique de couple CHC 750-2 est destiné pœnrêtre employé dans les installations de forage ? Monté entre le moteur Diesel et la transmission, il réagit automatiquement, en rapport à la charge et transforme les couples et les nombres de rotation.

D'après les couches caractéristiques de fonctionnement (P 13) des C.H.C 750 -2 , actionnant un moteur diesel de 890 C.V. , on a intérêt à ce que ceux ci travaillent dans la zone où leur rendement ex maximum

$$n_2 = 500 \text{ à } 800 \text{ tr/mn}$$

Il y a une diminution de puissance d'après 1^{er}, pour une puissance au moteur de 890 C.V. , pour une puissance au moteur de 690 C.V il en résultera au C.H.C

$$\frac{N_{m1}}{N_{m2}} = \frac{N}{N} = 700 \text{ C.V}$$

et au lieu de 1400tr/mn au moteur, il sort du C.H.C. une vitesse .
 $n_2 = 500 \text{ à } 800 \text{ tr/mn}$ ce qui permettra une grande gamme de vitesses

suisant les charges à soulever .

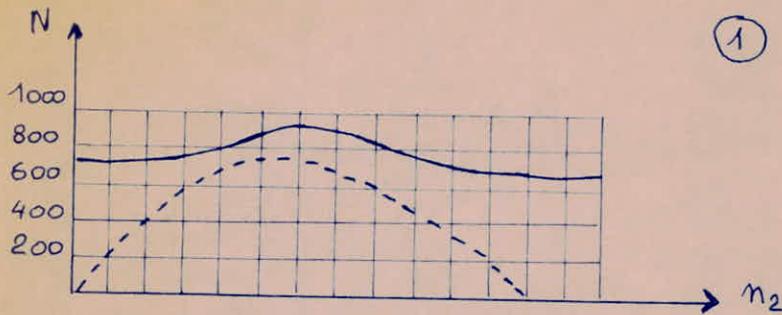
Nous allons déterminer les limites inférieures et supérieurs des paramètres suisant :

N_t : nombre de rotation en tr/mn au tambour

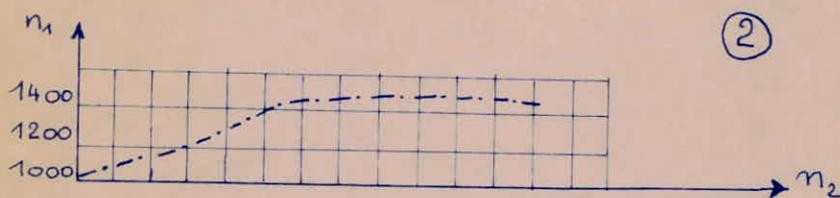
V_t : vitesse d'enroulement du câble en m/s

T_t : traction du câble en tonnes - forces

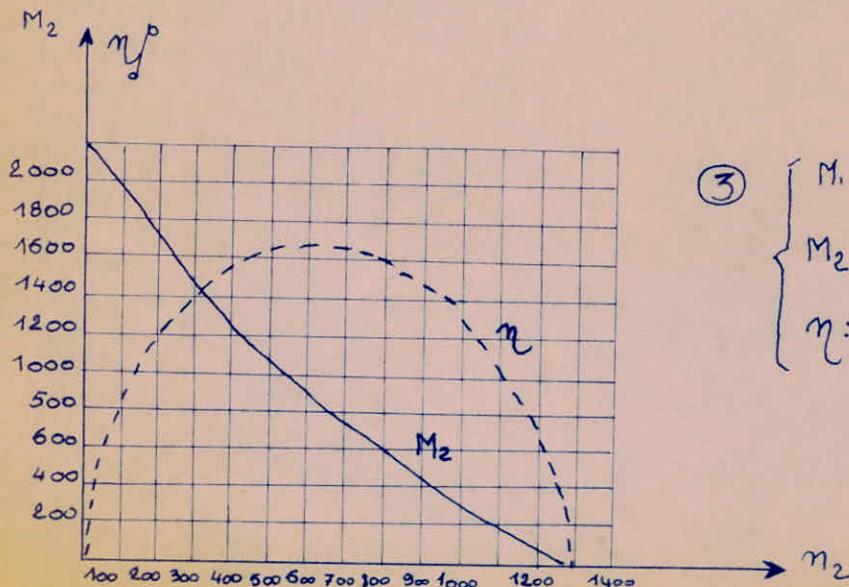
Courbes caractéristiques de fonctionnement des C.H.C 750-2 actionnant un moteur Diesel de 890 C.V.



$\left\{ \begin{array}{l} N_1 : \text{Puissance entrée C.H.C (C.V)} \\ N_2 : \text{Puissance sortie C.H.C (C.V)} \end{array} \right.$



$\left\{ \begin{array}{l} n_1 : \text{vitesse de rotation entrée C.H.C (tr/mn)} \\ n_2 : \text{vitesse de rotation sortie C.H.C (tr/mn)} \end{array} \right.$



$\left\{ \begin{array}{l} M_1 : M^t \text{ entrée C.H.C (kg.m)} \\ M_2 : M^t \text{ sortie C.H.C (kg.m)} \\ \eta : \text{rendement C.H.C (\%)} \end{array} \right.$

Puissance transmise au treuil

$$N_{m1} = N_{m2} = 700 \text{ C.V}$$

$$N_m = 0,92 \cdot 0,94 (N_{m1} \times 0,98 + N_{m2} \times 0,98 \cdot 0,98) = \underline{\underline{1175 \text{ C.V}}}$$

donc au lieu de 1495 C.V on aura seulement 1175 C.V

Tableau des paramètres de fonctionnement du treuil

$n_2 = 500 \text{ tr/mn}$: vitesse de sortie des C.H.C. pour grandes charges

$N_{\text{tr/mn}}$	$V_t \text{ m/s}$	$T_{t\text{max}} (Tf)$
4ème 193	8,7	10,15
3ème 126	5,7	15,15
2ème 110	5,25	16,8
1ère 72,5	3,45	25,6

$$V_t = \frac{D_m \cdot N_t}{60}$$

$$T_t = \frac{75^t N_m \cdot 10^3}{v_t}$$

$n_2 = 800 \text{tr/mn}$: vitesse de sortie pour charges moins élevées.

$N (\text{tr/mn})$	$V_t (\text{m/s})$	$T_t (T;f)$
4ème 308	13,86	6,35
3ème 202	9,10	9,7
2ème 176	8,40	10,5
1ère 116	5,50	16

Les C.H.C. PERMETTENT DES VITESSES DU CABLE AU TAMBOUR (au niveau de la 2ème couche)

DE 4,75 A 20 m/s

Force de traction normale au câble

$$F_t = \frac{\beta^2 Z (\beta - 1)}{\beta^{2Z} - 1} (Q_o + G_m)$$

$$\left. \begin{aligned} Q_c &= 250 \text{ tonnes forces} \\ G_m &= 10 \text{ T.f (poids mort} \\ &\quad \text{moufle au crochet)} \end{aligned} \right\}$$

β : coefficient d'enroulement = 1,02

$2Z$: NOMBRE de brins actifs du câble au mouflage

$$F_t = 0,094 \cdot 260 = 24,4 \text{ T.f}$$

$$F_t \approx 25 \text{ tonne- forces}$$

notons que la force maximum de traction au crochet est de 28 tonnes - forces, elle intervient rarement (quand on arrive au fond du puits)

$\frac{28}{25} = 1,15$: coefficient de surcharge

25

L' arbre du tambour devra résister à une force périphérique de 28 tonnes forces d'où la nomination du treuil T.F. - 28

2-5 Câble

On prendra un câble de 6 torons à 19 fils à âme en textile .

L'hélice du câble et celle du toron sont en générale de sens contraire on obtient ainsi une tendance réduite à la détorsion.

L'âme en textile augmente la souplesse du câble et assure en même temps une réserve de graisse.

Contrainte totale du câble

$$\sigma_t = \sigma_1 + \sigma_2$$

σ_1 : contrainte due à la charge Q

σ_2 : contrainte d'incurvation due à l'enroulement du câble sur parties au tambour.

$$\sigma_1 = n \cdot \frac{Q}{d^2} \cdot \frac{1}{4}$$

$$\sigma_2 = \frac{3}{8} E \cdot \frac{d}{D}$$

n : nombre de fils 6 x 19 = 114

d = 32 mm

Q = 250 · 10³ daN

$$\sigma_1 = 114 \cdot \frac{250 \cdot 10^3 \cdot 4}{(32)^2}$$

$$\sigma_1 = 35,4 \cdot 10^3 \text{ daN/mm}^2$$

E ; module d'élasticité longitudinale

(2,2 · 10⁴ daN/mm²)

$\frac{3}{8}$: coefficient qui tient compte des fils du câble.

$$\sigma_2 = \frac{3}{8} \cdot 2,2 \frac{32}{710} \times 10^4$$

$$\sigma_2 = 0,37 \cdot 10^3 \text{ daN/mm}^2$$

$$\sigma_t = (35,4 + 0,37) \cdot 10^3 \text{ daN/mm}^2$$

$$\boxed{\sigma_t = 33,77 \text{ daN/mm}^2}$$

CHAPITRE III

Méthode de calcul pour frein à bandes

Soit T_2 la force de traction maximum correspondant au point fixe de la bande et T_1 la force de traction correspondant au bout mobile de la bande. La différence entre ces deux forces équilibre la force tangentielle Q de la jante de frein :

$$Q = T_2 - T_1 \quad \text{et} \quad C_m = R (T_2 - T_1)$$

On fera le calcul comme si on avait une seule jante de frein. Ce calcul étant valable pour les 2 (identiques).

Ainsi en cas de défaillance de l'une de l'autre sera en mesure de freiner la charge au crochet.

D'autre part on fera les calculs pour les efforts maximum donc, on considère le couple moteur maximum correspondant à la plus petite vitesse.

$$C_m = \frac{P}{W_n} = \frac{1495 - 736.30}{\pi \cdot 72,5} = \frac{14520 \text{ daN.m}}{\pi \cdot 72,5}$$

le rayon de jante de frein est $R = \frac{1370}{2} = 685 \text{ mm}$

$$T_2 - T_1 = \frac{C_m}{R} = \frac{14520}{0,685} = \frac{21200 \text{ daN}}{0,685}$$

la relation entre ces forces de traction est donné par la relation d'Euler (pour fibres élastiques).

$$\frac{T_2}{T_1} = e^{F \alpha}$$

F : coefficient de frottement

F varie habituellement pour les matériaux de friction entre 0,2 et 0,5

$$0,2 \leq F \leq 0,5$$

dans notre cas, on a un contact acier - Ferodo à l'état sec

$$0,3 \leq f \leq 0,45$$

On a intérêt à prendre la valeur minimum $f = 0,3$ car on a pas un état sec parfait, il y a toujours des pénétrations de fluide au niveau des bandes.

α : angle d'enroulement de la bande. (en rad)

$$270^\circ < \alpha < 325^\circ$$

On prendra $\alpha = 325^\circ$ afin d'avoir la plus grande capacité de freinage

$$f = 0,3 \quad \text{et} \quad \alpha = 325^\circ \quad \Rightarrow \quad C_{fr} = 5,45$$

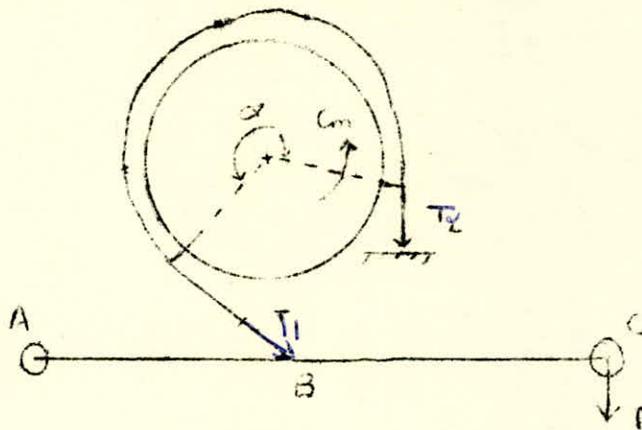
$$\frac{T_2}{T_1} = 5,45$$

$$T_2 - T_1 = 21\,200 \text{ daN}$$

donc

$$\begin{cases} T_1 = 4090 \text{ daN} \\ T_2 = 22125 \text{ daN} \end{cases}$$

Si C_m change de sens T_1 devient T_2 et inversement.



Le moment de freinage M_f nécessaire à l'équilibre du couple moteur sera (pour une seule jante) :

$$M_f = (T_2 - T_1) \cdot \frac{D_f}{2} = T_1 \left(e^{f\kappa} - 1 \right) \frac{D_f}{2}$$

$$M_f = 21200 - 0,685 = \underline{\underline{14500 \text{ daN.m}}}$$

En réalité le moment de freinage s'exprime en fonction de la force appliquée au levier de frein F_m , et du rapport de multiplication de frein i

$$M_f = F_m \cdot i \left(e^{f\kappa} - 1 \right) \cdot \frac{D_f}{2} \quad \text{en daN.m}$$

i est une fonction de la position du levier $10 < i < 105$ le moment de freinage, ainsi réalisé, doit être plus grand que la somme entre le moment au tambour, correspondant à la charge au crochet, M_{st} (statique) et le moment des forces d'inertie des masses en mouvement M_d

$$M_f \geq M_{st} + M_d$$

Paramètres de freinage

Pression maximum (bout fixe) et pression minimum (bout mobile) /

$$P_{max} = \frac{2T_2}{D_f \cdot B_f} = \frac{2T_1 \cdot e^{f\kappa}}{B_f \cdot D_f}$$

Cette pression varie donc exponentiellement entre les deux valeurs limites.

$$P_{min} = \frac{P_{max}}{e^{f\kappa}} = \frac{P_{max}}{5,45}$$

$$P_{\max i} = \frac{2T_2}{D_f} = \frac{2 \cdot 221250}{25,5 \cdot 137} = \underline{\underline{12,5 \text{ N/cm}^2}}$$

$$P_{\min i} = \frac{12,5}{5,45} = \underline{\underline{2,3 \text{ N/cm}^2}}$$

Longueur d'enroulement de la bande sur le tambour

$$L = \pi D_f \frac{\alpha}{360^\circ} = 137 \cdot \frac{325}{360} = 390 \text{ cm}$$

$$\underline{L = 390 \text{ cm}}$$

comme la bande a une certaine épaisseur, elle aura un diamètre plus grand donc une longueur plus grande .

$$\underline{L = 4 \text{ m}}$$

Surface de freinage

$$A_F = B_f \cdot L = 400 \cdot 25,5 = 10200 \text{ cm}^2$$

pour les deux jantes de frein, la surface totale de freinage sera

$$\underline{\underline{A_{ftot} = 20400 \text{ cm}^2}}$$

Calcul du diamètre de la bande B

$$\text{en position repos } D_r = 1,2 \cdot 1,37 = \underline{\underline{1,65 \text{ m}}}$$

Epaisseur de la bande de frein

$$t \geq \frac{T_2}{ad (b - nd)}$$

$$\sigma_{ad} \leq 800 \text{ daN/cm}^2$$

$b = B - (1 \text{ à } 2,5 \text{ cm})$: longueur du sabot
 $n =$ nombre de trous de diamètre d pour les vis .

$$t \approx 10 \text{ mm}$$

Réalisation

Les surfaces des jantes sont trempées superficiellement 2 à 3 mm de profondeur à la dureté de 50 ± 5 HRC.

Elles sont refroidies à l'eau .

Le temps d'action du frein, pour l'arrêt de chaque train de tiges :

$$t = \frac{2 S_f}{V_c}$$

S_f : course pour l'arrêt (course de freinage) = 0,5 m

V_c : vitesse de descente au crochet 1 m/s

$$t = \frac{2 \times 0,5}{1} = 1 \text{ s}$$

Emploi du frein

En général, on l'utilise comme frein d'arrêt de la charge au crochet.

Il peut aussi être utilisé comme modérateur de descente.

La manoeuvre se fait à la main, en plus de l'action du servo - frein.

Comme la durée de freinage n'est pas limitée et ne dépend que de

l'opérateur ; pour éviter l'apparition de charges dynamiques pouvant rompre le câble.

l'effort de freinage F_1 doit toujours créer un effort sur le tambour inférieur à la résistance à la rupture du câble R_d c'est à dire :

$$R_d > \frac{F D_f}{D_t} = (F_f + F_d) \frac{D_f}{D_t}$$

$$F_f = \frac{T D_t n_c}{i D_f}$$

D_t : diamètre effectif du tambour = 0,92 m

n_c : = 0,95 rendement du mouflage et du tambour à la descente.

$T = 200 \cdot 10^3$ daN : charge totale sur les brins du câble

$L =$ 12 nombre de brins du câble actif

$D_f = 1,370$ m diamètre de la jante de freinage, d'où la force de frottement sur la jante de frein, la charge étant mobile.

$$F_f = \frac{210^5 \cdot 9,81 \cdot 0,92 \cdot 0,95}{12 \cdot 1,370} = 1,04 \cdot 10^5 \text{ N}$$

$F_f = 10,4 \text{ tonnes forces.}$

3-2 Calcul thermique des freins à bandes

A la descente des colonnes se dégage une grande quantité d'énergie absorbée par le système de freinage .

La chauffe des freins occasionne une usure prématurée des sabots.

Les freins sont calculés d'après une quantité conventionnelle (maximale) de chaleur dégagée, considérée comme égale à la quantité de chaleur dégagée à la fin de la descente d'une colonne à masse maximale sur la longueur d'un train de tige. Le poids diminué de la colonne descendue avant ce moment n'est pas pris en considération . On utilise rationnellement un refroidissement à eau des poulies de freinage.

- quantité de chaleur dégagée à la descente de la colonne sur la longueur d'un train de tiges.

$$W_c = \frac{T_c \cdot L_c}{427}$$

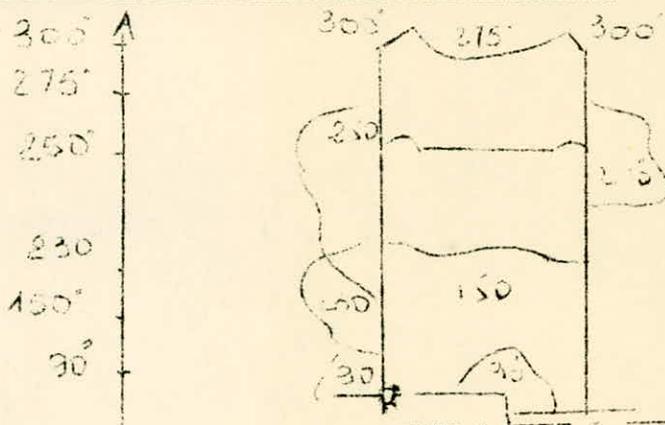
T_c : charge sur les brins du câble .
 L_c : longueur du train de tiges.

$$T_c = 200 \text{ tonnes forces} = 2 \cdot 10^5 \text{ Kgf}$$

$$L_c = 9 \text{ m}$$

$$W_c = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 9}{427} = 4,2 \cdot 10^3 \text{ kcal}$$

Champs thermiques d'une poulie de freinage



Quantité d'eau nécessaire au refroidissement des plateaux de freinage

Afin de déterminer cette quantité, on tiendra compte seulement de la quantité de chaleur évacuée par cette eau.

$$Q = (t_1 - t_2) \Pi$$

: coefficient de transmission de chaleur des poulies de freins dans l'eau, il dépend de la vitesse du courant d'eau V

$$V > 0,15 \text{ m/s} \implies \alpha = 4000 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{°C}$$

$$V < 0,15 \text{ m/s} \implies \alpha = 1000 \text{ à } 2000 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{°C}$$

On prendra une valeur intermédiaire $\alpha = 2500 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{°C}$.

t_1 température de chauffe de la poulie.

$$t_1 = 250 \text{ °C}$$

t_2 température de l'eau évacuée

$$t_2 = 70 \text{ °C}$$

Π : surface de poulie de frein, baignée par l'eau.

(on refroidira surtout les jantes de freins) $\Pi > 20400 \text{ cm}^2$

$$Q = 2500 (250 - 70) \times 2,04 = \underline{\underline{927 \cdot 10^3 \text{ kcal/}}}$$

Débit volumétrique d'eau

$$\dot{V} = \frac{Q}{t_2 - t_0}$$

t_0 : température de l'eau circulante ($t_0 = 15^\circ \text{ à } 20 \text{ °C}$)

$t_0 = 20 \text{ °C}$ pour le SUD ALGERIEN

$$\dot{V} = \frac{927 \cdot 10^3}{50} = 18,5 \cdot 10^3 \text{ m}^3 / \text{h}$$

$$\dot{V} = 18500 \text{ m}^3 / \text{h}$$

CHAPITRE IV

CALCUL DE L'ARBRE DU TAMBOUR

4-1 METHODE DE CALCUL

Suivant les principes constructifs d'un treuil de forage l'arbre du treuil est soumis à une sollicitation combinée de torsion, de flexion et de compression.

La compression qui agit axialement est assez faible (elle est due au fonctionnement des accouplements pneumatiques à disques).

A l'enroulement du câble sur le tambour ou au déroulement, le câble occupe différentes positions le long du tambour.

Il ya 12 variantes de chargement.

- 3 positions d'action du câble sur le tambour
 - extrémité gauche du tambour
 - extrémité droite du tambour
 - milieu du tambour

à chacune de ces positions correspondent quatre situations différentes

- montée du crochet à vitesse minimum et charge maximum
- montée du crochet à vitesse maximum et charge minimum
- descente de la charge au crochet en régime de fonctionnement normal .
- descente de la charge avec une bande de frein rompue.

de ces 12 situations, on considère les situations les plus défavorables.

- montée de la charge à vitesse minimum et charge maximum
- descente de la charge maximum avec freinage brusque.

situation-a-

On considère le câble dans une position extrême (près de la jante de frein) du tambour , opposée à la transmission .

La transmission étant faite par la roue dentée à grand diamètre (c.a; d. la petite vitesse) .

TORSION

$$M_t = M_s + M_d = F_t \text{ maxi} \cdot \frac{D_{tu}^4}{2} = J_{red} \frac{d\omega}{dt}$$

M_t : ce moment de torsion agira sur l'arbre entre la roue dentée et le moyen de fixation du tambour dans sa partie droite . On calcule M_t , en considérant les deux situations (câble à droite et câble à gauche) .

M_s : moment résistant statique .

M_d : moment résistant dynamique réduit à l'arbre du tambour

$F_t \text{ max}$: Force périphérique maximale au tambour ($28 \cdot 10^3 \text{ daN}$)

D_{tu} : en m , diamètre du tambour correspond à la quatrième couche du câble enroulé (situation possible, la plus défavorable : arrêt de la charge à 2 ou 3 m du moufle fixe, pour une raison quelconque, ensuite au démarrage) .

J_{red} : $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ Somme des moments, d'inertie massique des masses en mouvement de rotation et de translation réduit à l'axe du tambour .

FLEXION

Les sollicitations de flexion sont dues aux forces :

- la force périphérique au tambour (verticale)
- réactions aux paliers .

- les forces dans les chaînes

Ces forces sont déterminées ainsi :

$$F_1 = F_{tu} + \boxed{F_c + F_p} \rightarrow \text{négligeables}$$

utile + centrifugé + poids mort

$$F_{tu} = F_{tmax} \cdot \frac{D_{tu}}{D_{ri}} \quad \text{avec } D_{ri} : \text{diamètre primitive de la roue.}$$

- les forces dûe au poids du tambour G_t (on considère deux composantes G_t appliquées chacune à une extrémité dans G_t figure

aussi le poids des 2 2 jantes de freins.

- forces dûes au poids des roues dentées.
- forces dûes au poids propres des roues dentées.
- forces dûes au poids propres de l'arbre, considéré comme uniformément répartie.

SITUATION b

descente de la charge - freinage brusque

On considère dans ce calcul :

- la charge maximum F_t - les forces d'inertie -
- les forces développées dans les bandes de frein - le couple de freinage dû au frein hydraulique - les poids .

* La charge au tambour, les forces dans les bandes de frein et la force d'inertie dûe à la charge, au moment du freinage, produisent des moments de flexion.

* Le moment de freinage du frein hydraulique, produit un certain moment.

Dans ce cas le câble agira au milieu du tambour entre les deux points d'appui.

Nous avons fait un bilan des forces à considérer, pour les différents cas possibles. Le calcul qui suivra sera conforme au plan ci dessus.

4-2 Calculs

- 421 Calcul des moments d'inertie massiques

On a deux parties bien distinctes ; une partie menante et une partie menée.

menante : sous ensemble de l'installation, en partant des moteurs jusqu'aux éléments menants, des embrayages, du tambour et de l'arbre.

menée : sous ensemble des systèmes de manoeuvre en commençant des éléments menés des embrayages, du tambour et de l'arbre jusqu'à la charge au crochet

Pour simplifier ces calculs on réduira à l'arbre uniquement les moments d'inertie massiques de la partie menée

$$I = I_r + I_t$$

I_r = somme des moments d'inertie des masses en rotation

I_t = " " " " " translation

$$= \frac{4211}{32} = \frac{\text{rotation}}{32}$$

$$I_r = I_{r1} + I_{r2} + I_{r3}$$

I_{r1} : somme des M.I de l'arbre, du tambour, des jantes de frein des roues dentées et des accouplements .

(on assimile toutes ces pièces à des cylindres parfaits)

-Arbre du tambour de manoeuvre

$$m = 950,0 \text{ kg}$$

$$D = 200 \text{ mm}$$

$$I = \frac{m D^2}{32}$$

$$I = \frac{950 \times 0,2^2}{32} = 1,19 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

- Tambour de manœuvre (avec le câble enroulé)

$$m_t = 1427,5 \text{ kg} \quad D = 290 \text{ mm} \quad d = 650 \text{ mm}$$

la masse unitaire du câble est de 3,95 kg/m

sa longueur $L = 360 \text{ m}$ sa masse active est :

$$m_c = 3,95 \times 360 = 1422 \text{ kg} \quad \text{et} \quad m_c + m_t = 2849,5 \text{ kg}$$

$$I = \frac{2850 (0,92^2 - 0,65^2)}{52} = 37,4 \text{ kg m}^2$$

52

Poulies de freinage

$$m = 680 \text{ kg}$$

$$D = 1,370 \text{ m}$$

$$d = 1,16 \text{ m}$$

$$I = \frac{680 \cdot (1,37^2 - 1,16^2)}{32} = 11,2 \text{ kg m}^2$$

comme il ya 2 poulies de freinage

$$I = 2 \times 11,2 = 22,4 \text{ kg m}^2$$

Accouplements pneumatiques à disques

1er accouplement : CD2 - 750

$$m = 1048 \text{ kg}$$

$$D = 0,75 \text{ m}$$

$$d = 0,16 \text{ m}$$

$$I_1 = \frac{1048 (0,75^2 - 0,16^2)}{52} = 17,6 \text{ kg m}^2$$

2ème accouplement CD2-750

$$m = 1200 \text{ kg}$$

$$D = 0,80 \text{ m}$$

$$d = 0,16 \text{ m}$$

$$I_1 = \frac{1200 (0,8^2 - 0,16^2)}{32} = 23 \text{ kg m}^2$$

Roues dentées

roues à 62 dents

$$m = 560 \text{ kg}$$

$$D = 0,98 \text{ m}$$

$$d = 0,4 \text{ m}$$

$$I = \frac{560 (0,98^2 - 0,4^2)}{32} = 14 \text{ kg m}^2$$

roues à 32 dents

$$m = 215 \text{ kg}$$

$$D = 0,56 \text{ m}$$

$$d = 0,30 \text{ m}$$

$$I = \frac{215 (0,56^2 - 0,30^2)}{32} = 1,5 \text{ kg m}^2$$

donc :

$$I_{r1} = \sum I_i = (119 + 37,4 + 22,4 + 17,6 + 23 + 14 + 15) \text{ kg m}^2$$

$$I_{r1} = 117 \text{ kg m}^2$$

I_{r2} → somme des moments d'inertie massique des poulies de manœuvre des moufles fixes et mobiles.

$$I_{r2} = I_{rp} \left(\frac{R_{tm}}{R_c} \right) \frac{8Z^2 + 6Z + 1}{12Z}$$

I_{rp} : moment d'inertie massique pour une poulie

R_{tm} : rayon moyen du tambour = 0,86 m

R_c : rayon de la poulie en fond de gorge = 0,594 m

$$I_{rp} = \frac{m (D^2 - d^2)}{32} = \frac{280 \cdot (1,27^2 - 0,35^2)}{32} = 13,1 \text{ kg m}^2$$

$$I_{r2} = 13,1 \left(\frac{0,43}{0,594} \right) \cdot 4,52 = 43 \text{ kg m}^2$$

$$I_{r2} = 43 \text{ kg m}^2$$

I_{r3} - moment d'inertie massique du câble

$$I_{r3} = m_c \frac{R_{t4}^2 + R_{t1}^2}{2} (L_m + L_c)$$

$m_c = 3,950$ masse unitaire du câble

$L_m = 96,1$ m : longueur du câble de sécurité amarré sur le tambour

$L_c = 360$ m $I_{r3} = 3,95 \cdot \frac{0,92^2 + 0,8^2}{2} (456,1)$

$R_{t4} = 0,92$ m

$R_{t1} = 0,80$ m $I_{r3} = 1340$ kg m²

$I_r = I_{r1} + I_{r2} + I_{r3} = 117 + 43 + 1340 = 1500$ kg m²

Masses en translation

moment d'inertie des masses en translation .

$$I = I_{t4} + I_{t5}$$

I_{t4} moment d'inertie des brins du câble de manoeuvre en mouvement entre les poulies des moufles fixes et mobiles

$$I_{t4} = R_{t4}^2 \left[\left\{ m_c h_1 \times \frac{2Z^2 + 3Z + 1}{3Z} + m_c (H - h_1) \right\} \right]$$

h_1 : hauteur du derrick - hauteur de travail = 44 - 30 = 14m

H : hauteur de travail = 30m

$$I_{t4} = 0,8464 (3,95 \cdot 14 \cdot 5,05 + 3,95 \cdot 30)$$

$$I_{t4} = 0,8464 (280 + 118,5) = \underline{\underline{345 \text{ kg} \cdot \text{m}^2}}$$

I_{t5} moment d'inertie massique de la charge
au crochet et du poids mort (moufles -
crochet)

$$I_{t5} = \frac{R_{t4}^2 (M_s + M_{pm})}{4 Z}$$

$M_{pm} = 10000 \text{ kg}$ (poids mort : moufle mobile - crochet)

$m_s =$ charge au crochet maximum = 250 tonnes forces

$$I_{ts} = 0,8464 \cdot \left(\frac{250 + 10}{24} \right) 10^3 = 9116 \text{ kg m}^2$$

d'où

$$I_t = I_{t4} + I_{t5} = 9116 + 345 = 9461 \text{ kg m}^2$$

finalement

$$J_{red} = I_r + I_t = I_{r1} + I_{r2} + I_{r3} + I_{t4} + I_{t5}$$

$$J_{red} = 10\,961 \text{ kg m}^2$$

Ce moment est réduit à l'arbre du tambour de manoeuvre que nous
allons calculer aux différentes sollicitations.

On envisage pour ce calcul deux situations :

- câble agissant à gauche du tambour de manoeuvre, à transmission par la petite roue .
- câble agissant à droite du tambour de manoeuvre, transmission par grande roue . (schéma p 35)

1ère situation

montée de charge maximum au crochet

$$M_t^t = F_t \max \times \frac{D_{tu}}{2} + J_{red} \frac{dw}{dt}$$

$F_{tmax} = 24,4 \text{ T.f}$ (cas général)

$$v = 3,5 \text{ m/s} \quad W = \frac{v}{R_{t4}} = \frac{3,5 \times 2}{0,92} = \underline{\underline{7,6 \text{ rd/s}}}$$

La hauteur de démarrage au crochet $h = 1 \text{ m}$, nous donne un temps de démarrage au tambour égal à

$$t_d = \frac{2h}{v} = \frac{2 \cdot 1}{3,5} = \underline{\underline{6,85 \text{ s}}}$$

donc l'accélération $\frac{dw}{dt} \rightarrow \frac{w}{t_d} = \frac{7,6}{6,85} = \underline{\underline{1,109 \text{ rd/s}^e}}$

d'où

$$\begin{aligned} M_{t1} &= 24,4 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,92}{2} + 10961 \cdot 1,109 \\ &= 11224 + 12155,75 \end{aligned}$$

$$M_{t1} = \underline{\underline{23380 \text{ daN.m}}}$$

ce moment de torsion agit entre A et R₂

voir diagramme p 35

2 ème situation

La transmission se fera par la roue de 62 dents qui fournit la 3ème et la 4ème vitesse, le cas le plus défavorable correspond à la 3ème vitesse, la plus petite pour R_2

- La puissance à l'arbre du tambour est :

$$P_t = M_t \cdot W = F_{tmax} \cdot \frac{D_{tn}}{2} \cdot W = 28 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,92}{2} \cdot 7,6 = \underline{\underline{97,910^3 \text{ W}}}$$

cette puissance nous donnera la valeur de F_{t2} correspondant à la 3ème vitesse : $V = \underline{5,7 \text{ m/s}}$

$$W_2 = \frac{2 \times 5,7}{0,92} = 12,39 \text{ rd/s} \quad \text{comme } P_t = F_{t2} \frac{D_{t4}}{2} W_2$$

$$F_{t2} = \frac{P_t \cdot 2}{D_{t4} \cdot W_2} = \frac{2 \times 97,9 \cdot 10^3}{0,92 \cdot 10,8} = \underline{\underline{19,5 \cdot 10^3 \text{ daN}}}$$

$$M_{t2} = F_{t2} \cdot \frac{D_{t4}}{2} + J_{red} \cdot \frac{dW_2}{dt} \quad \text{avec } \frac{dW_2}{dt} = \frac{12,39}{6,85} = 1,8 \text{ rd/s}^2$$

$$M_{t2} = 8970 + 19729,8 = 28700 \text{ daN} \cdot \text{m}$$

M_{t2} agira entre B et R_1

Afin de considérer l'arbre dans toute sa longueur, on prendra le moment résultant de torsion qui est fictif, car les situations ne peuvent avoir lieu simultanément .

voir diagramme p 35

4.2.3. Calcul de l'arbre à la flexion

1ère situation

montée de la charge maximum au crochet (plus petite vitesse) . On considère le cas le plus désavantageux : charge maximum à l'extrémité du tambour, transmission par la petite roue dentée .

F_{tmax} est supposée verticale en réalité inclinée de 45° à 1° .

recherche des réactions : plan horizontal

a) Calcul des efforts aux dentures

$$F_{2u} = F_{tmax} \cdot \frac{D_{tu}}{D_{r2}} = 28 \cdot 10^3 \cdot \frac{0,92}{0,56} = 46 \cdot 10^3$$

D_{r2} : diamètre primitif de la roue dentée de 32 dnts .

l'angle d'inclinaison entre l'arbre d'entrée et l'arbre du tambour, par rapport à l'horizontal est de 45° environ .

donc :

$$\frac{F_{2v}}{2} = \frac{F_{2h}}{2} = \frac{46 \cdot 10^3 \sqrt{2}}{2} = 32\,500 \text{ daN}$$

la projection sur O_y nous donne :

$$R_{ch} + R_{Dh} = 32\,500$$

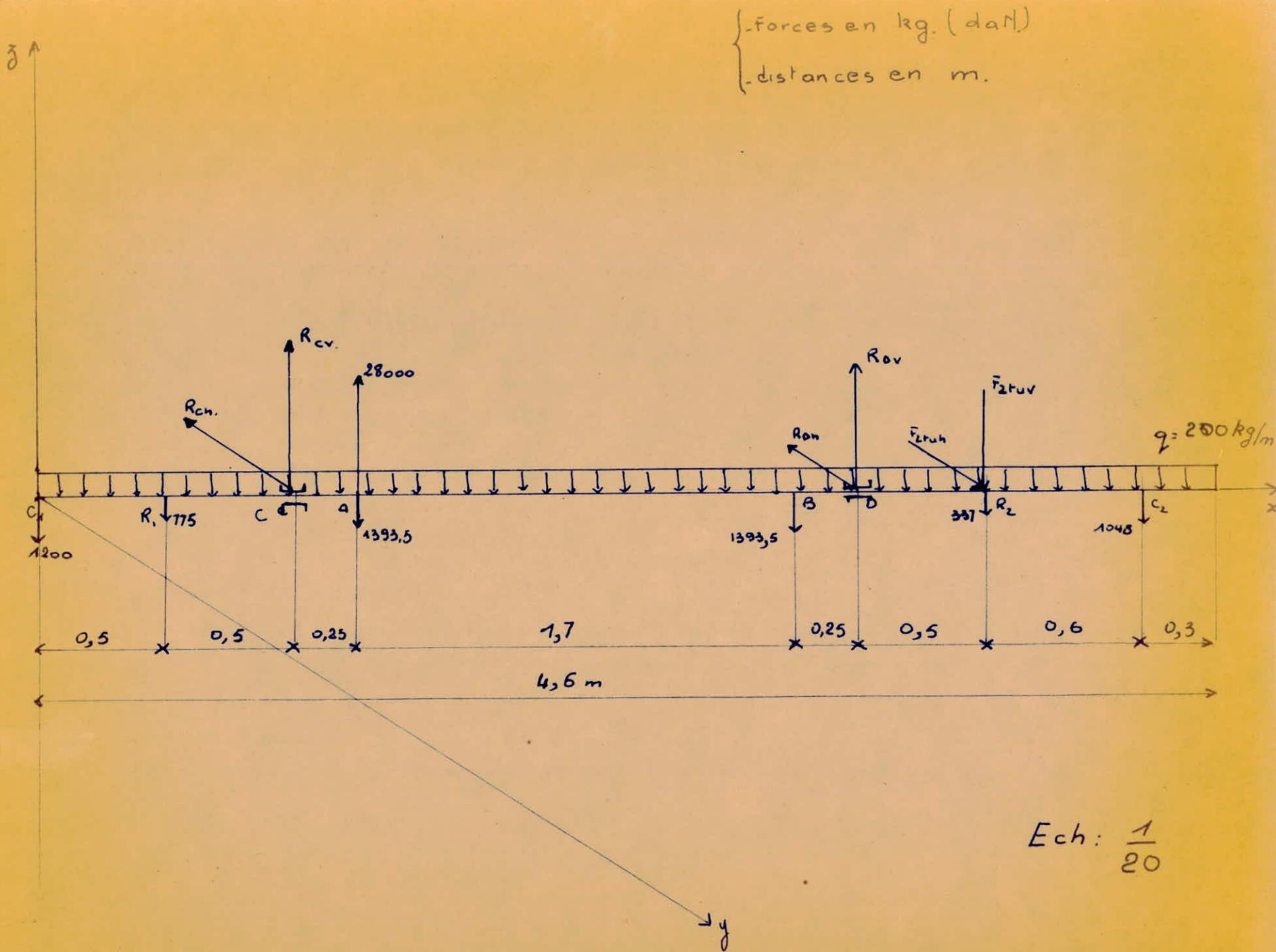
LE moment par rapport à C est nul donc :

$$2,2 R_{Dh} - 32\,500 \times 2,7 = 0 \quad R_{DH} = 39\,886 \text{ daN}$$

$$\text{ET } R_{cH} = 32\,500 - 39\,886 = -7\,386 \text{ daN}$$

d'où le diagramme des moments fléchissants pour le plan horizontal.

Calcul de l'ARBRE à la flexion - 36 -



Ech: $\frac{1}{20}$

Plan vertical

On décompose le problème en deux parties, l'une concernant l'arbre chargé uniformément, l'autre l'arbre sollicité aux efforts, ensuite on fait la somme des deux diagrammes .

- arbre uniformément chargé

$$R_{cv} + R_{Dv} = q l_1 + q l_2 + q l_3$$

$$P = 950 \text{ kg} \quad \text{donc } q = \frac{950}{4,6} = \underline{\underline{206,5 \text{ kg/m}}}$$

$$l_1 = 1 \text{ m} \quad l_2 = 2,2 \text{ m} \quad l_3 = 1,4 \text{ m}$$

$$\text{le moment par rapport à C : } M_C = \frac{q l_1^2}{2} = \underline{\underline{103,25 \text{ kg.m}}}$$

$$\text{le moment par rapport à D : } M_D = \frac{q l_3^2}{2} = \underline{\underline{202,37 \text{ kg.m}}}$$

$$M_D = q l_2^2 - R_{cv} l_2 + q l_1 \left(\frac{l_1}{2} + l_2 \right)$$

$$202,37 = 206,5 \frac{(2,2)^2}{2} - 2,2 R_{cv} + 206,5 (0,5 + 2,2)$$

$$R_{cv} = \underline{\underline{388,6 \text{ kg}}} \quad R_{Dv} = 950 - 388,6 = \underline{\underline{563,4}}$$

d'où le tracé du diagramme des moments fléchissants .

- arbre soumis aux efforts

$$R_{cv} + R_{Dv} = 37153,5 - 26606,6 = \underline{\underline{10547 \text{ kg}}}$$

le moment par rapport à D

$$M_D = (32737 \cdot 0,5) + (1048 \cdot 1,7) = \underline{\underline{18150,1 \text{ kg.m}}}$$

ce même moment exprimé à gauche de D nous donne

$$M_D = - (26606,5 \cdot 1,95) - R_{ch} \cdot 2,2 + 175 \cdot 2,7 + 1200 \cdot 3,2$$

$$R_{cv} = \underline{\underline{-29136,45 \text{ kg.m}}}$$

Plan horizontal

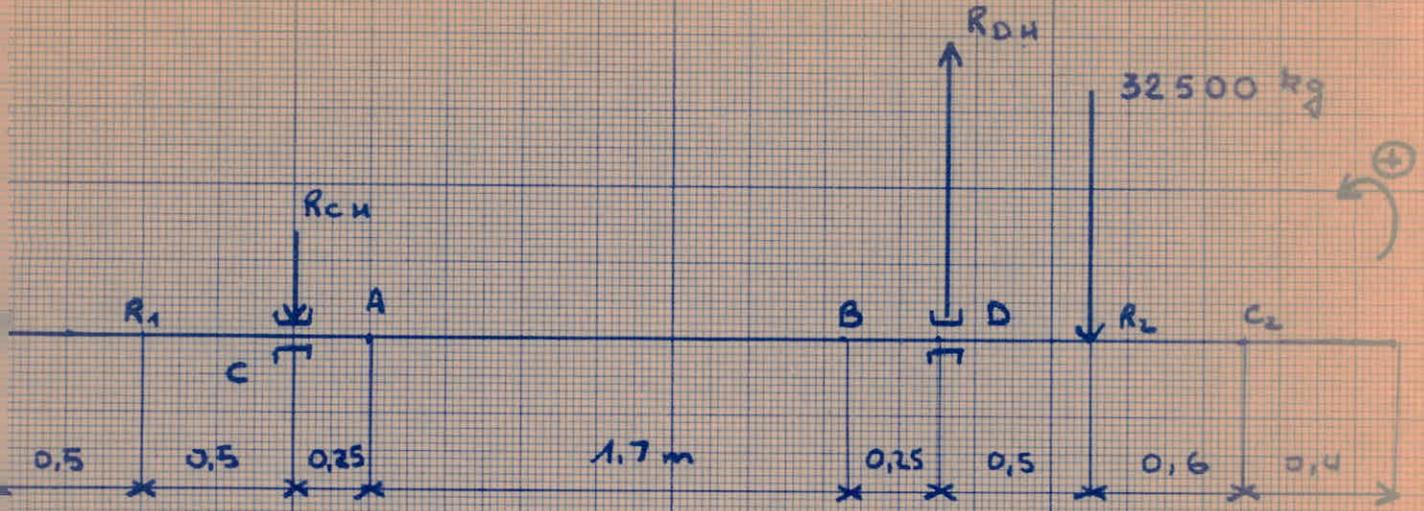
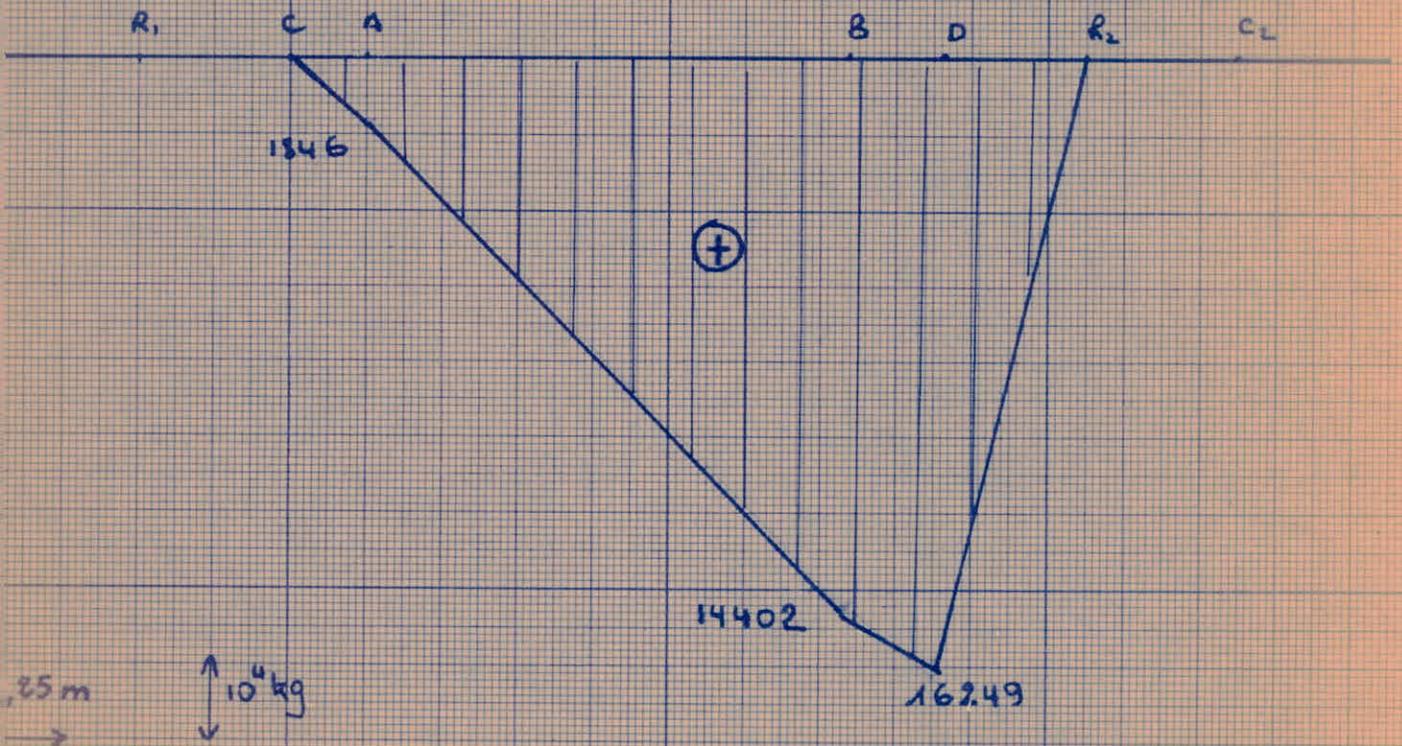


diagramme des M^{ts} fléchissants: Plan H.



$$R_{cv} + R_{Dv} = 10547 \rightarrow R_{Dv} = \underline{39683,5 \text{ kg} \cdot \text{m}}$$

les valeurs des moments fléchissants figurent sur les diagrammes, en annexe aux calculs .

Puisque les moments résistants varient le long de l'arbre, on obtiendra des valeurs différentes pour les diamètres d dans chaque tronçon il en résultera un arbre à plusieurs diamètres .

On fera le calcul préalable de pré-dimensionnement en considérant toutes les forces et tout les couples intervenant pour déterminer les diamètres de l'arbre dans ses différents tronçons . On utilisera, pour : ce fait, l'hypothèse de résistance des efforts tangenteils maximum (3ème hypothèse de R.D.M.)

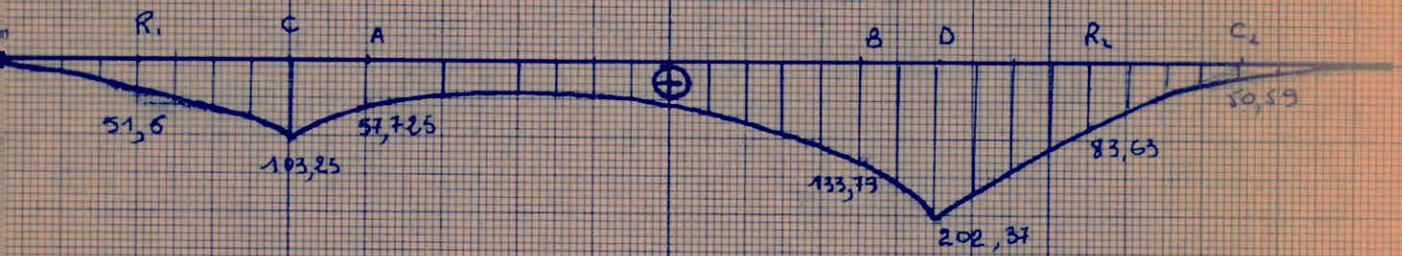
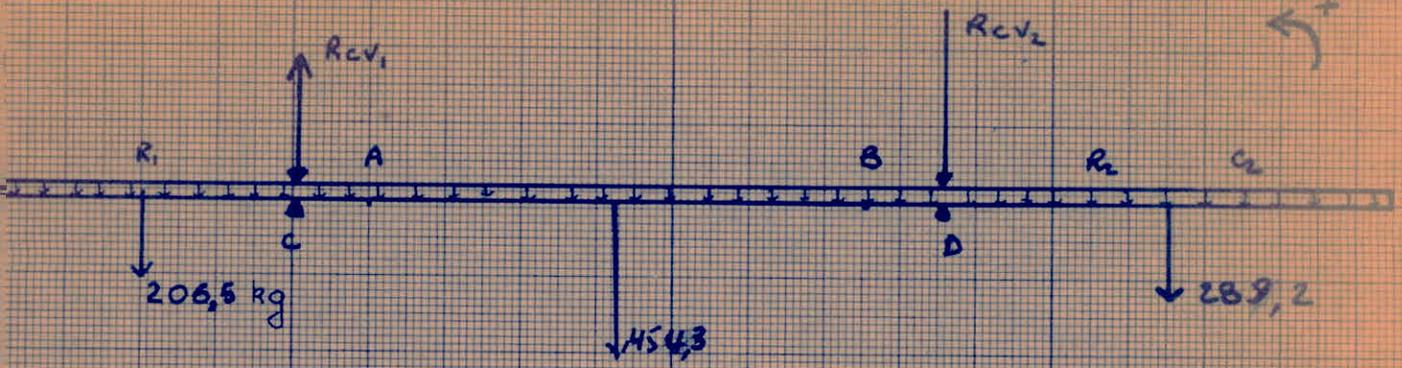
finalement les dimensions de l'arbre seront choisies définitivement après un calcul complet de vérification à la fatigue . On fera aussi une vérification de l'arbre à la rigidité .

N;B

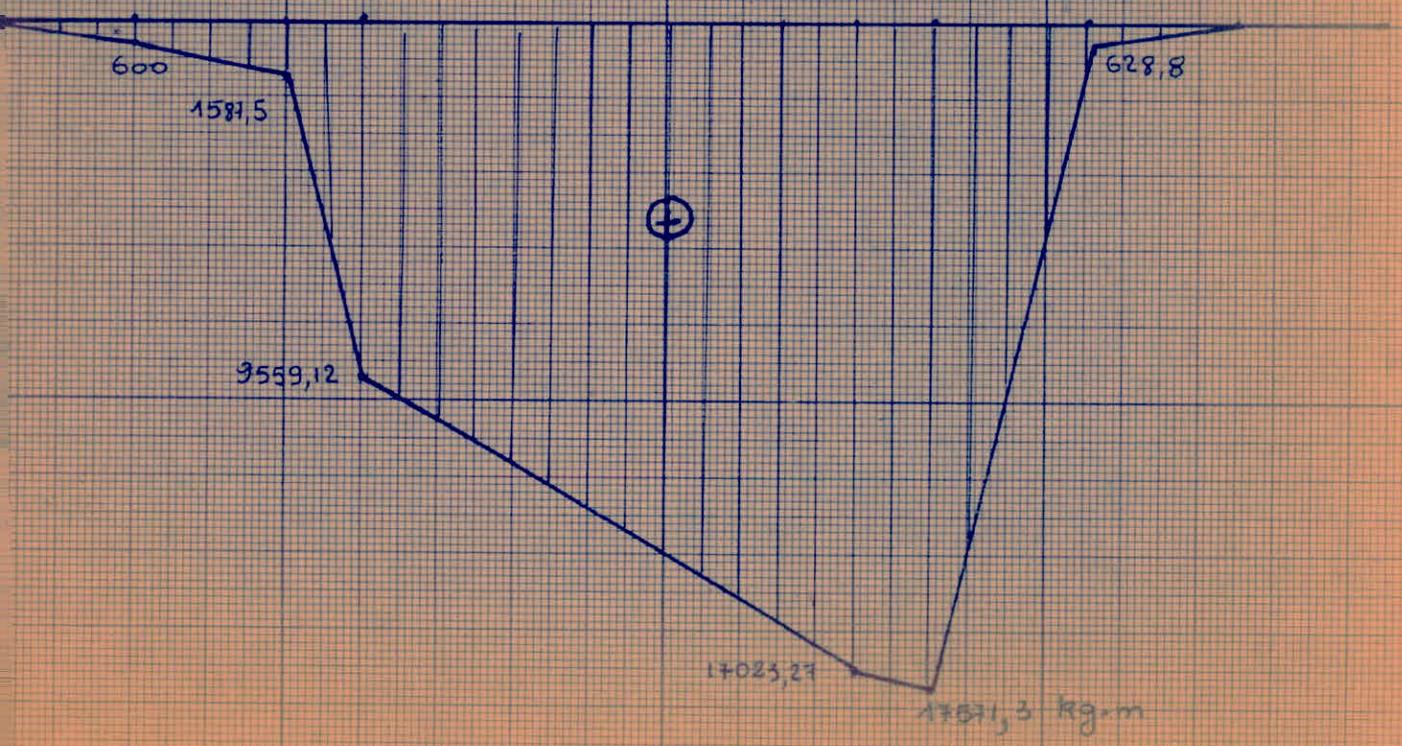
Le cas de la charge agissant à l'extrémité droite du tambour, transmission à l'aide de la roue de 62 dents nous donnera un moment maximum de flexion en C et A ; L'arbre ayant une certaine symétrie par rapport à son milieu, on déterminera le diamètre pour la section dangereuse correspondant au cas ci dessus seulement .

- 40 -

arbre uniformément chargé $q = 206,6 \text{ kg/m}$

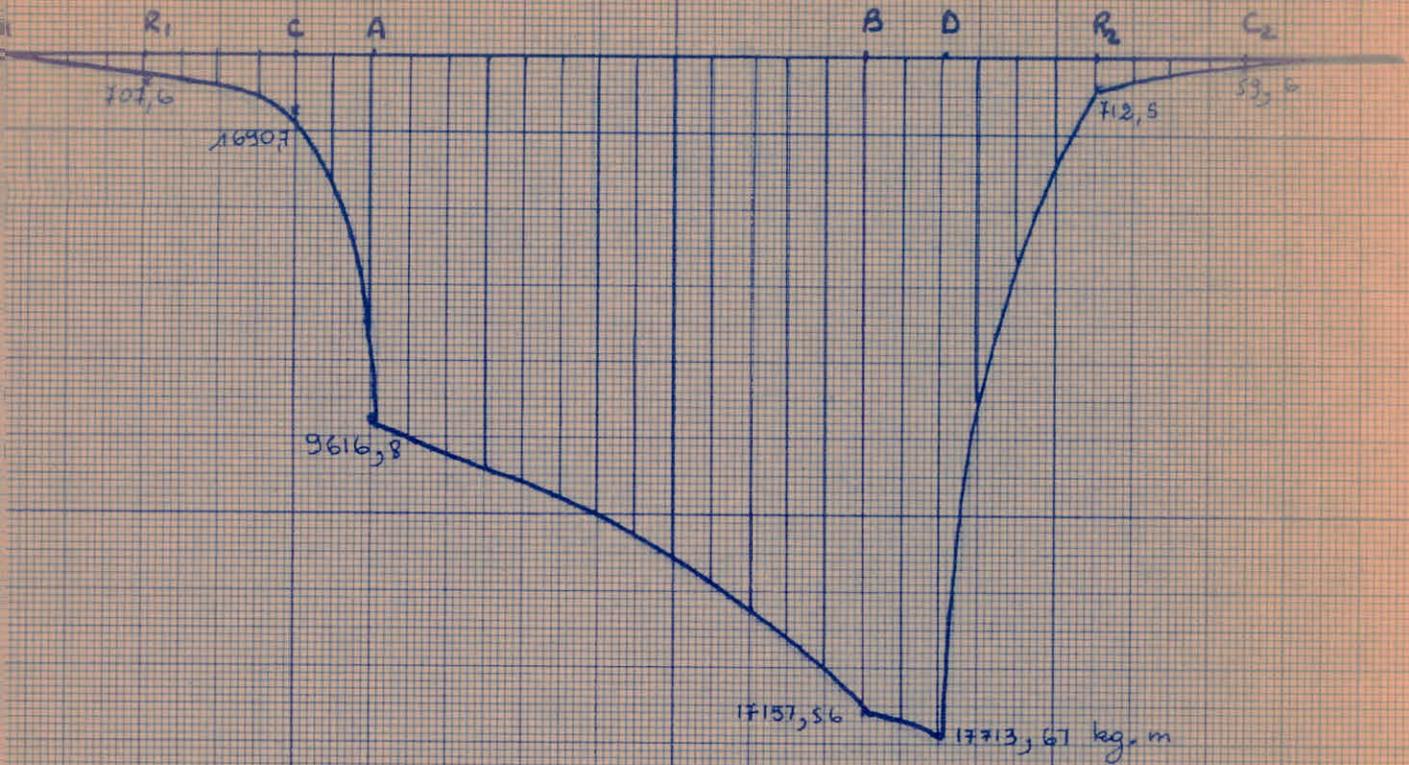


arbre soumis aux efforts concentrés : diagramme



-41-

diagrammes resultants M et T.



pour tous les calculs:

$$1 \text{ kg} = 1 \text{ daN.}$$

4.2.4. Pré - dimensionnement

PTS Mt aN . m	C ₁	R ₁	C	A	B	D	R ₂	C ₂
M _{f1} horiz	X	X	X	1846,5	14402,7	16249,2	X	X
M _{f2} vertic	X	707,6	1690,8	9616,9	17157,6	17773,7	712,5	59,6
$f = \sqrt{M_{f1}^2 + M_{f2}^2}$	X	707,6	1690,8	9792	<u>22390</u>	<u>24050</u>	712,5	59,6
M torsion	X	28700	28700	28700	<u>28700</u>	<u>23380</u>	23380	X

zone critique

pour ce cas la section dangereuse se situe entre B et D

le moment idéal $M_i = \sqrt{M_f^2 + \alpha_o M_t^2}$

α_o est choisi pour le cas de sollicitations correspondant à un moment fléchissant à variation alternative symétrique et un moment de torsion à variation pulsatoire .

$$\alpha_o = 0,5$$

$$M_{iB} = \sqrt{22390^2 + 28700^2} = \underline{30200 \text{ daN . m}}$$

$$M_{iD} = \sqrt{24050^2 + 23380^2} = \underline{29500 \text{ daN . m}}$$

B sera le point critique qui nous donnera le diamètre maximum de l'arbre la zone critique sera symétrique à celle ci, par rapport au milieu de l'arbre si on envisage la montée d'une charge au crochet moindre, à l'aide de la roue dentée la plus grande .

on calcule le diamètre de l'arbre, en considérant les conditions de résistance à la flexion sous l'action du moment idéal :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot \frac{M_1}{\sigma_{f1}}}$$

$$M_1 = 30200 \text{ daN} \cdot \text{m} .$$

$$\sigma_{f1} = \frac{\sigma_1}{c}$$

σ_1 : résistance à la fatigue par flexion

$$\sigma_1 = 40 \text{ daN/mm}^2$$

c : coefficient de sécurité à la fatigue

1,25 pour des aciers à la

fatigue importante .

diam

en mm

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot \frac{30200 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{40}} = 10^2 \sqrt[3]{3,55} = \underline{212 \text{ mm}}$$

$$\boxed{d = 220 \text{ mm}}$$

Comme nous avons une symétrie dans notre arbre, le diamètre en A et le diamètre en B seront les mêmes et auront pour valeur

$$d = 220 \text{ mm}$$

Cette augmentation de 4 % étant due aux rainures des clavettes .

Pour les autres diamètres de l'arbre

voir Planche : " arbre du tambour de manœuvre " .

4.3. 2ème situation

Descente de la charge maximum au crochet, avec un moment de freinage dû au frein hydraulique .

La descente se fait sous l'effet de la charge au crochet .

On néglige le poids propre de l'arbre et des pièces qui lui sont directement solidaires . On ne tient compte que de la force périphérique au tambour due à la charge elle même, et du moment de torsion résultant du freinage .

Afin d'avoir un moment de flexion maximum (cas défavorable) on fera agir cette force au milieu du tambour .

Détermination de la force périphérique

- le moment d'inertie massique de la charge au crochet des brins de câble, en mouvement de translation est :

$$I_t = \underline{9461 \text{ kg m}^2}$$

- la vitesse de descente est $V = 1 \text{ m/s}$ (vitesse au crochet)

- le temps de freinage pour la charge maximum est d'environ

$$\underline{t_f = 5 \text{ s}}$$

- l'accélération au tambour sera donc :

$$\frac{dw}{dt} = \frac{V}{t_f} = \frac{1 \text{ m/s}}{5} = \underline{2,4 \text{ m/s}^2}$$

- le moment dû à la force périphérique :

$$I_t \cdot \frac{dw}{dt} = 9461 \cdot 2,4 = \underline{22706,4 \text{ kg .m}}$$

- la force périphérique au tambour sera donc :

$$F_t = I \frac{dW}{dt} \cdot \frac{1}{R} = \frac{22706,4}{0,46} = \underline{49360 \text{ kg}}$$

$$F_t = \underline{49360 \text{ daN}}$$

* le moment de flexion maximum :

$$M_f = 24680 \cdot 1,1 = \underline{27148 \text{ daN.m.}}$$

- le moment de torsion dû au freinage

$$M_{tf} = 0,75 F_{t\max} \cdot D_m = 0,75 \cdot 24400 \times 0,86 = \underline{15800 \text{ daN.m.}}$$

C'EST le moment de freinage maximum que peut développer le frein hydraulique de 60". ce moment de torsion s'exerce: entre le frein et l'extrémité gauche du tambour .

- le moment idéal de flexion

$$M_i = \sqrt{27148^2 + 0,5 \cdot 15800^2} = \underline{29300 \text{ daN} \cdot \text{m} \cdot}$$

On vérifie le diamètre de la même manière que précédemment :

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot \frac{M_i}{\sigma_{ad}}} = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi} \cdot \frac{29300}{40} \cdot 1,25} = \underline{210 \text{ mm}}$$

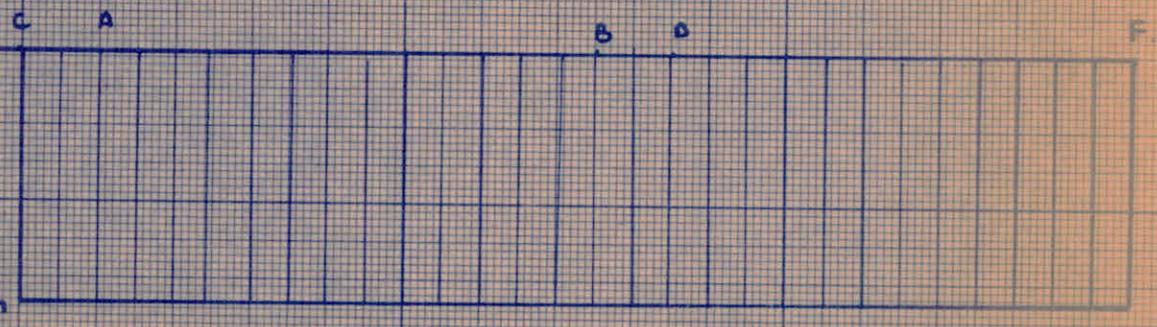
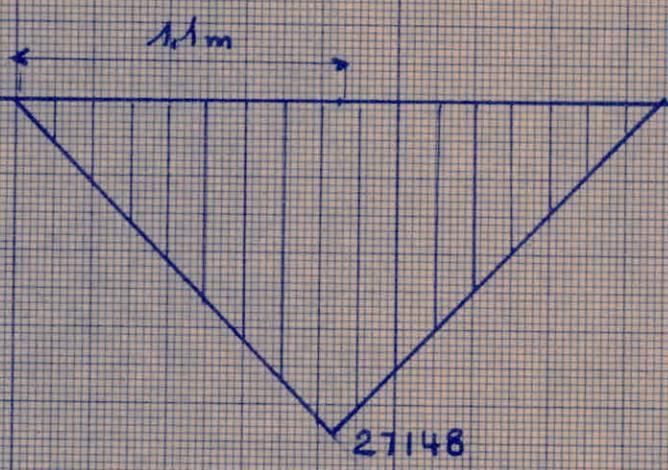
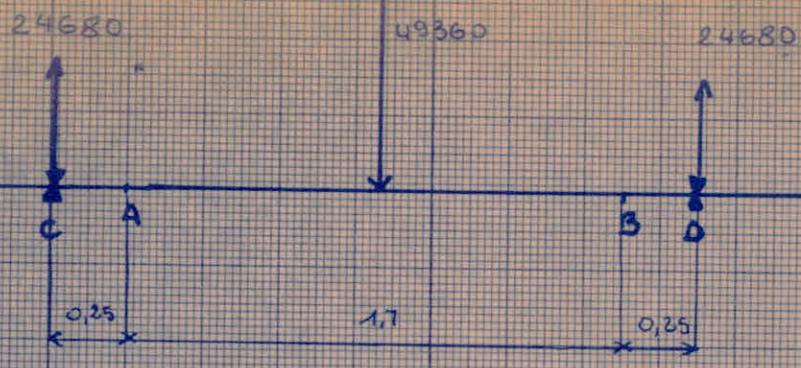
$$\boxed{d \geq 210 \text{ mm}}$$

une augmentation de 4 % pour les rainures des clavettes et le diamètre aura une valeur :

$$\underline{d = 220 \text{ mm}}$$

46

2^{eme} situation: diagrammes M et T



4;4; Vérification des deux clavettes

Pour $d = 220$ mm, on obtient d'après les normes une section carrée $S = 45 \times 45$, l'acier des clavettes aura les mêmes caractéristiques que l'acier de l'arbre.

La clavette sera calculée au cisaillement et à l'écrasement, sa longueur doit satisfaire à la formule :

$$L_c \geq \frac{12 \cdot M_t}{b;pa. (b+d)}$$

M_t : moment de torsion maximum (le câble variant de position une clavette peut être soumise à ce moment)

$$M_t = 28700 \text{ daN.m.}$$

$$d = 220 \text{ mm} = 22 \text{ cm}$$

$$b = 4,5 \text{ cm}$$

$$F_a = 1000 \dots 1500 \text{ daN/cm}^2 \quad \text{on prend } F_a = 1300 \text{ daN/cm}^2$$

$$L_c \geq \frac{12 \cdot 28700 \cdot 10^2}{4,5 \cdot 1300 \cdot (22+4,5)} = \underline{\underline{22 \text{ cm}}}$$

d'après les normes et pour une raison de sécurité on prendra :

$$L_c = 230 \text{ mm}$$

Il y aura 2 clavettes identiques, toujours à cause de la symétrie de l'arbre, de dimensions chacune .

$$45 \times 45 \times 230 \text{ mm}$$

Les deux roulements sont spéciaux (diamètre extérieur de 400 mm)
La charge ne figure pas sur les catalogues .

La partie médiane de l'arbre aura un diamètre $d = 200 \text{ mm}$
le moment idéal agissant sur cette partie étant moindre .
les extrémités de l'arbre, dans les accouplements, auront pour la
même cause, ainsi que pour des raisons de montage, les plus petits,
diamètre $d = 160 \text{ mm}$ sur une longueur de 300 mm, cette longueur
de bout d'arbre étant normalisé .

Construction

l'arbre sera usiné par forgeage d'un acier allié à caractéristiques
supérieures (allié au chrome molybdène : 41 MOC 11)

Caractéristiques

- dureté Brinell H.B. = 217
- contrainte de rupture à la traction
$$R_r = 95 \text{ daN/mm}^2$$
- résistance à la fatigue par flexion
$$R_{-1} = 40 \text{ daN/mm}^2$$
- limite d'écoulement
$$R_e = 75 \text{ daN/mm}^2$$
- résistance à la fatigue par torsion
$$\tau_{-1} = 23 \text{ daN/mm}^2$$

4.5. Rigidité de l'arbre à la torsion

Il faut une certaine rigidité à la torsion pour l'arbre, on admet que cette condition est satisfaite si deux sections distantes d'un mètre ne prennent pas dans leur plans parallèles une rotation relative supérieure à 0,25 ° .

$$\frac{M_t}{G I_p} < \theta \Rightarrow \frac{M_t}{G I_p} < \frac{0,25 \pi}{180 \cdot 10^3}$$

$$G = \frac{2}{5} E \quad (E = 20\,000 \text{ kg/mm}^2 \text{ pour l'acier}) \rightarrow G = 8000 \text{ kg/mm}^2$$

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32}$$

$$\text{or } M_t = \frac{75000 P}{\frac{2 N}{60}} = 716,2 \cdot 10^3 \frac{P}{N}$$

$$\text{donc } d \geq 120 \sqrt[4]{P / N}$$

$$P = 1175 \text{ C.V.}$$

$$N = 126 \text{ tr/mn}$$

$$d \geq 120 \sqrt[4]{1175/126} = 120 \sqrt[4]{9,325} = 209,699 \text{ mm}$$

$$\underline{d \geq 210 \text{ mm}}$$

Cette condition est vérifiée, sachant que les C.H.C travaillent ~~xxx~~ dans une certaine marge de sécurité .

La puissance fournie et les vitesses de rotations sont liées .

Vérification de l'arbre à la fatigue

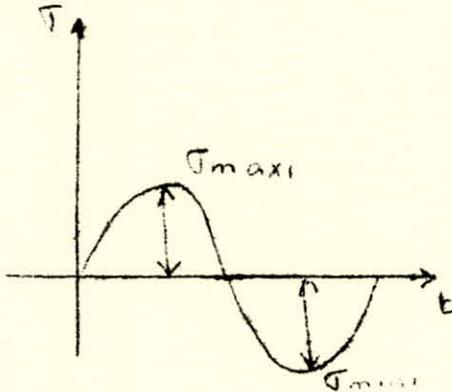
Nous allons déterminer un coefficient de sécurité à la fatigue :

$$C = C_{\sigma} \cdot C_{\tau} \quad \text{Flexion - torsion avec}$$

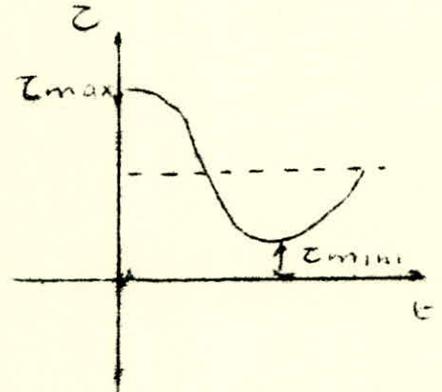
$$C_{\sigma} = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\epsilon_d} - \tau_v - 1} \quad \text{et} \quad C_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\beta_k}{\epsilon_d} \cdot \tau_v}$$

$\sigma_{-1} = 200 \text{ daN/mm}^2$: résistance à la fatigue par cycle symétrique
 $\tau_{-1} = 130 \text{ daN/mm}^2$: résistance à la fatigue par cycle pulsatoire de torsion.

τ_v et τ_v sont les amplitudes des contraintes



$$\tau_v = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \sigma_{\max}$$



$$\tau_v = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}$$

$$\tau_v = \sigma_{\max} = \frac{M_F}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{20000 \cdot 10^3 \cdot 16}{3,14 \cdot (220)^3} = 9,8 \text{ daN/mm}^2$$

τ_{\max} correspond à la charge au crochet maxi (260 t.f)
 τ_{\min} correspond au poids-mort (moufle - crochet : 10 t.f)

$$\tau_{\max} = \frac{M_{d1}}{\frac{\pi d^3}{32}} \quad M_{d1} \text{ étant le } m^t \text{ de torsion dynamique}$$

$$M_{d1} = I_k \frac{dw}{dt} = 9461 \cdot 1,109 = 10500 \text{ daN.m}$$

$$\tau_{\max} = \frac{10500 \cdot 10^3 \cdot 32}{3,14 (40,6 \cdot 10^0)} = 10 \text{ daN/mm}^2$$

pour τ_{\min} , le m^t de torsion correspondant à 10 tonnes-force sera $M_{d1} = \frac{10500 \cdot 10}{260} = 404 \text{ daN.m}$

$$\tau_{\min} = \frac{404 \cdot 32 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 40,6 \cdot 10^0} = \frac{\tau_{\max} \cdot 10}{260} = 0,385 \text{ daN/mm}^2$$

$$\tau_v = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{10 - 0,385}{2} = 4,8 \text{ daN/mm}^2$$

B_k est un coefficient effectif de concentrations des efforts provoquées par deux situations :

- concentration dûe à la rainure de la clavette
- concentration dûe à la diminution des diamètres

$$B_k = 1,78 \text{ pour la flexion}$$

$$B_k = 2 \text{ pour la torsion}$$

$$\epsilon_d : \text{facteur dimensionnel} : d = 0,52$$

γ : 0,88 à 0,92 coefficient de la qualité de surface de l'arbre, $\gamma = 0,9$ (travail à la machine outil).

$$C_{\sigma} = \frac{1}{\frac{1,78}{0,52} \cdot \frac{9,8}{40}} = 1,21$$

$$C_{\sigma} = 1,21$$

coefficient de sécurité pour la flexion

$$C_{\tau} = \frac{1}{\frac{2}{0,52} \cdot \frac{4,8}{23}} = 1,13$$

$$C_{\tau} = 1,13$$

coefficient de sécurité pour la torsion .

$$C = C_{\tau} \cdot C_{\sigma} = 1,37$$

c'est le coefficient de sécurité à la fatigue .

$$1. \sigma_{eff} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 4\tau_{max}^2} = \sqrt{9,8^2 + 4 \cdot 4,8^2} = 13,4 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$$

vérification de cette contrainte par rapport à la contrainte admissible .

$$\sigma_{adf} = \frac{\sigma - 1}{C_{\sigma}} = \frac{40}{1,21} = 33,9 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{adt} = \frac{\tau - 1}{C_{\tau}} = \frac{23}{1,13} = 20,4 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$$

$$2. \sigma_{ad} = \sqrt{\sigma_{adf}^2 + 4\tau_{adt}^2} = \sqrt{33,9^2 + 4 \cdot 20,4^2}$$

$$\sigma_{ad} = 53 \frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$$

on vérifie bien que : $\frac{\sigma_{ad}}{\sigma_{eff}} > C$ car $\frac{\sigma_{ad}}{\sigma_{eff}} = 3,9$

c'est le coefficient de sécurité à la fatigue, déterminée sur des éprouvettes, comparé au coefficient de sécurité à la fatigue pour l'arbre qui travaille dans d'autres conditions .

CALCUL DU TAMBOUR DE MANOEUVRE

L'élément le plus sollicité du tambour de manoeuvre est la partie soumise à la flexion, à la torsion et à la compression. La vérification à la torsion s'impose spécialement dans les régions des soudures.

La compression étant due à la pression extérieure produite; par le câble enroulé. A l'intérieur le tambour est renforcé par quatre disques coaxiaux. Selon une nouvelle méthode de calcul vérifiée pratiquement la pression extérieure p , agissant sur le tambour, peut être calculée par la formule :

$$p = \frac{2 F_{\max}}{d} \left[\frac{1}{D_0} + \frac{C}{D_1} + \frac{C^2}{D_2} + \dots + \frac{C^z}{D_z} \right] \text{ en daN/cm}^2$$

C : coefficient de transmission de la pression d'une couche à l'autre il peut être considéré égal à 0,3 car $C = 0,2$ à $0,3$
C tient compte aussi des modules d'élasticité du câble du et du tambour.

1 Contrainte de compression

connaissant p , la contrainte admissible de compression sera

$$\sigma_{\text{ad}} = \frac{p \cdot D_t}{2\delta} = \frac{F_t}{d\delta} \left[\frac{D_t}{D_0} + \frac{C D_t}{D_1} + \frac{C^2 D_t}{D_2} + \dots + \frac{C^z D_t}{D_z} \right]$$

δ : épaisseur de la tôle du tambour de manoeuvre

$$\delta = (0,03 \text{ à } \dots \dots \dots 0,07) D_t + (6 \text{ à } 10) \text{ mm}$$

prenons $\delta = 0,03 D_t + 6 \text{ mm} = \underline{28 \text{ mm}}$

c'est la plus petite valeur de l'épaisseur

$$\delta = \underline{2,8 \text{ cm}}$$

D_0, D_1, D_2 : diamètre du tambour avec $(Z + 1)$ couches de câble enroulées .

F_{tmax} : force périphérique maximum en daN .

Dans notre cas, on a 4 couches de diamètres :

$$\begin{aligned} D_0 &= 74,2 \text{ cm} & D_1 &= 80,1 \text{ cm} \\ D_2 &= 86,1 \text{ cm} & D_3 &= 92 \text{ cm} \end{aligned}$$

d = diamètre du câble $d = 3,2 \text{ cm}$ donc

$$\sigma_{adc} = \frac{28000}{3,2 \cdot 2,8} \left[\frac{71}{74,5} + 0,3 \frac{71}{80,1} + 0,3^2 \frac{71}{86,1} + 0,3^3 \frac{71}{92} \right]$$

la contrainte admissible de compression :

$$\underline{\sigma_{adc} = 4120 \text{ daN/cm}^2}$$

la pression extérieure :

$$p = \frac{2 \delta \sigma_{adc}}{D_t} = \frac{2 \cdot 2,8 \cdot 4120}{71} = 325 \text{ daN/cm}^2$$

2 contrainte de torsion :

la sollicitation à la torsion sera calculée dans la zone d'assemblage par soudure de la partie cylindrique du tambour avec les plaques latérales.

La contrainte effective de torsion s'exprime par :

$$\tau_t = \frac{F_{tmax} \cdot D_3}{2 W_p} \leq \tau_{adc} \text{ en daN/cm}^2$$

W_p : étant le module de résistance polaire de la section du tambour :

$$D_i \text{ : diamètre intérieur du tambour} \quad \delta = \frac{D_t - D_i}{2} \quad \text{donc}$$

$$W_p = \frac{\pi}{16} D_t^3 \left[1 - \left(\frac{D_i}{D_t} \right)^4 \right] \quad \left| \quad \begin{aligned} D_i - D_t - 2\delta &= 65,4 \text{ cm} \\ - 54 - & \end{aligned} \right.$$

$$W_p = \frac{\pi}{16} (71)^3 \left[4 - \frac{(65,4)^4}{71^4} \right] = 19550 \text{ cm}^3$$

et la contrainte effective de torsion sera :

$$\sigma_t = \frac{28000 \cdot 132}{19550} = 184,5 \text{ daN/cm}^2$$

3 Contrainte effective de torsion

$$\sigma_T = \frac{F_{\text{max}} L_t}{L_t W}$$

$L_t = 132 \text{ cm}$ longueur du tambour

W : module de résistance équatoriale de la section du tambour en cm^3

$$W = \frac{\pi}{32} \left[\frac{D_e^4 - D_i^4}{D_e} \right] = \frac{\pi}{32} \left[\frac{71^4 - 65,4^4}{71} \right] = 9175 \text{ cm}^3$$

$$\text{et } \sigma_T = \frac{28000 \cdot 132}{4 \cdot 9175} = 94 \text{ daN/cm}^2$$

pour l'épaisseur des parois latérales (plaques coaxiales) soutenant les jantes de frein, on prend généralement des valeurs approchées à celle de l'épaisseur de la tôle cylindrique du tambour .

$$e = 30 \text{ mm}$$

$$\sigma_c = 4120 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_f = 94 \text{ "}$$

$$\sigma_t = 182 \text{ "}$$

$$\sigma_{\text{equ}} = \sqrt{\sigma_{\text{max}}^2 + 4 \sigma_c^2} \leq \sigma_{\text{ad}}$$

avec

$$\sigma_{\text{max}} = |\sigma_c| + |\sigma_f| = 4214 \text{ daN/cm}^2$$

$$\sigma_{\text{equ}} = \sqrt{4214^2 + 4 \cdot 182^2} = 4250 \text{ daN/cm}^2$$

$$\underline{\underline{\sigma_{\text{equ}} = 42,5 \text{ daN/mm}^2}}$$

les normes de ces embrayage donnent le moment de torsion résultant :

$$\underline{M_{ta} = 14900 \text{ daN} \cdot \text{m}}$$

La vérification de l'embrayage nécessite que $M_{ta} > M_t$

M_t : moment actif de l'arbre

$$M_t = F_t \cdot \frac{0,92}{2} = 28 \cdot 0,46 \cdot 10^3 = 12800 \text{ daN} \cdot \text{m} .$$

la condition est bien vérifiée .

Vérification de CD2 - 750

de même pour cet embrayage

$$R_e = 37,5 \text{ cm} \quad \text{et} \quad R_i = 25 \text{ cm}$$

pour la même pression de service, les normes donnent

$$\underline{M_{ta} = 9300 \text{ daN} \cdot \text{m} .}$$

Le moment actif de l'arbre est cette fois ç i

$$M_{t'} = 19,5 \cdot 10^3 \cdot 0,46 = 8970 \text{ daN} \cdot \text{m} .$$

la condition est encore vérifiée .

ENTRETIEN ET EXPLOITATION

Pour assurer un bon fonctionnement du treuil, celui ci doit être contrôlé au début de chaque changement d'équipe (il a 3 équipes qui travaillent chacune 8 heures par jour) . Il faut remédier aux défectious constatées, alors on vérifie l'intégrité et le bon fonctionnement des transmissions par chaînes, des freins, des accouplements, des dispositifs de commande .

Refroidissement des jantes de freins et bon fonctionnement de système degraissage sous pression :

- les orifices et conduites d'alimentation d'huile aux chaines et au roulements ne doivent pas être obturés .
- bon fonctionnement de la pompe de graissage .
- propreté des filtres de cette pompe .
- fonctionnement correct des manomètres d'huile .
- état correct des gardes-d'engrenages de sécurité pour les transmissions par chaînes.
- chaque jour on controle les niveaux d'huile qui doivent être entre les repères marqués sur la joug e.
- toutes les pièces de fixation des roues dentées, des accouplements du tambour, des leviers de commande.... , doivent être examinées attentivement en locurence l'attache du câble au tambour .
- on contrôle l'état d'usure du câble qd il est neuf et après un travail de 2000 tonnes/km, il doit être tous les jours . avant et après la levée ou la descente de la charge maximum au crochet le câble doit être attentivement treuisé, afin de prolonger la durée de vie du câble, on doit changer périodiquement les zones d'usures maximum (près des disques extrêmes du tambour) , il faut réaliser une certaine uniformité, sur toute la longueur du câble, de l'usure provoquée par la flexion dûe aux grandes vitesses du brin actif sur les poulies et sur le tambour .

De ce fait, on monte sur le tambour mort (fixe) une longueur supplémentaire de câble (quelques dizaines de mètres) et de temps en temps, on déplace le câble vers le tambour du treuil . Enfin quand le câble a effectué la moitié de sa durée de service, on inverse les bouts fixe et actif de celui ci .

- On doit également assurer un enroulement du câble, en spires uniformes et bien serrées sur le tambour . Ceci pour éviter la pénétration d'une spire entre deux autres, et afin de réduire les vibrations pendant le service , un dispositif est prévu pour ceci .

- pour éviter de graves accidents le câble ne doit pas être sur-sollicité par des tractions dépassant la valeur admissible .

- Il est strictement interdit de travailler avec des moufles fixe et mobile défectueux (roulements grippés, gorges cassées .)

- A la descente totale du moufle mobile, il doit rester sur le tambour une couche complète de sécurité ou au moins dix spires.

- Remplacer les maillons ou goupilles usés des chaînes de transmission qui doivent être tendues, après réparation , à l'aide d'un tendeur spécial .

- remplacer les roues de chaînes à dentures trop usés et les disques de ferodo usés.

- chaque réparation doit être surveillé par le chef d'équipe après la réparation, s'assurer de l'évacuation des pièces et outils de de l'intérieur du treuil avant de placer le couvercle .

- pendant les réparations, le graissage, les vérifications le treuil sera arrêté, les dispositifs de commande bloqués pour éviter l'accouplement accidentel du treuil

- une grande attention doit être accordée au bon fonctionnement du frein du treuil : remplacement des disques de ferodo usés des vis rompues, des écrous manquants .

- centrage des bandes de frein et réglage de leur tension, au fur et à mesure de l'usure du ferodo (à l'aide des écrous se trouvant au bout du balancier égalisateur), de façon à ce que le levier du frein soit maintenu dans une position convenable pour freinage .

- le frein à bandes doit fonctionner de manière à ce qu'une poussée maximum de 30 kg sur son levier, réalise le freinage total. Dans cette position freinée, l'extrémité du levier se trouve à une hauteur minimum de 80 cm de la plaque cylindrique .

- pendant le service on doit éviter la pénétration de l'eau ou de l'huile entre jantes et ferodo .

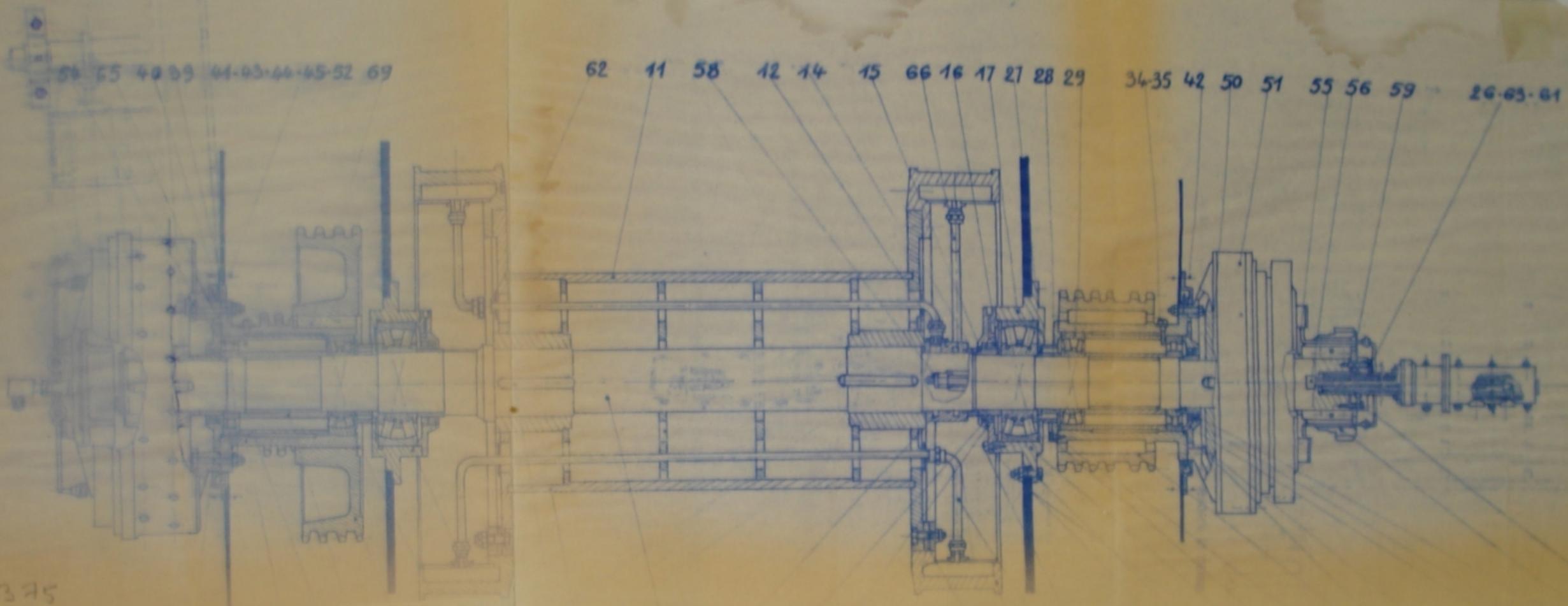
- graissage des roulements et des pièces en frottement du frein hydraulique .

Toute défection doit être immédiatement réparée, en présence du chef d'équipe (entretien et exploitation) ;

Chaque pièce, devant avoir une fiche propre où sont mentionnées les réparations éventuelles et la date d'intervention .

BIBLIOGRAPHIE

- 1 - R. Prudhomme , A. L. Tourencheau
"Eléments de construction" Edition Dunop; tome 3
- 2 - G Lemoisson, A.L. Tourencheau
"Elements de construction " Edition Dunop tome 8
- 3 - Hirsch v cristea
" Cours de calcul et construction d' outillage pétrolier"
Edition didactique Bucarest 1963 Tome 1
- 4 -A-Public V.Cristea
"Outillage pétrolier pour forage et extraction"
Edition technique Bucarest 1968
- 5 - GH .Manéa
"Organes de machine" Tome 1
Edition technique Bucarest 1970
- 6 -T .Mladinescu
" Organes de machines et mécaniques"
Edition didactique Bucarest 1972
- 7 - M .Olenescu
Forage Edition didactique Bucarest
- 8 - Notes et cours de construction mécanique M. Danescu et
N . Pirazok
- 9 - Machines ,mécaniques et installation de forage A . Ilski
Professeur à Boumerdes

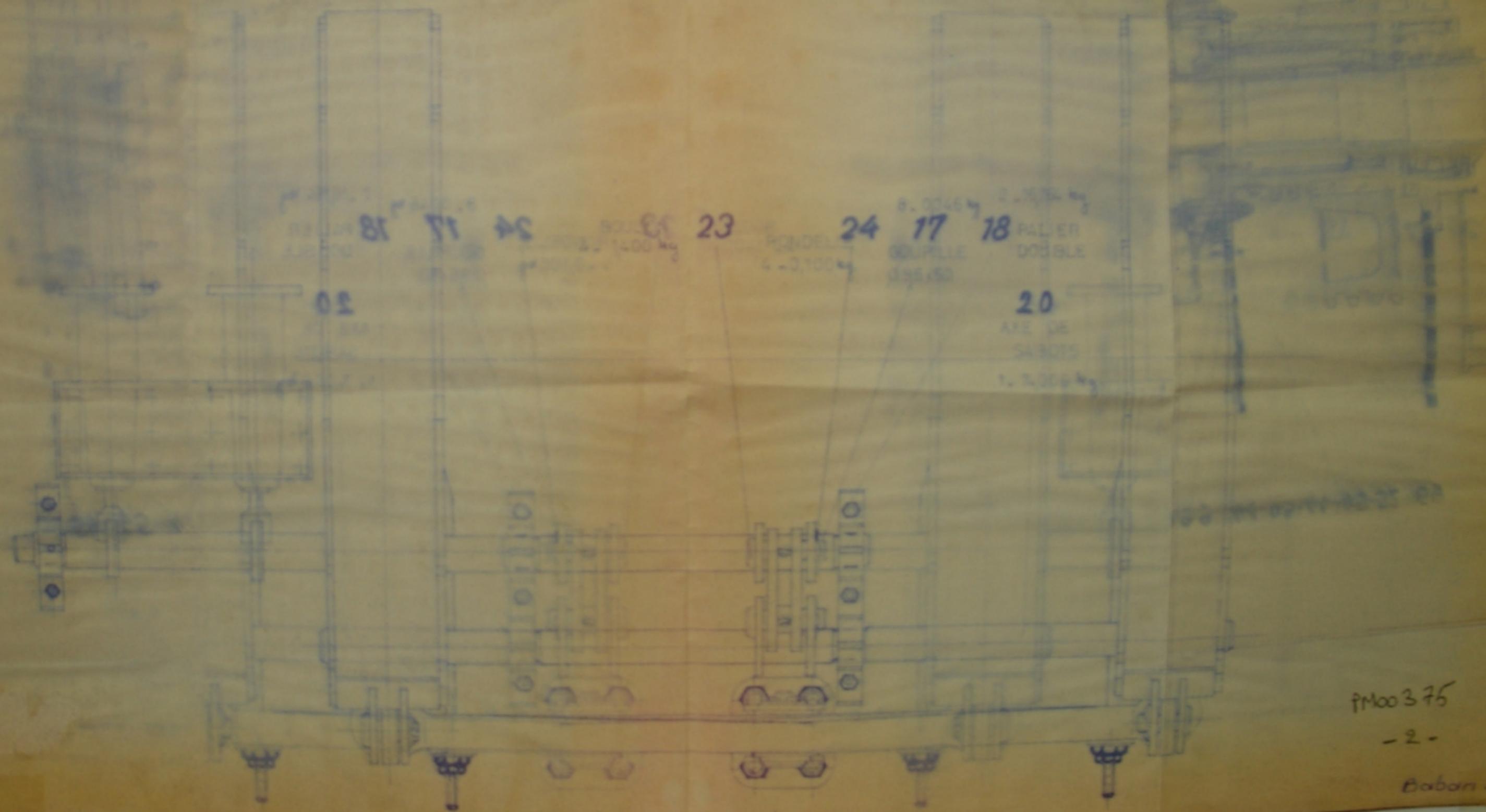


PM00375
-1-

7821 67 31 30 68 70 65 23 1 13 24 23 6-7-8 4 5 10 2625 22-2049 48 36 31 38 33 48 78-21-53 49 46 47 57 60

Ni	DESIGNATION	MATIERE	NOMBRE	POIDS - Kg/Piece	Ni	DESIGNATION	MATIERE	NOMBRE	POIDS - Kg/Piece	Ni	DESIGNATION	MATIERE	NOMBRE	POIDS - Kg/Piece	
1	Arbre CIK. 10.03.016	AC.	1	350,000	26	Rondelle de Sureté M16	ACer.	18	0,009	51	Acc. pneu. adhésives 602	118	1	1000,000	
2	Clavette carée 45x45x230	"	2	3,650	27	Bague 710-20-27	acier	2	0,850	52	Vis M.12x40	STASS	acier	12	0,009
3	Tambour CIK. 03-00A	"	1	1427,500	28	Bouille AWR.10	"	2	4,000	53	Vis AWR 10.02.47	acier	42	0,000	
4	Clavette 710 20.04	"	4	1,100	29	Roulement 3536.C3	"	2	30,000	54	Chapeau AWR.10.02.42	"	2	12,000	
5	Tambour du frein	"	2	600,000	30	Bouille CIK.10.03.50	"	2	16,100	55	Bouille CIK. 10.03.55A	"	1	0,900	
6	Vis M.24x100	STAS.4073	16	0,440	31	Bouille CIK. 10.03.31	"	2	23,300	56	Clavette carée 40x40x140	"	2	4,700	
7	Ecrou M.24	STAS.4072	56	0,125	32	Roulement 32236	"	2	18,000	57	Semi-couple	acier	1	75,000	
8	Goupille d 4,5x45	acier	56	0,007	33	Roue à chaîne 36z	Ac.Allié	1	337,000	58	Joint "O" 30x4	caoutchouc	4	0,010	
9	Tube de liaison CIK.	"	1	5,105	34	Vis 710.20.34	acier	8	0,175	59	Tuba	acier	1	4,600	
10	Tube courbe	"	2	1,370	35	Rondelle de Sureté	"	8	0,016	60	Tube de liaison	"	1	1,800	
11	Tube de liaison CIK.10.	"	1	4,185	36	Chapeau AWR.10.02.34	"	1	7,800						
12	Bague d'étanchéité	Caoutchouc	3	0,027	37	Vis M.12x30	"	24	0,041						
13	Bague d'alimentation	"	1	21,700	38	Fil de fer mou d1	"	4	0,010						
14	Bouille CIK.10.03.14	acier	1	1,650	39	Bague CIK.10.03.39A	"	2	2,700						
15	Bouille 710.20.15	acier	2	6,000	40	Anneau Collecteur	acier	2	10,220						
16	Bague d'étanchéité	caoutchouc	2	0,007	41	Garniture CIK.1003.41A	Carton	2	0,215						
17	Roulements 3636.C3	acier	2	81,000	42	Vis M.12x50	acier	12	0,009						
18	Carcasse du roulement	"	1	122,250	43	Bague 710.20.43	Al	24	0,002						
19	Garniture 710-20-21	carton	2	0,150	44	Rondelle de Sureté	"	32	0,004						
20	Vis M.24x90	acier	16	0,400	45	Ecrou M12	acier	24	0,016						
21	Bague 710.20.21	Al	40	0,000	46	Bague d'étanchéité	caoutch.	2	0,005						
22	Bague d'étanchéité	caoutch.	2	0,015	47	Bouille	acier	1	4,400						
23	Chapeau 710.20.23	fonte	2	11,100	48	Bague d'étanchéité	caoutch.	2	0,010						
24	Bague d'étanchéité	"	4	0,200	49	Bague d'étanchéité	caoutch.	4	0,240						
25	Bague d'étanchéité	"	15	0,000	50	Bague d'étanchéité	caoutch.	1	1,400						

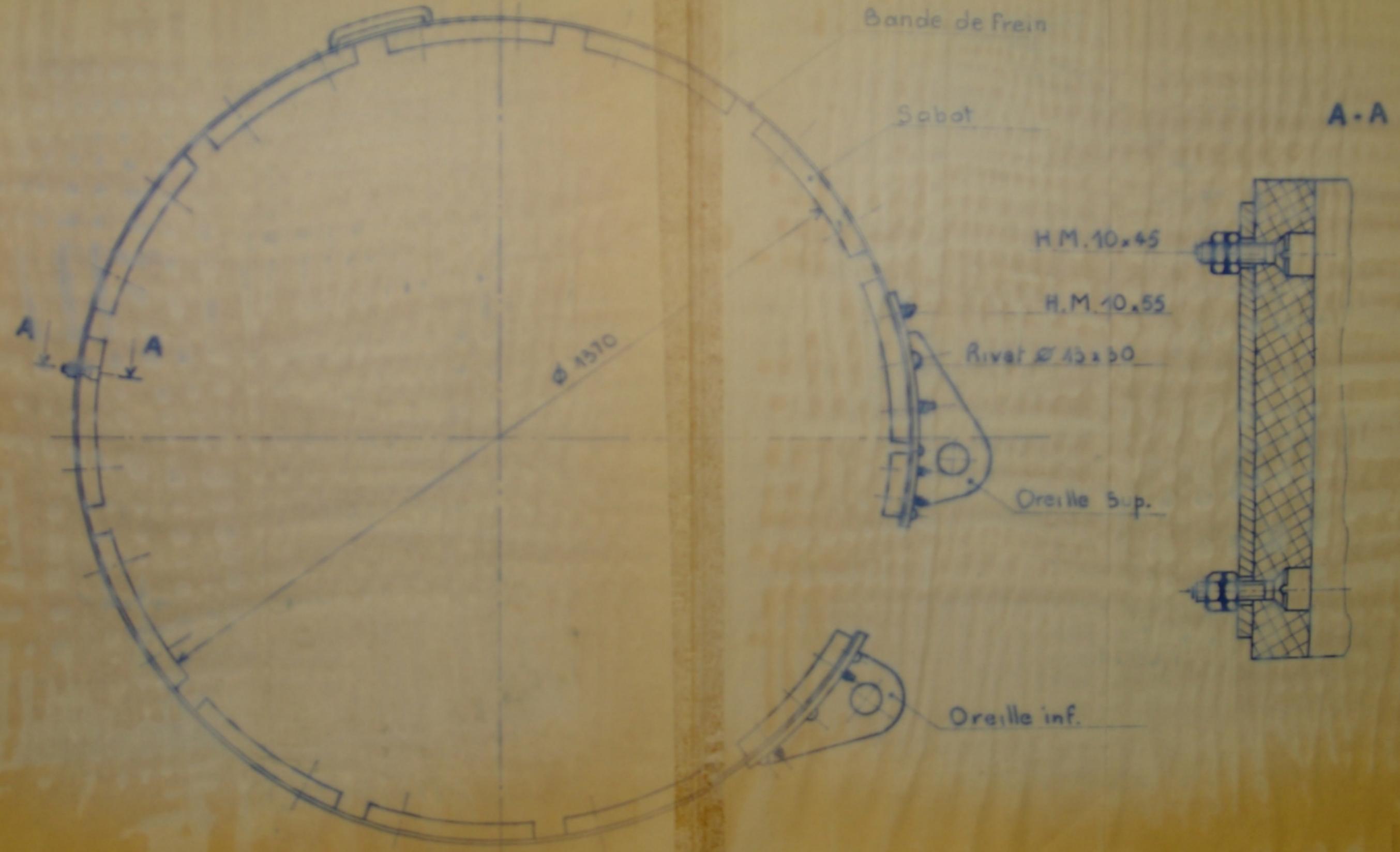
LIBRE NATIONAL ROYAL BELGE
BIBLIOTHEQUE



PM00375

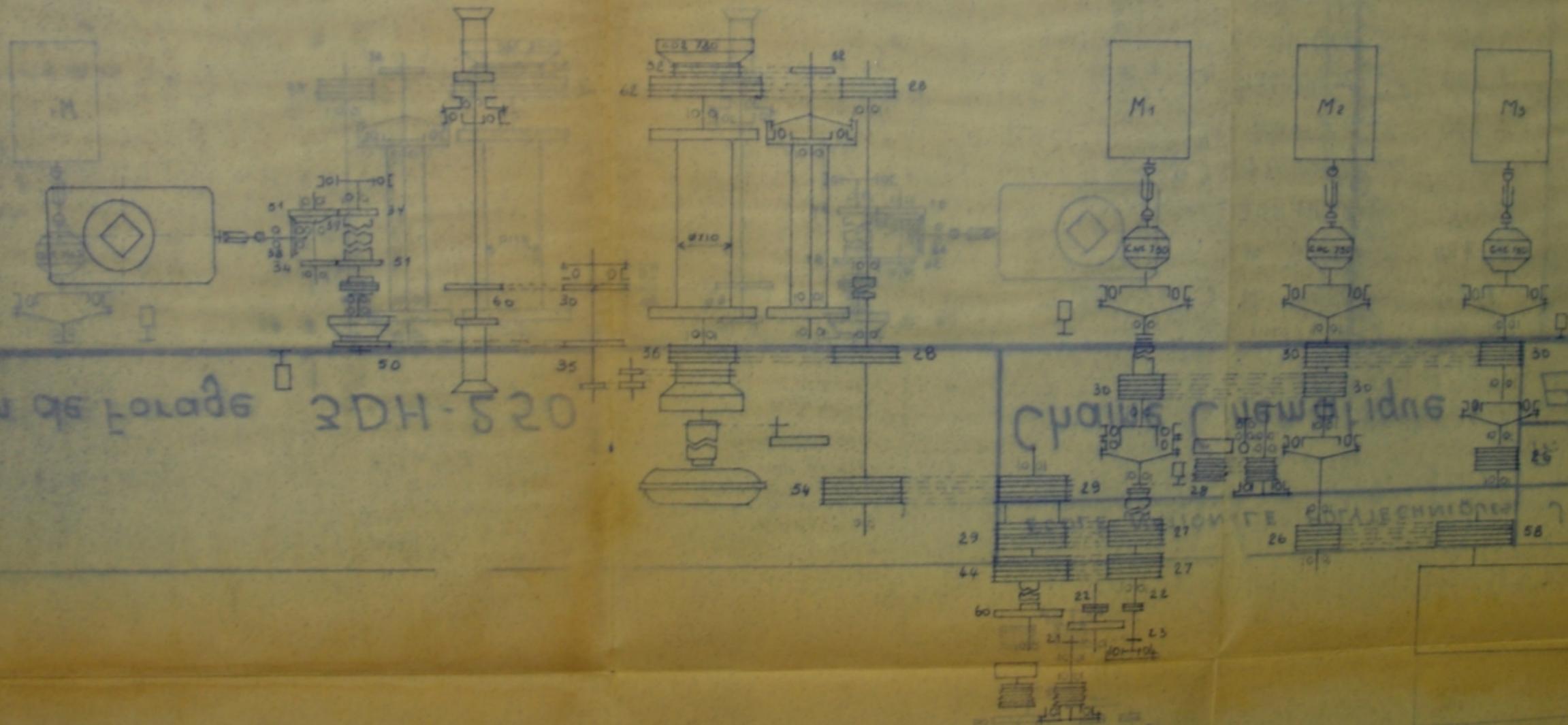
- 2 -

Baban . S



BANDE DE FREIN

Jan 1950
P. Olanescu
BABARI 5



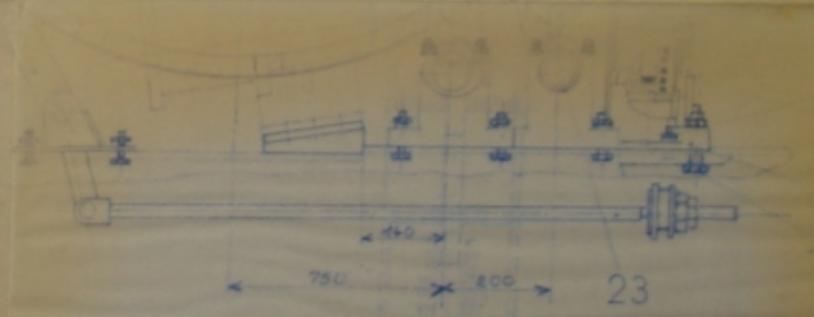
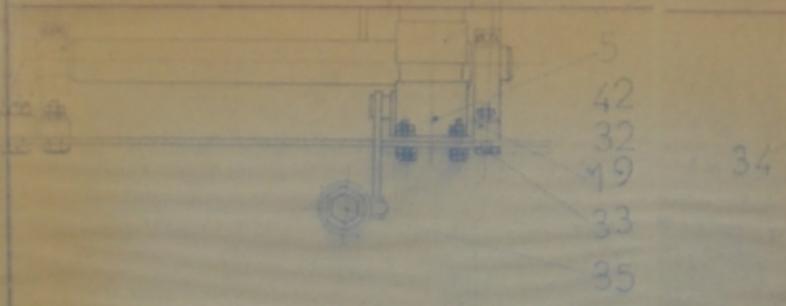
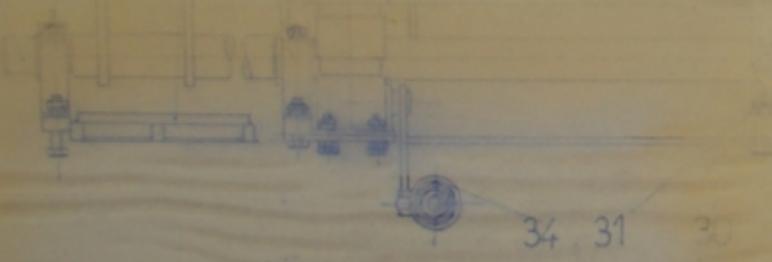
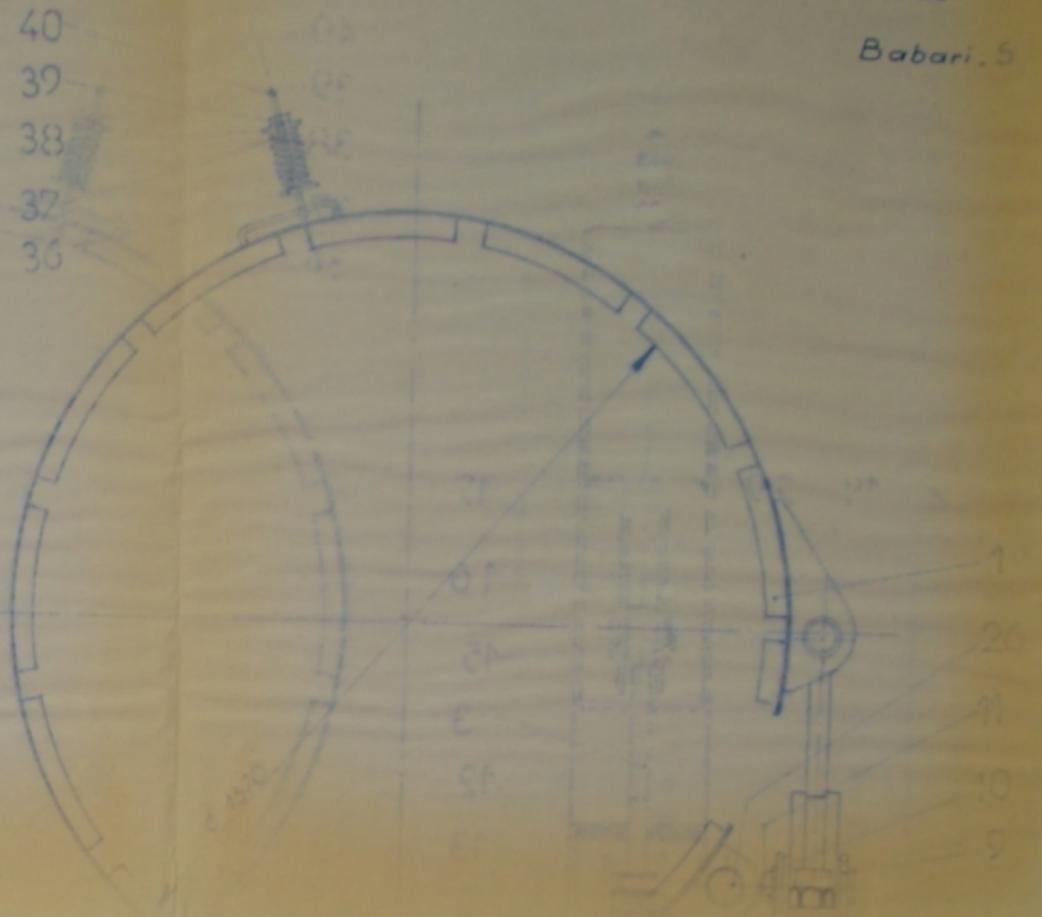
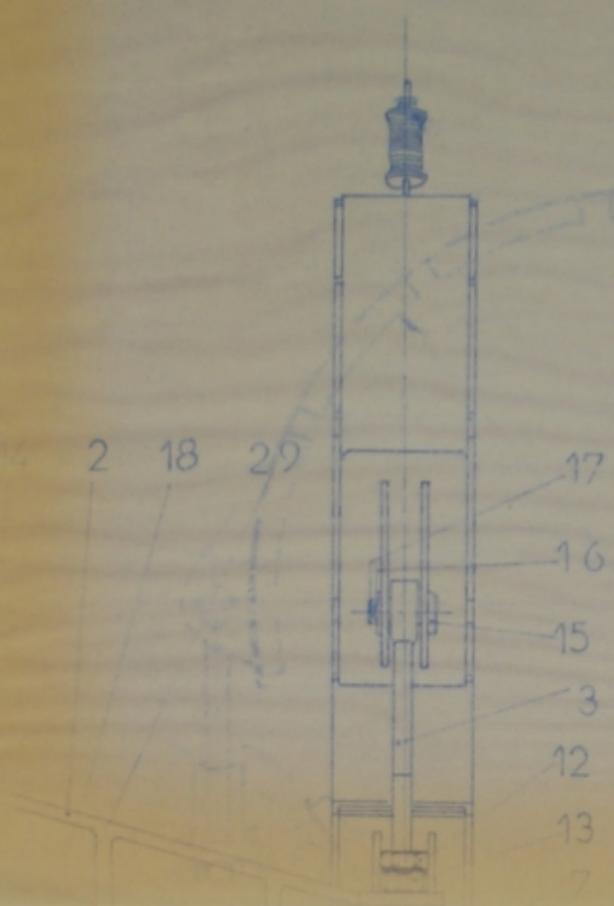
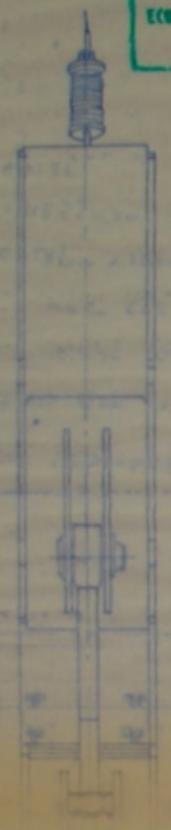
Installation de Forage 3DH-520

Чаша Суворовидна
Ворани?
Опаниску
Јуни 1975

Installation de Forage 3DH-250

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUES	29 Juin 1975
Chaine Cinematique	P. Olanescu
	Bobari, S.

المعهد الوطني للعلوم والتقنية
البيئية
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE



DESIGNATION	PIECES	MASSE	DESIGNATION
BANDE & FREIN	2	11,20	11 GOUPILLE
BALANCIER	1	10,000	12 ECROU
VIS & TIGER	1	11,000	13 ECROU
SUPPORT	1	20,000	14 BOULON
PROTECTEUR	2	3,450	15 BOULON
RESSORT	2	1,400	16 RONDELLE
CHAPEAU	2	1,450	17 GOUPILLE
BOURCHE	1	19,660	18 PALIER
BOULON	1	4,120	19 PALIER
RONDELLE	2	0,075	20 AXE
			31 GOUPILLE

PIECES	MASSE	DESIGNATION
2	0,055	21 AXE INTERMEDIAIRE
2	0,921	22 PLAQUE DE LIAISON
2	1,500	23 BOULON
1	2,100	24 RONDELLE
2	1,100	25 PLAQUE DE LIAISON
4	1,100	26 BOULON
1	1,100	27 RONDELLE
2	1,100	28 BOULON
1	1,100	29 RONDELLE
2	1,100	30 VIS
1	1,100	31 ECROU
1	1,100	32 RONDELLE

PIECES	MASSE	DESIGNATION	PIECES
1	11,000	33 VIS M20 x 40	10
1	8,220	34 SUPPORT REGLABLE	1
1	14,00	35 SUPPORT-REGLABLE droit	1
1	8,100	36 PLAQUE-D'APPUI-RESSORT	1
2	1,100	37 RESSORT	2
2	1,600	38 PLAQUE-SUPERIEUR	2
1	8,800	39 ECROU M.12	12
1	0,070	40 VIS & CEILLET M.12	8
1	0,921	41 SUPPORT-SERVO-MOTEUR	1
1	0,271	42 ECROU M.20	10
1	0,015	43 GRAISSEUR à bille	1

المعهد الوطني للعلوم والتقنية
البيئية
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

