

10/84

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

Département de Génie Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES
INGENIORAT D'ETAT
EN GENIE MECANIQUE

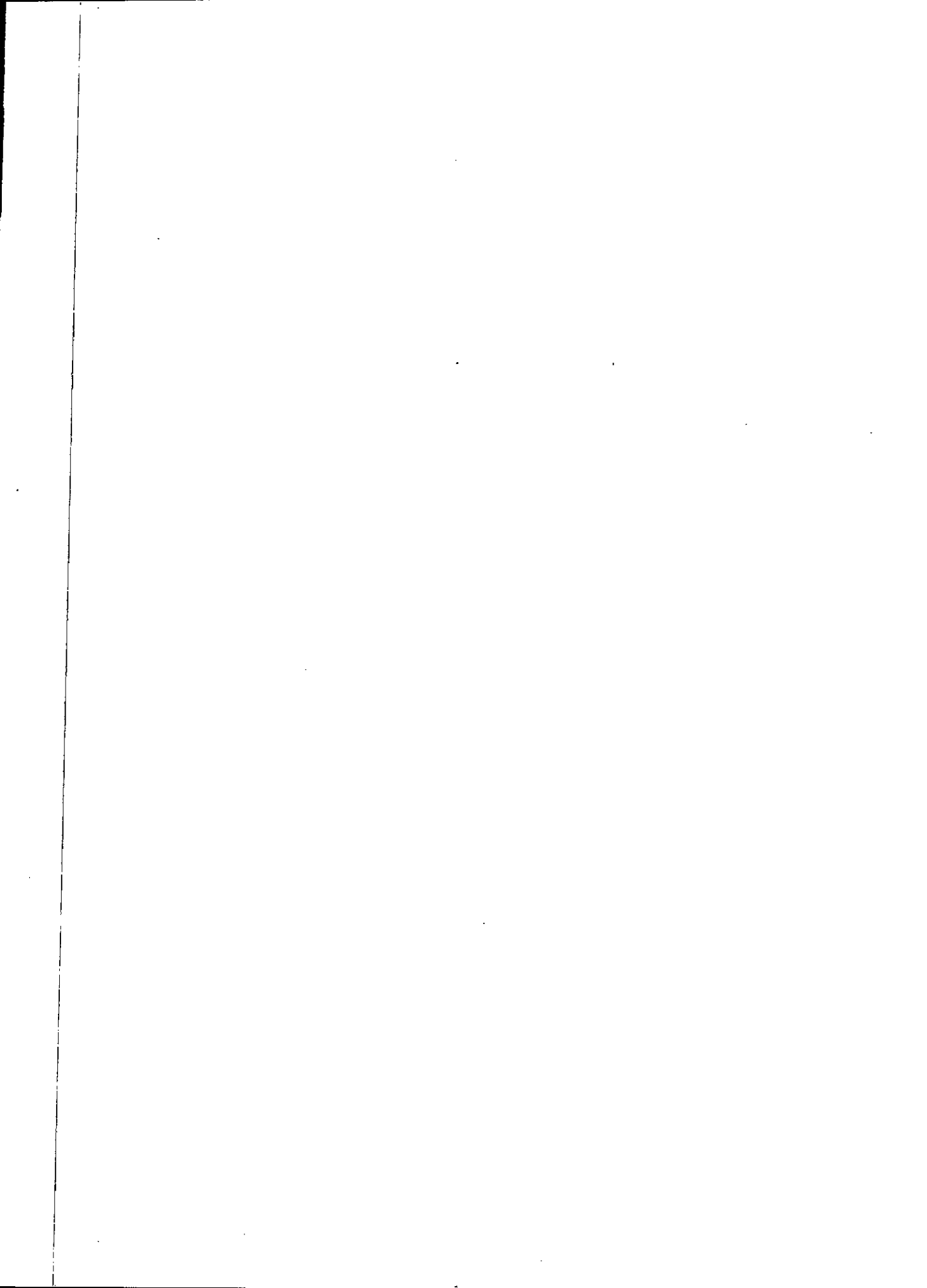
المعهد الوطني للتكنولوجيا
المكتبة
THEME
Cisaille volante à tombours avec mécanisme
de synchronisation à deux manivelles
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHEQUE

6 PLANS

Proposé et suivi par :
Mr. Igor TROITSKI
Maître-Assistant à l'E.N.P.A.

Etudié par :
BENKOUSSAS Bouzid

PROMOTION : JANVIER 1984



République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement et de la Recherche Scientifique

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

Département de Génie Mécanique

**PROJET DE FIN D'ETUDES
INGENIORAT D'ETAT
EN GENIE MECANIQUE**

المدرسة الوطنية للأدب
المكنة
THEME :

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
BIBLIOTHÈQUE

Cisaille volante à tombours avec mécanisme

de synchronisation à deux manivelles

Proposé et suivi par :

Mr. Igor TROITSKI

Maître-Assistant à l'E.N.P.A.

Etudié par :

BENKOUSSAS Bouzid

PROMOTION : JANVIER 1984

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

- Mon père (Mort pour la liberté de l'Algérie)
- Ma mère
- Mon frère 'NASSEUR'
- Mon oncle 'AMMAR' qui m'a vu grandir et qui a su me dévoiler le chemin de la réussite et du savoir
- Ma grand-mère 'Yamouna'
- Mon oncle 'RAHAL'
- Ma future femme 'SAMIA . G', 'si DIEU le veut
- Tous ce qui me sont très chers

REMERCIEMENTS

Je tiens à remercier au premier lieu M^r Igor TROITSKI docteur en sciences techniques, maître-assistant à l'E.N.P, pour les conseils précieux et judicieux qu'il n'a cessé de me prodiguer pour l'étude de ce projet.

Je remercie également l'ensemble des professeurs de l'E.N.P, sans oublier tout ceux qui ont participé à l'élaboration de ce polycopé.

L'étudiant :

Bouzaïd BENKOUSSAS,

S O M M A I R E
= + = + = + = + =b+ =

INTRODUCTION - GENERALITES - BUT DE L'ETUDE

C H A P I T R E I.

CHAÎNES DE COUPE DES TOLES MINCES

I-I Equipement de la chaîne.

I-I-I Description des principaux éléments de la chaîne.

I-2 Caractéristiques techniques de la chaîne.

I-3 Fonctionnement de la chaîne.

C H A P I T R E II.

DESCRIPTION DES CONSTRUCTIONS DE CISAILLE DE COUPE TRANSVERSALE

Rappels.

II-I Différents types de cisaille

II-I-I Cisaille stationnaire type Guillotine avec coupe en dessous

II-I-2 Cisaille volante équilibrante.

II-I-3 Cisaille volante à tombours.

II-2 Justification et choix de la cisaille volante

C H A P I T R E III

CALCUL DES PARAMETRES DE LA CISAILLE A TOMBOURS ET DU MECANISME DE SYNCHRONISATION.

III-I Choix du rayon de la trajectoire du couteau

III-2 Fonctionnement des cisailles sans mécanisme de synchronisation

III-3 Méthodes de synchronisation des vitesses.

III-4 Mécanisme de synchronisation à deux manivelles.

III-5 Calcul du moment dynamique de la cisaille.

III-5-1 Calcul du poids et du moment d'inertie du tambour supérieur

III-5-2 Calcul du poids et du moment d'inertie du tambour inférieur

III-5-3 Calcul du moment d'inertie du manchon

III-5-4 Calcul du moment d'inertie des coulisses du mécanisme de synchronisation.

C H A P I T R E IV

CALCUL DE LA CISAILLE

IV-I Calcul des efforts de coupe.

IV-2 Calcul des moments de torsion.

IV-2-I Détermination de QI

- IV-2-2 Détermination de ψ_2
- IV-2-3 Détermination de l'angle de coupe α
- IV-2-4 Moment de torsion appliqué au tambour inférieur
- IV-2-5 Moment de torsion appliqué au tambour supérieur
- IV-2-6 Moment de torsion appliqué à l'arbre menant de la cisaille
- IV-2-7 Moment de perte dans l'engrenage
- IV-2-8 Moment statique réel pour l'arbre menant
- IV-3 Calcul de la machine à dresser
- IV-4 Vérification du tambour à la résistance et à la rigidité
 - IV-4-1 Vérification à la résistance statique
 - IV-4-I-1 Détermination des flèches du tambour supérieur
 - IV-4-I-2 Calcul du coefficient de sécurité dans la section I

C O N C L U S I O N

PLANCHES + NOMENCLATURE

BIBLIOGRAPHIE.

INTRODUCTION-GENERALITES-BUT DE L'ETUDE

L'évolution rapide de l'utilisation des tôles minces a conduit à une extension rapide d'usines de fabrication de ce produit. Elle est à la base du développement très remarquable des moyens mis en oeuvre pour fabriquer ce produit dans les conditions les plus économiques.

Pour pallier avec les demandes des utilisateurs (quantitativement et qualitativement), les chaînes de production sont modernisées et automatisées complètement, entre autres celles de la production des tôles laminées par cisailage.

EN ALGERIE, la production de l'acier augmente de plus en plus. Il est donc à prévoir l'augmentation de la fabrication des laminages en volume et en qualité.

Le vaste développement des branches de l'industrie qui demandent des laminages à froid (qui possèdent de bonne qualité), telles que les industries automobiles (carrosserie), conserve, électrotechnique, appareils divers, ainsi que la production des pièces de laminage d'utilisation large, exige un grand volume de production métallique mince.

Ainsi, on apprécie l'évolution de la technique de production des laminages.

L'expérience montre qu'avec des tôles épaisses à l'ébauche, avec une continuation et une automatisation complète des opérations de la chaîne on obtient une production de haute qualité (absence de rugosité) et de bonne précision (tolérances dimensionnelles).

Actuellement les tôles minces occupent une place prépondérante (prédominante) dans la production par laminage, seulement l'une des principales exigences est la limitation sévère des dimensions linéaires de finition (c'est à dire diminuer le plus possible les écarts dans les dimensions des tôles finies)

La nécessité de fabrication des tôles à des tolérances bien serrées fût le but des recherches et de la création des cisailles volantes à tambours avec mécanisme de synchronisation.

La cisaille citée précédemment, par comparaison aux constructions existantes qui ne possèdent pas de pareils mécanismes, peut diminuer les différences de longueurs pour les tôles comprises entre (500.....2000mm), de (4....6mm) jusqu'à (1....2mm).

La vitesse de travail est de 5m/s.

Le but de ce présent travail est d'étudier et de concevoir une cisaille coupant des tôles minces d'acier d'épaisseur (0,08...0,6mm) et de longueur (500....2000mm).

Nous noterons enfin l'intérêt et les avantages que pourrait conférer une telle cisaille dans les chaînes de coupe.

CHAPITRE I.

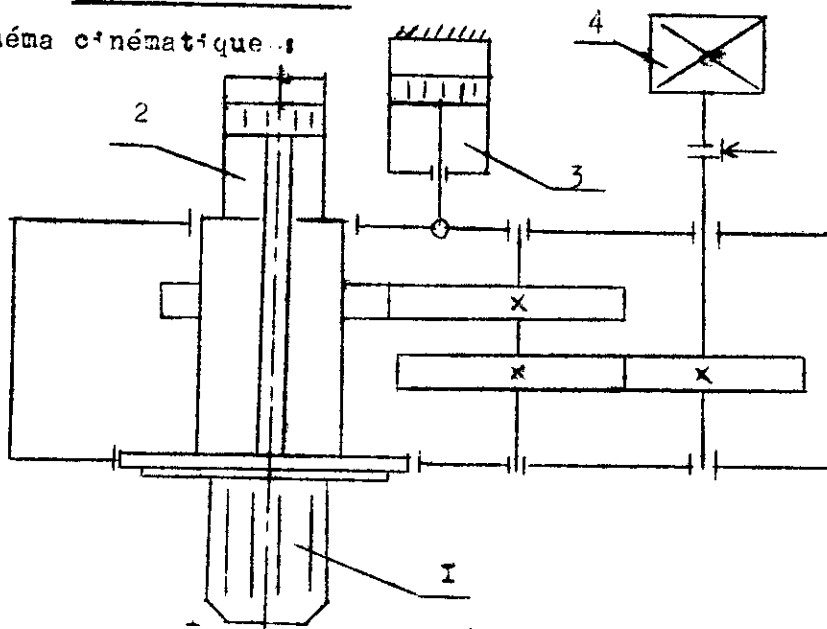
CHAÎNE DE COUPE DES TôLES MINCES

- I-1 Equipement de la chaîne
- I- Table de charge
- 2- Rouleaux de maintien de la bobine
- 3- Débobineuse ou machine à dérouler $\varnothing 400 \times 1250 \text{mm}$
- 4- Machine à enlever la ceinture (enlèvement de l'enveloppe)
- 5- Dispositif pour rabattre le bord de la bande
- 6- Dispositif de guidage de la bande
- 7- Cisaïlle stationnaire pour la coupe des bords frontaux du début et de la fin de la bande
- 8- Galets d'entraînement et de guidage
- 9- Cisaïlle à disques avec des dispositifs pour couper les rives en copeaux, à nettoyer les bords tranchants.
- 10- Rouleur
- 11- Table de contrôle avec indicateur d'épaisseur
- 12- Machine à dresser avec 17 rouleaux et deux paires de rouleaux d'entraînement en amont et en aval.
- 13- Cisaïlle volante
- 14- Table de réglage des rouleaux de la machine à dresser
- 15- Machine à empiler
- 16- 6 tables réceptrices du produit
- 17- 3 transporteurs
- 18- Balance
- 19- Dispositif d'évacuation des paquets de tôles ayant atteint le poids prévu
- 20- Empregneuse à l'huile.

I-1-I Description des principaux éléments de la chaîne .

I. Débobineuse :

Schéma cinématique :



- 1- Tombour
- 2- Cylindre-pour la fixation de la bobine
- 3- Cylindre pour le déplacement de la débobineuse
- 4- Moteur électrique

La débobineuse est constituée d'un tombour (1) qui est entraîné par deux paires d'engrenages entraînées par un moteur électrique (4) de puissance $N=110$ KW et de vitesse de rotation $n = 400 \dots 1500$ tr/min, de deux cylindres-hydrauliques (2) et (3).

Le cylindre (2) fixe la bobine par coincement.

Le cylindre (3) déplace la débobineuse suivant les positions voulues.

Pendant le travail, la débobineuse crée une tension variant entre $400 \dots 2000$ daN.

Elle doit être construite pour obtenir un passage correct de la bande et particulièrement sans plissage.

Un accroissement de tension coté débobineuse entraîne une réduction d'épaisseur.

2. Machine à découper en copeaux les rives.

L'opération de coupe des rives s'appelle refendage.

Le réglage de la profondeur de coupe et du jeu latéral sont en fonction de l'épaisseur de la bande et des propriétés mécaniques du métal.

Le mécanisme de coupe des rives en copeaux est composé par :

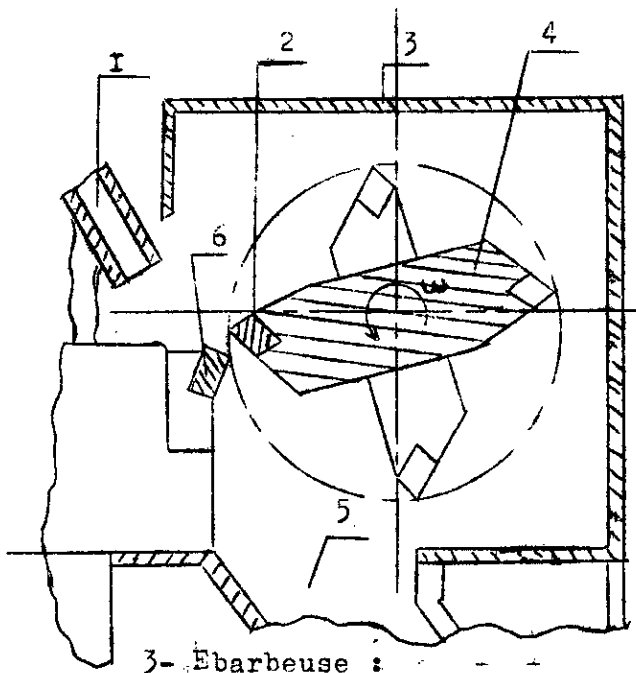
- Deux couteaux fixes (l'angle entre les deux couteaux aux niveaux des deux tombours est égale à 90° : pour la réalisation d'une coupe continue).

- - Deux couteaux mobiles par tambour .

La vitesse de rotation des tambours varie entre 350 et 1000 tr/mn.

Dans la glissière (1), les rives sont guidées et orientées pour passer entre les deux couteaux (2) et (6) afin d'être découpées en petits copeaux. Ces derniers tombent enfin dans un chariot pour l'évacuation.

Schéma cinématique :



- 1- Glissière pour ramener les rives vers ce dispositif pour les couper en copeaux
- 2- Couteau mobile.
- 3- Carter.
- 4- Tambour porte-couteaux
- 5- Dispositif d'évacuation des copeaux.
- 6- Couteau fixe.

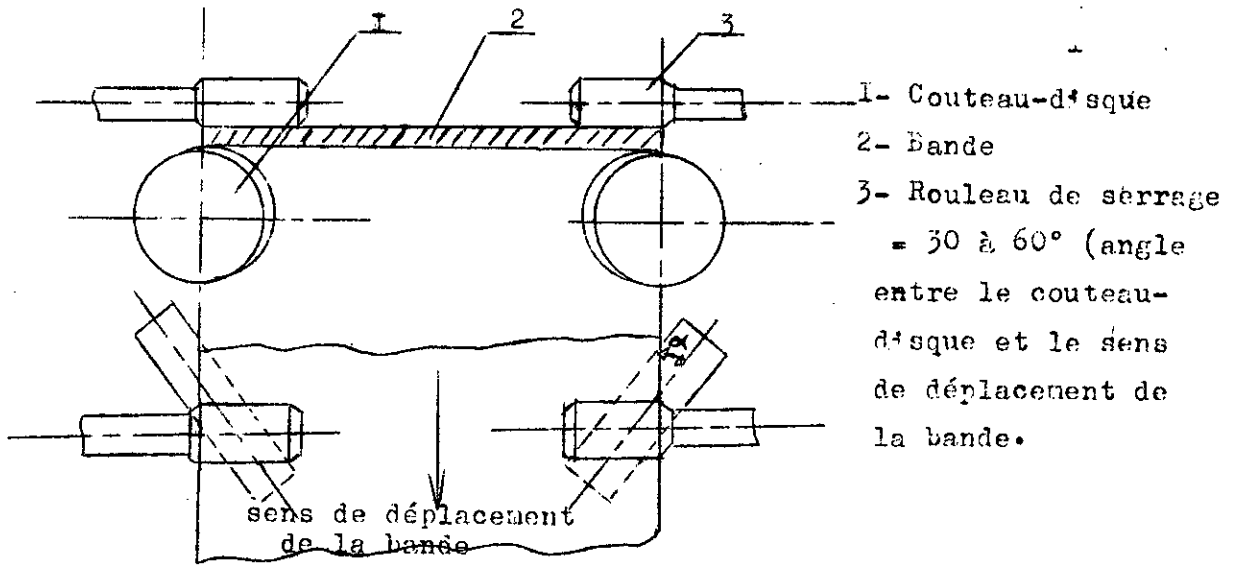
3- Ebarbeuse :

L'ébarbeuse sert principalement à nettoyer les bords tranchants. Elle est composée d'un système de couteaux disques de diamètre variant entre 140 et 160 mm installés sous un angle de 30 à 60° vers la ligne de coupe.

Les rotations des couteaux disque et des rouleaux de serrage sont assurées par les forces de frottements entre la bande en déplacement, les surfaces latérales des rouleaux et la surface des couteaux disque.

Le réglage des couteaux est assuré manuellement.

Schéma cinématique de l'ébarbeuse :



4- Machine à dresser à 17 rouleaux.

Elle est équipée à son entrée par des rouleaux d'entraînement qui améliorent les conditions d'engagement de la bande.

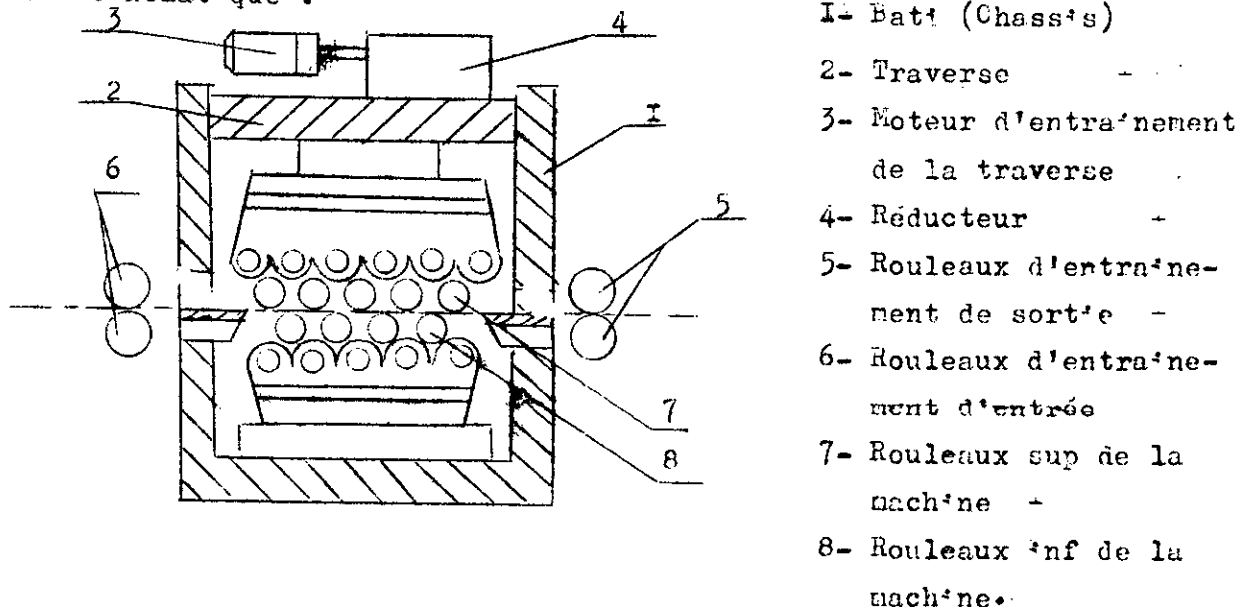
La machine est constituée d'un châssis, d'une traverse, et de 17 rouleaux de \varnothing 48 mm disposés en deux rangées, (9 rouleaux supérieurs et 8 rouleaux inférieurs-) .

Les rouleaux inférieurs sont montés sur le châssis (bati), et entraînés par un moteur électrique.

Remarque:

Certaines machines à dresser sont équipés en amont et en aval par des rouleaux d'entraînement.

Schéma cinématique :



I-2 Caractéristique technique de la chaîne.

- I- Poids maximum des bobines de tôles.....15 t
- 2- Diamètre extérieur des bobines.....(900....1800 mm)
- 3- Diamètre intérieur des bobines.....400 mm
- 4- Diamètre du tambour de la débobineuse.....(370...410 mm)
- 5- Acier utilisé:
 - Résistance limite de rupture..... $\sigma_r \leq 65 \text{ daN/cm}^2$
 - Limite d'élasticité..... $\sigma_e \leq 40 \text{ daN/cm}^2$
- 6- Epaisseur des tôles à découper.....(0,08...0,6mm)
- 7- Largeur des tôles.....(700....1000mm)
- 8- Longueur de finition des tôles.....(500....2000mm)
- 9- Vitesse de déplacement des tôles.....(0,75...5,0m/s)
- 10- Vitesse de démarrage.....0,5m/s
- II- Poids maximum des paquets de tôles.....3 t

I-3. Fonctionnement de la chaîne

Pour mettre la chaîne en marche à vitesse de travail il faut d'abord la charger.

Le chargement se fait manuellement ou automatiquement de la façon suivante:

Un appareil de levage transporte la bobine vers une table stationnaire (poste de stockage). (on prévoit 2 à 3 bobines comme réserve)

Le poste de stockage est relié à la ligne par un engin élévateur axant la bobine avec le tambour de la débobineuse.

Le mouvement de la bobine vers la débobineuse se réalise de la manière suivante:

-La bobine à débiter en tôles s'élève de la table stationnaire, grâce à la table du chariot de charge et reçoit le tambour de la débobineuse.

-La bobine se fixe rigidement sur ce dernier par des cônes à déplacement latéral commandés par vérins hydrauliques et se centre automatiquement en largeur suivant l'axe de la chaîne à l'aide d'un dispositif prévu dans l'installation.

-À ce moment, le rouleau de serrage commandé aussi par vérins hydrauliques entre en contact pour préserver la bobine au déroulement pendant l'enlèvement de la ceinture et permet aussi de maintenir une pression sur les spires extérieures lorsque on commence le déroulement. On évite ainsi les frotements des spires générateurs de griffures. Le rouleau de serrage est aussi destiné à mettre en mouvement le bord frontal dans la machine à rabattre.

-Une fois le bord frontal rabattu, la bande est guidée puis engagée dans la cisaille Guillotine. Le bord se coupe, se sectionne en morceaux ensuite se récolte dans le chariot à copeaux. (Comme règle, on prévoit 2 à 3 coupes du bord pour s'assurer de la bonne qualité.)

- La bande est mise maintenant en mouvement dans un dispositif à galets de serrage et de centrage donc (guidage) et la chaîne commence sa vitesse d'engagement ($V_e = 0,5 \text{ m/s}$) C'est à dire :

-On branche la transmission de la débobineuse et des rouleaux de serrage.

-On branche aussi la transmission de la cisaille à disques qui réalise le découpage des bords latéraux suivant la largeur variant entre 700....1000mm. Ainsi que la découpeuse des bords (rives) en copeaux.

-La transmission des rouleaux d'entraînement, du transporteur, du boucleur est aussi branchée et mise en marche à la vitesse d'engagement

-Par la suite, la bande est engagée dans le boucleur, dans les rouleaux d'entraînement et dans les rouleaux au nombre de 17 de la machine à dresser. Elle passe ensuite plus loin vers la cisaille volante. C'est à partir de ce moment qu'une installation équipée de photo-têtes signale l'arrêt automatique des rouleaux d'entraînement et les transporteurs du boucleur descendent pour former une boucle variant de 3 à 6m.

REMARQUE:

Après avoir réalisé la boucle, la bande entre dans la machine à dresser avec la vitesse d'engagement. C'est au moment de l'arrivée de la bande aux rouleaux de la machine à dresser, à ceux de la cisaille volante qu'à lieu le démarrage automatique de tous les mécanismes de transport de la chaîne de coupe transversale de la vitesse d'engagement à la vitesse de travail (0,35....5m/s)

Les rouleaux supérieurs de la machine à dresser sont élevés à la position extrême (hors service)

Dans le cas où l'épaisseur de la tôle est comprise entre (0,08....0,2mm) ce sont les rouleaux d'entraînement précédant la machine à dresser qui travaillent. Quand l'épaisseur est égale à (0,2....0,6mm), ce sont les rouleaux de la machine à dresser qui s'occupent du chargement de la cisaille.

Le contrôle de l'épaisseur et de l'état de surface de la bande est réalisé automatiquement à l'aide de dispositifs installés sur la table de contrôle. Ces derniers participent aussi au triage et à la mise hors service des mauvaises tôles obtenues ainsi qu'à la distribution de chaque qualité vers la table qui lui est destinée.

L'empilement se fait à l'aide de transporteurs dans quatre sections différentes.

Section N°1 : tôles minces hors service selon l'état de service.

Section N°2: tôles minces hors service selon l'épaisseur

Sect'ons N°3 et N°4: tôles de finition acceptable.

Au fur et à mesure de l'empilage, le paquet de tôles chute une fois que la hauteur du paquet atteint 40mm et l'opération se répète automatiquement et périodiquement jusqu'à l'obtention d'un paquet de poids égal à 3tones. à ce moment la table descend vers sa position extrême du bas, un chariot de décharge arrive et évacue le paquet.

Au niveau de de l'empileur, un autre chariot avec un tapis vide entre en action.

Proessus de coupe du dernier bout frontal de la bande.

Avant le débobinage total, l'opérateur exerce une commande pour faire descendre le rouleau de serrage et diminue la vitesse de déplacement de la bande.

-Dans la première partie de la chaîne(avant la boucle), le dernier bord frontal de la bande sera coupé par la cisaille Guillotine, ensuite sectionné en petits morceaux puis récoltés.

-Le dernier trançon de la bande s'engage dans la cisaille volante, le rouleau de serrage s'élève, les rouleaux supérieurs de la machine à dresser se libèrent sans que la chaîne ne s'arrête.

La cisaille volante continue à découper le reste de la bande en tôles de longueurs données.

- Au dernier passage de la bande, une commande est donnée pour faire sortir le boucleur à sa position initiale.

Une fois le traitement complet de la bande est terminé, la chaîne s'arrête automatiquement.

CHAPITRE II

DESCRIPTION DES CONSTRUCTIONS DE CISAILLE DE COUPE TRANSVERSALE.

Rappels.

-Cisaillement simple - - -

Un organe est sollicité au cisaillement simple lorsque les forces extérieures qui lui sont appliquées se réduisent à deux forces qui tendent à le séparer en deux tronçons qu'elles font glisser l'un par rapport à l'autre suivant le plan d'une section XY.

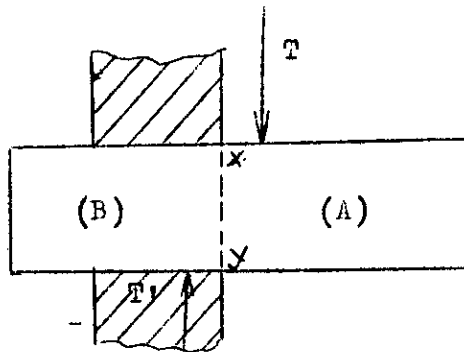


FIG 1 (I)

Cisaillement - - -

XY: Section cisaillée

-Processus de cisailage.

Le cisailage est un procédé, beaucoup utilisé dans l'industrie, utilisant les bandes de tôles de faible et moyenne épaisseur.

Principe.

Deux lames d'acier à angle vif (80 à 90°) séparent la tôle suivant leur plan de frottement par leur déplacement relatif de translation. Cette séparation de tôle est fonction de certains facteurs dont les principaux sont:

- Nature de la tôle à cisailier
- Forme du découpage (découpage droit ou courbe)
- Dimensions de la tôle
- Temps d'exécution
- qualité de la coupe

II-I Différents types de cisaille.

La cisaille est un organe essentiel dans une chaîne de coupe. Elle est actuellement très répandue dans les différentes branches de l'industrie.

D'habitude la composition des chaînes est presque toujours la même, seulement c'est le type de cisaille qui change.

Elle comprend principalement:

- Un chariot transporteur des bobines vers la débobineuse
- Débobineuse -
- Un dispositif pour rabattre le premier bord.
- Une cisaille pour couper le premier et le dernier bout frontal
- Une cisaille à disques pour couper les rives
- Un boucleur
- Une cisaille principale qui peut être installée sur le même châssis qu'une machine à dresser.
- Un transporteur
- Un empileur.-

Quelques dispositifs secondaires, tels que, les vérificateurs d'épaisseur, galets d'entraînement, de guidage etc.....

Le processus de coupe se fait par action sur la bande avec deux forces-égales et de signes contraires, on évite ainsi par ce fait la formation des copeaux et on assure un plan de-coupe acceptable. -

Pour accomplir une telle coupe, on utilise largement des cisailles Guillotine avec-coupe au dessus ou-au dessous s'il s'agit de coupe à l'arrêt; des cisailles volantes de différentes constructions s'il s'agit de coupe en marche.

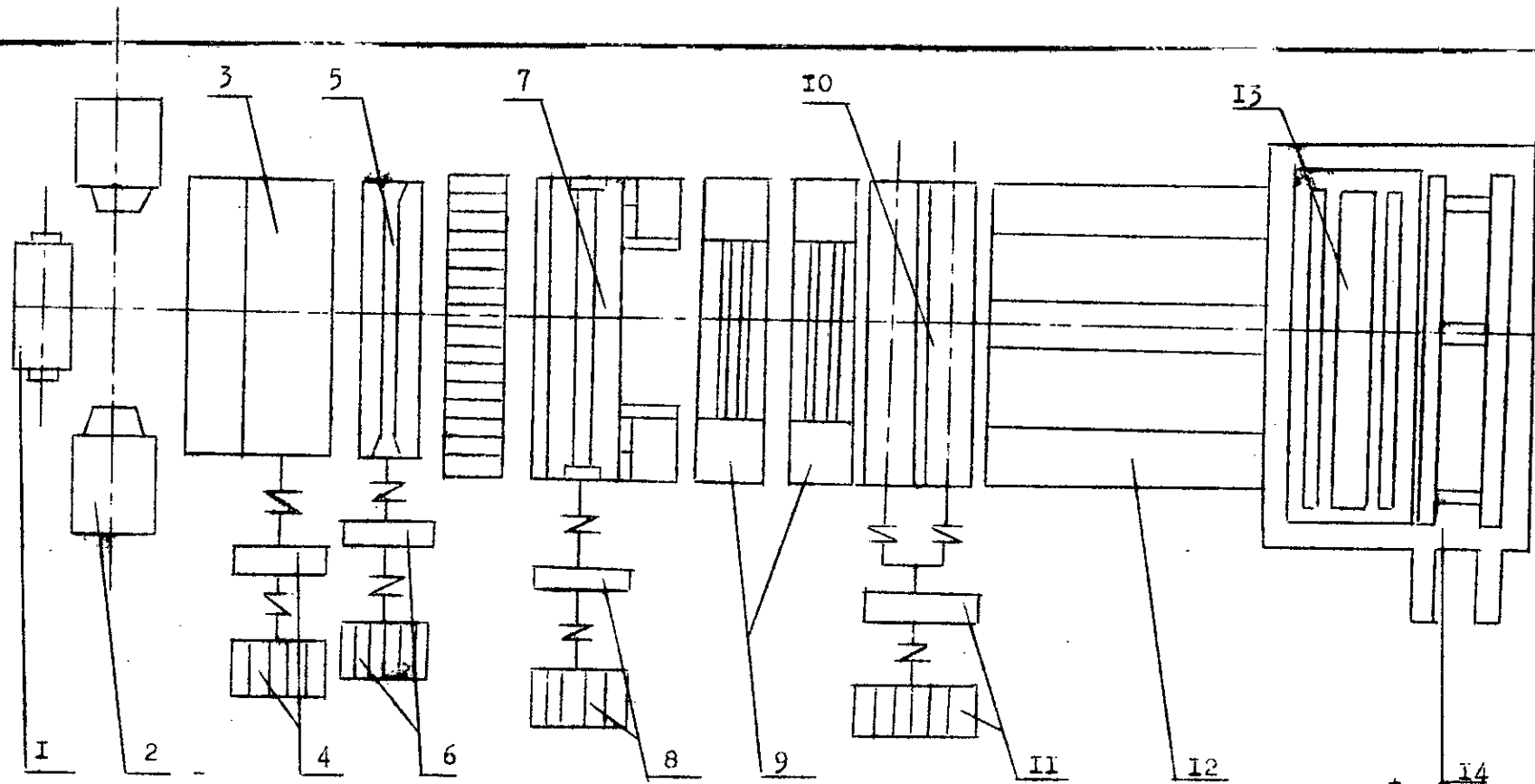


Schéma cinématique courante d'une chaîne de coupe ordinaire.

- I- Chariot à transporter
- 2- Débob'neuse conique
- 3- Machine à rabattre les bords de la lob'ne
- 4- Moteur d'entraînement et réducteur de la machine à rabattre.
- 5- C'isa'ille stat'onnaire "Gu'illot'ne"
- 6- Moteur d'entraînement et réducteur de la c'isa'ille Gu'illot'ne
- 7- C'isa'ille à d'sques et ébarbeuse de r'ives

- 8- Moteur et réducteur de la c'isa'ille à d'sques et ébarbeuse de r'ives
- 9- Beucleur.
- 10- C'isa'ille à tombours
- 11- Moteur et réducteur de la c'isa'ille à tombours
- 12- Transporteur
- 13- Machine à impregner à l'huile
- 14- Emp'leuse à rouleaux et à r'egles.

II-I-I Cisaïlle stationnaire type Guillotine avec coupe en dessous

La cisaïlle Guillotine se compose de deux batts (7) assemblés par une traverse (1) et d'un support (6) qui se déplace dans la glissière du batt.

L'une des lames (supérieure ou inférieure) est inclinée de 1° à 3°
Les rouleaux d'entraînement (10) installés en amont de la cisaïlle sont destinés à l'engagement de la bande et leur arrêt se fait lors de la coupe.

La vitesse d'engagement ne peut dépasser 1m/s. La précision de la coupe est très faible; et la bande ne peut pas avoir un mouvement permanent.

Par comparaison avec les cisaïlles volantes, la cisaïlle Guillotine possède beaucoup d'inconvénients tels que:

- Mauvaise qualité de coupe (2....3mm)
- Précision de coupé suivant la longueur est basse
- Faible vitesse de déplacement de la bande V m/s
- Faible vitesse de coupe
- Les exigences en main d'oeuvre dans une chaîne de coupe munie d'une cisaïlle Guillotine sont élevées, ce qui affaiblit la productivité. (elle ne peut dépasser 6 à 8 t/h).
- le processus de coupe avec une cisaïlle stationnaire n'est pas parfait puisque pour couper il faut arrêter le mouvement.
C'est pour cela il est nécessaire de réaliser des constructions plus productives, à fonction continue.

Seulement sa construction est facile et plus économique.

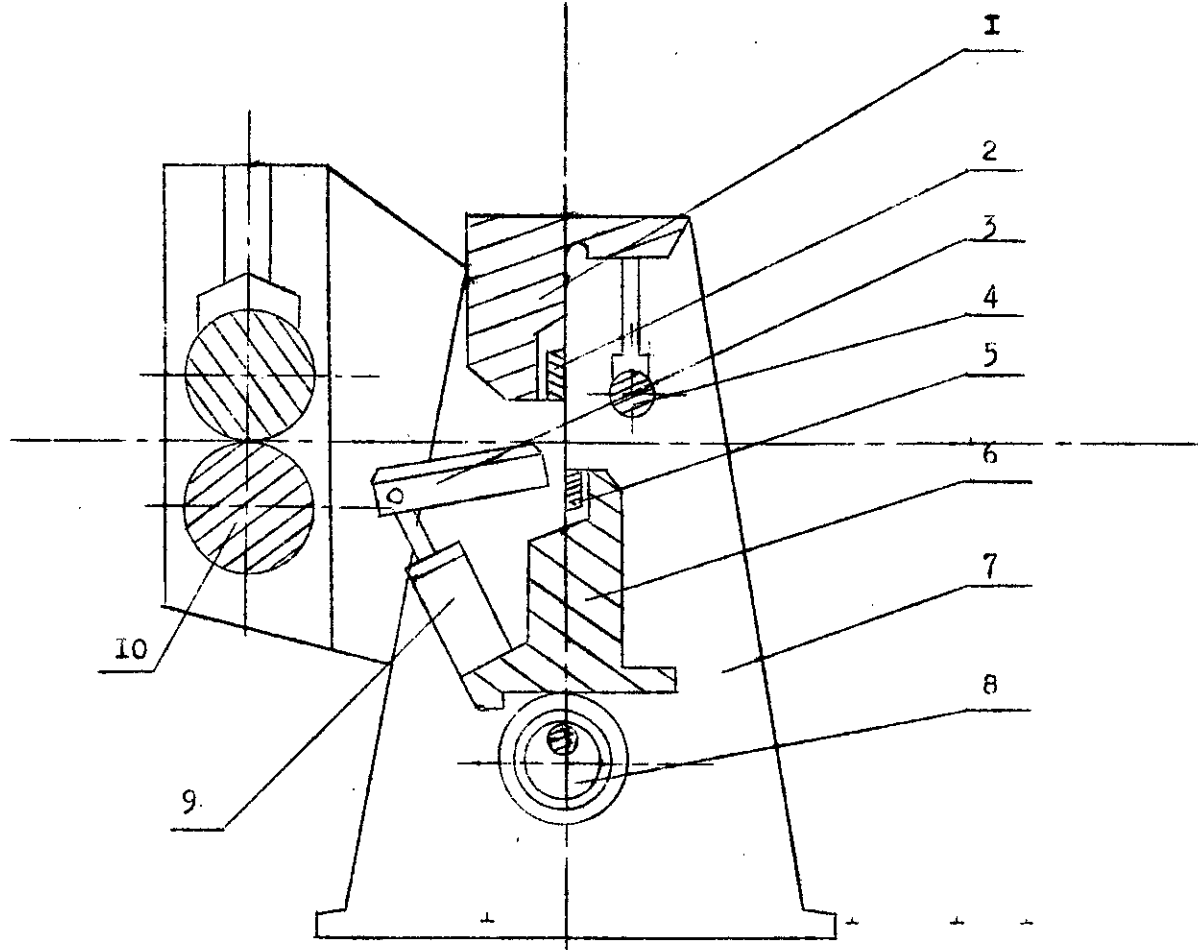
Pour augmenter la productivité de la chaîne, on automatise les opérations qui se font manuellement, et on installe des cisaïlles volantes.

Les cisaïlles volantes sont classées selon le mode de déplacement des lames.

Les principaux groupes sont:

- Cisaïlles volantes de rotation
- Cisaïlles volantes avec mouvement alternatif

Schéma cinématique d'une cisaille Guillotine avec coupe en dessous



- 1- Traverse supérieure avec lame supérieure inclinée.
- 2- Lame supérieure
- 3- Table de guidage.
- 4- Rouleau de serrage
- 5- Lame inférieure
- 6- Support inférieur avec flange
- 7- Chassis (batterie)
- 8- Arbre excentrique
- 9- Vérin hydraulique de la table.
- 10- Rouleaux d'entraînement au nombre de deux.

II-1-2 Cisaïlle volante équilibrante-

Actuellement, ce type de cisaïlle est construit par plusieurs firmes différemment, mais le principe de travail et de fonctionnement reste inchangée-

Le châssis qui porte les lames oscille, ces dernières se déplacent dans un même plan ou dans des plans parallèles. Il est possible d'utiliser dans ces cisaïlles des lames Gaillotine et des lames à double inclinaison d'où diminution des efforts de coupe.

Les avantages d'une telle machine sont:

- Bonne précision de coupe
- Bonne qualité de surface
- Possibilité d'obtention des tôles de longueurs différentes.

Pour obtenir les tôles de longueurs voulues on change, l'amplitude de l'oscillation de la base de la cisaïlle tout en changeant le nombre de tour de l'arbre de coupe.

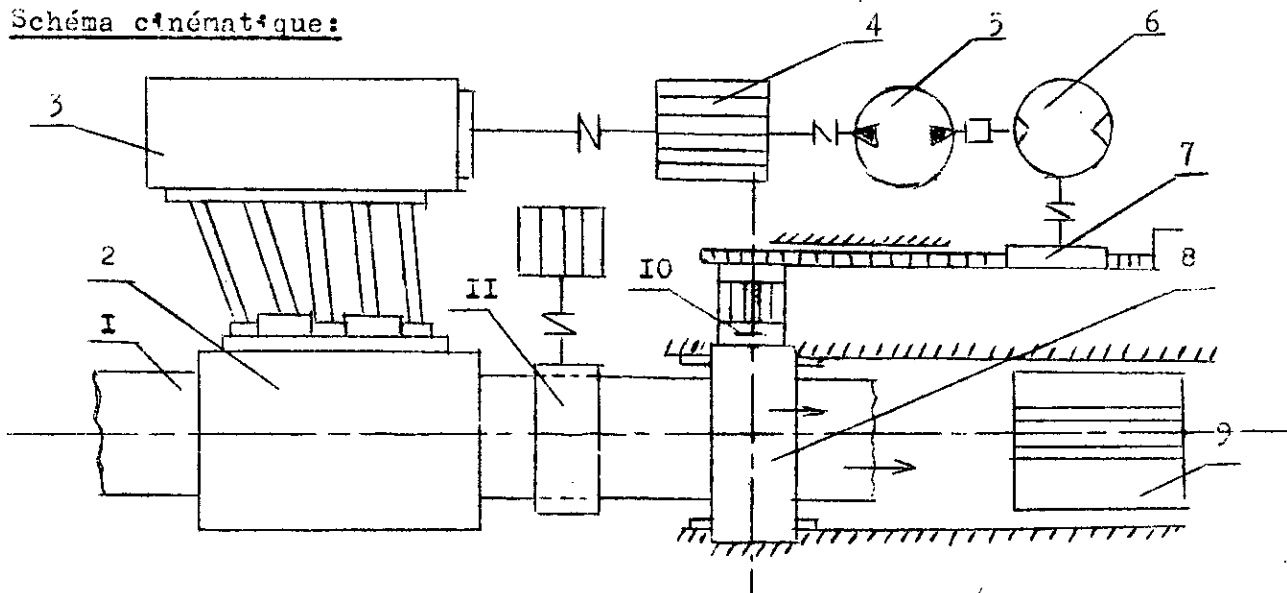
- Du fait des grandes masses en mouvement et des grandes charges dynamiques, on utilise essentiellement les cisaïlles de ce type pour les chaînes de coupe où la vitesse de la bande ne dépasse pas 2,5m/s. Donc l'exploitation de ces machines est limitée.

- Afin d'élargir le domaine d'exploitation de cette cisaïlle plusieurs bureaux d'études et de recherches développent cette construction, mais l'existence des grandes masses en mouvement qui entraînent de grands moments d'inertie, laisse le domaine d'exploitation toujours limité.

Quelques-exemples de cisaïlle de ce type/

-Cisaïlle de la firme " OUEST ALLEMANDE SANDWIG"

Schéma cinématique:



- 1- Bande en déplacement
- 2- Machine à dresser
- 3- Cage de roues dentées avec réducteur
- 4- Moteur d'entraînement
- 5- Pompe hydraulique
- 6- Moteur hydraulique
- 7- Systeme de roue-dentée et crémaillère
- 8- Chassis de la cisaille
- 9- Chariot de copeaux
- 10-Manchon monodisque pneumatique avec freins à ressort

II-Rouleaux d'entraînement

Le plus intéressant dans la construction est le déplacement du chassis dans son mouvement de va et vient dans le plan-horizantal.

Le principe essentiel du fonctionnement de la cisaille avec un mouvement de va et vient consiste à synchroniser la vitesse de rotation des rouleaux d'entraînement de la machine à dresser (par conséquent la vitesse de déplacement de la bande), avec le déplacement du chassis de la cisaille

La construction comprend un dispositif pneumatique dont la fonction est au moment où la vitesse de déplacement de la bande et celle de la cisaille sont synchronisées déclanche la coupe.

La synchronisation des vitesses est réalisée de la manière suivante: Un seul moteur (4) assure l'entraînement de la cisaille (8) et de la machine à dresser (2). Il transmet un moment de torsion à la cage de transmission (3) de la machine à dresser, et à l'arbre de la pompe hydraulique (5). Cet arbre transmet à son tour un autre moment de torsion à la paire d'engrenage (7) formée par une roue dentée et une crémaillère.

La paire d'engrenage est liée rigidement au chassis de la cisaille en mouvement de translation sur la glissière.

L'entraînement du mécanisme de coupe se réalise à l'aide de l'arbre excentrique comme dans la cisaille-Cuillotine stationnaire.

La lame supérieure est légèrement inclinée (de $1^{\circ}30'$)

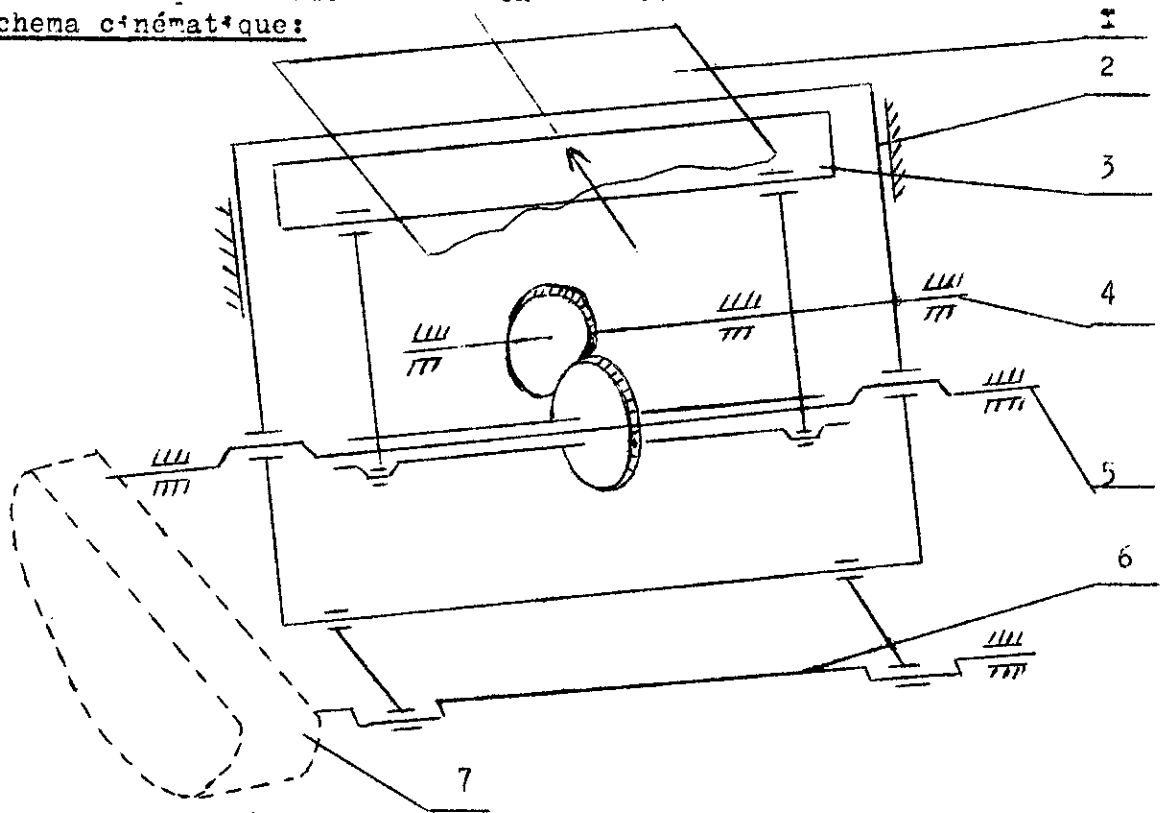
Le temps de coupe est de 0,35s.

Remarque:

L'exploitation de cette cisaille est aussi plus limitée, du fait que tout le chassis de la cisaille se déplace d'où un grand moment d'inertie en résulte.

- Cisaïlle volante Soviétique élaborée à l'usine de construction mécanique lourde U.U.M.L en U.R.S.S

Schema cinématique:



- 1- Bande à découper
- 2- Chassis de la cisaïlle-avec installation de la lame supérieure
- 3- Support avec installation de la lame inférieure.
- 4- Arbre de coupe.
- 5- Arbre d'entraînement de l'oscillation de la cisaïlle.
- 6- Arbre secondaire de l'oscillation de la cisaïlle
- 7- Réducteur différentiel.

La cisaïlle est entraînée à l'aide de deux électro-moteurs à courant continu de puissance 200 KW chacun.

Elle est installée avec une machine à dresser sur un même chassis et leur fonctionnement est réalisé à l'aide d'un groupe de mécanisme commun comprenant:

- Deux électro-moteurs à courant continu
- Deux réducteurs
- une boîte à vitesses
- Une cage à roues dentées
- Un variateur cinématique etc...

L'emplacement de la cisaïlle et de la machine à dresser est assez encombrant, il occupe 12m de longueur.

La cisaille est équipée de dispositifs de coupe et de synchronisation de la vitesse.

Le mouvement de va et vient du support inférieur se réalise à l'aide de la bielle recevant le mouvement de l'arbre excentrique muni de roues dentées.

Cet arbre est guidé par le pignon de l'arbre d'entraînement de coupe installé sur le châssis de la cisaille.

Le support supérieur avec la lame, est installé sur les excentriques de l'arbre principale d'oscillation de la cisaille.

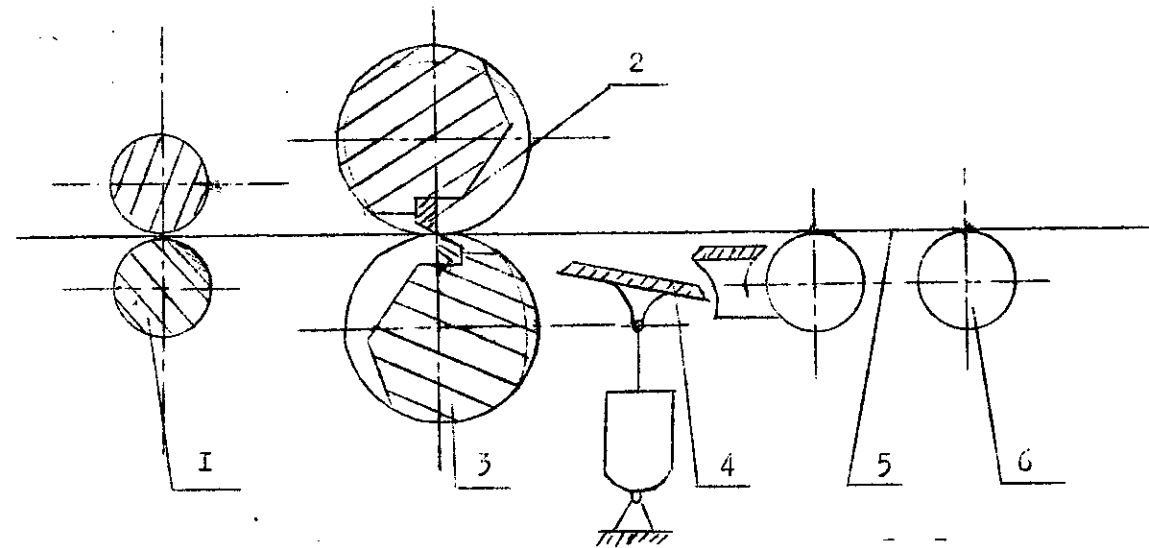
Le mouvement d'oscillation du support supérieur et du châssis de la cisaille se réalise grâce, aux excentriques de l'arbre principal et aux bielles fixées sur l'arbre secondaire d'oscillation.

La vitesse linéaire de la lame se synchronise avec la vitesse de la bande au moment de la coupe.

Ce type de cisaille permet de couper des tôles de longueur allant jusqu'à 5m. Cette longueur est réglée par le réducteur différentiel.

II-1-3 Cisaille volante à tombours

Schéma cinématique:



- 1- Rouleaux d'entraînement
- 2- Lame
- 3- Tombour
- 4- Table glissante pour copeaux
- 5- Bande
- 6- Transporteur spécial

Elles sont destinées à découper les bandes en mouvement en tôles de longueurs déterminées.

La vitesse de translation de la bande peut aller jusqu'à 10 m/s.

Ce type de cisaille présente un inconvénient principal :

La longueur de la tôle à découper ne dépasse pas le périmètre du tambour qui porte les lames et ne doit pas être inférieur donc toujours égale (c'est à dire pas de réglage de la longueur)

Actuellement, les constructeurs ont créé des mécanismes et les ont installés avec ce type de cisaille, afin d'avoir des découpage de tôles de longueurs variées. Ce sont des mécanismes de synchronisation de la vitesse au-moment de la coupe.

Les cisailles volantes à tambours avec mécanisme de synchronisation sont très répandues maintenant dans l'industrie. Elles sont hautement exploitées.

II-2 Justification et choix de la cisaille volante.

La coupe de la bande doit-être tenue en mouvement permanent à l'aide des cisailles volantes, indépendamment de la largeur, de l'épaisseur, de la-forme et du matériau.

Les-cisailles volantes sont soumise à certaines prescriptions technologiques, -constructives-et économiques.

Les recommandations technologiques sont :

La chaîne doit assurer :

- La vitesse voulue des tambours ainsi que sa synchronisation avec celle de la bande au moment de la coupe.
- Le réglage en marche de la longueur des tôles
- L'obtention des tôles de longueurs voulues.
- Une haute précision de longueur
- Une haute qualité de-coupe -
- L'obtention de certaines-lois de déplacement des couteaux.
- Le réglage de l'angle d'inclinaison optimal des couteaux.
- Le réglage de la position convenable des couteaux pendant la coupe

Les prescriptions économiques :

-Le choix du type-de la cisaille volante est déterminé en fonction des exigences technologiques dans la réalisation des chaînes-de coupe, de l'automatisation, du degré de mécanisation, de la productivité et de la construction-des principaux organes de la chaîne.

Ces facteurs doivent obéir aux conditions les plus économiques possible

Au paravant en a construit des ateliers de laminage à froid avec beaucoup de cisailles volantes à leviers.

Actuellement dans les pays développés, on installe ces cisailles dans les chaînes pour un découpage de bande de bonne qualité seulement à la vitesse de travail allant jusqu'à 2m/s.

On aussi élaboré des construction de cisailles-volantes à-tombours (rotatives), mais elles travaillent dans les chaînes à la vitesse de travail ne dépassant pas 2m/s.

La pratique et l'expérience montrent que quelque soit le type de constructions de cisailles existantes, le domaine d'exploitation reste toujours limitée par le facteur vitesse de travail (2m/s).

Récemment les constructeurs se sont fixés comme-objectifs: L'élaboration des cisailles volantes à tombours qui peuvent réaliser jusqu'à 10 coupes par seconde.

Les-bureaux d'études et de recherches développent la-construction de la cisaille volante à tombours avec-la création des dispositifs supplémentaires. Car elles se caractérisent par certains avantages relatifs tels que:

- 1- Simplicité de la construction.
- 2- Equilibrage des masses-tournantes.
- 3- Utilisation de-l'énergie cinétique des tombours pendant la coupe (économie)
- 4- Possibilité de synchronisation de la vitesse des couteaux avec celle de la bande au moment de la coupe.
- 5- Vitesse rapide (-peut atteindre 15m/s)
- 6- Grande productivité.

Pour tous ces avantages on attache une grande importance à la construction, d'où le perfectionnement des cisailles volantes à tombours à 2 manivelles comme mécanisme de synchronisation.

C'est le thème du sujet qui m'a été proposé. j'étudié par le calcul et la construction ses principaux organes y compris le mécanisme de synchronisation.

CHAPITRE III.

CALCUL DES PARAMETRE DE LA CISAILLE A TOMBOURS ET DU MECANISME DE SYNCHRONISATION.

III-I Choix du rayon de-la trajectoire du couteau. -

- - Le chemin cinématique proposé assure le fonctionnement de la cisaille avec avance (vitesse de la cisaille supérieure-à celle-de déplacement de la bande), avec retard (vitesse de la cisaille inférieure à celle de déplacement de la bande), avec la même vitesse que celle de déplacement de la-bande.

En pratique, -l'expérience montre que l'utilisat°n des cisailles avec retard est meilleure.

On choisit le diamètre de la trajectoire du couteau.

$$D = 228 \text{ mm}$$

La longueur de base des tôles coupées sera alors.

$$L_b = \pi \cdot D = \pi \cdot 228 = 716,28 \text{ mm}$$

On prend $L_b = 716 \text{ mm}$

On exige d'obtenir tôles de longueur variant entre 500 et 2000 mm

La longueur minimale $L_{m^n} = 500 \text{ mm}$ sera coupée avec avance.

Déterminons le coefficient d'avance K_{va}

$$K_{va} = \frac{L_b}{L_{m^n}} = \frac{716}{500} = 1,432$$

La longueur maximale $L_{max} = 2000 \text{ mm}$ sera coupée avec retard

Déterminons le coefficient de retard K_{vr}

$$K_{vr} = \frac{L_{max}}{L_b} = \frac{2000}{716} = 2,973$$

Les cisailles qui ne possèdent pas des mécanismes de-synchronisation coupe les tôles de longueur minimale avec un coefficient d'avance de 1,432 et les tôles de longueur maximale avec un coefficient de retard de 2,973 .

Remarque :

- - On prévoit un volant sur l'arbre menant du-mécanisme de synchronisation pour atténuer les moments d'inertie variés, et les charges instantanées résultant des éléments en mouvement qui s'exercent sur le moteur pendant le fonctionnement.

III-2 Fonctionnement des cisailles sans mécanisme de synchronisation.

Supposons que la bande se déplace à la vitesse constante V , la longueur des tôles coupées en marche sera alors égale au produit de la vitesse de déplacement de la bande V par le temps qui s'écoule entre deux coupes successives.

$$L = V \cdot t \quad (1)$$

Le temps " t " écoulé entre deux coupes successives est déterminé par le produit de la vitesse de rotation moyenne du tambour porte-couteau n_c en tr/mn par le nombre de coupe par tour de ce tambour. La vitesse de déplacement de la bande étant toujours constante.

N.B

On peut réaliser une coupe pendant 2 tours du couteau et plus.

$$t = \frac{60}{n_c} \cdot k \quad (2)$$

n_c : vitesse de rotation moyenne du tambour en tr/mn

k : coefficient de coupe

$$k = 1 \quad (\text{une coupe par tour})$$

$$k = 2 \quad (\text{deux coupes par tour})$$

La vitesse de déplacement de la bande étant directement proportionnelle à la vitesse de rotation du rouleau d'entraînement n_r .

$$V = \frac{\pi \cdot d_r \cdot n_r}{60} \quad \text{m/s}$$

d_r : diamètre du rouleau d'entraînement en mètre.

n_r : vitesse de rotation du rouleau d'entraînement en tr/mn.

On a prévu un moteur commun pour l'entraînement du tambour porte-couteau et des rouleaux d'entraînement de la bande.

Leurs liaisons sont assurées par des mécanismes de transmission de mouvement.

On en déduit de cette installation des relations entre la vitesse de rotation du moteur et celles du tambour et des rouleaux d'entraînement.

$$n_c = \frac{\tilde{n}}{i_1} \quad ; \quad n_r = \frac{\tilde{n}}{i_2} \quad (4)$$

\tilde{n} : vitesse de rotation du moteur en tr/mn.

i_1 : rapport de transmission moteur-tambour

i_2 : rapport de transmission moteur-rouleaux d'entraînement

Introduisons les relations (4) dans la formule (I) en utilisant (3) on tire :

$$L = \frac{\pi \cdot d_p \cdot k \cdot i_1}{i_2} \quad (5)$$

La formule (5) montre que L dépend du rapport des rapports de transmissions . . .

$\frac{i_1}{i_2} = \frac{n_c}{n_r}$; la variation de $\frac{i_1}{i_2}$ entraîne la variation de $\frac{n_c}{n_r}$ et par conséquent obtention de L correspondante.

III-3 Methodes de synchronisation des vitesses.

La fabrication des tôles de longueurs différentes est obtenue par la variation de la vitesse de rotation du tambour porte-couteau. C'est à dire la variation de la vitesse périphérique du couteau par rapport à la vitesse de déplacement de la bande .

L'expérience montre que les conditions de coupe sont meilleures, quand la projection de la vitesse périphérique du couteau est égale à 1,03 fois la vitesse de déplacement de la bande au moment de la coupe.

$$V_c \cdot \cos \alpha = 1,03 \cdot V \quad (6)$$

En utilisant les expressions (I) et (2), on détermine L.

$$L = \frac{2,77 \cdot R \cdot V}{V_c} \quad (7)$$

La résolution du système d'équations (6), (7) donne la relation du rayon optimal de la trajectoire du couteau en fonction de la longueur de la tôle coupée.

$$R = \frac{1,03 \cdot L}{2,77 \cdot \cos \alpha} = \frac{1,03 \cdot L}{2,77} \quad (8)$$

α : angle moyen de la position du couteau au moment de la coupe avec la verticale. (Tôle-mince $\alpha = 0$)

De la formule (7) on peut dire :

quand on maintient R-constant (rayon de la trajectoire du couteau) dans les constructions existantes de c'salle, la variation de la longueur de la tôle découpée par rapport à L calculée provoque la variation du rapport des vitesses.

Le fonctionnement des cisaillages à tambours avec une différence de vitesse élevée mène à l'imprécision au niveau des longueurs de tôles et surtout quand la vitesse de déplacement de la bande dépasse 3...3,5m/s

- Actuellement les constructeurs approuvent le fonctionnement des cisaillages avec un retard d'ordre 30 à 40 % et une avance d'ordre de 40 à 50 %.

- Aux conditions de travail citées ci-dessus, les cisaillages peuvent produire des tôles de longueurs variant dans le rapport 1/2.

Au delà des limites du retard et de l'avance tolérées, la qualité de coupe et la précision des longueurs sont mauvaises.

- Les constructeurs ont poursuivi leurs recherches et créé des mécanismes qui synchronisent la vitesse périphérique du couteau avec celle de déplacement de la bande.

Les mécanismes fonctionnent différemment, mais ils ont le même but. (égalisation des vitesses au moment de la coupe).

Nous en citons quelques méthodes de synchronisation.

Méthode N° 1 : Synchronisation radiale.

On peut obtenir une synchronisation des vitesses par le changement du rayon R de la trajectoire des couteaux suivant la formule (8).

Cette méthode porte le nom de synchronisation radiale.

En pratique, elle n'est pas utilisée, car sa réalisation est liée avec beaucoup de difficultés telles que :

- La nécessité de changement d'entre-axe du tambour (ce qui est très difficile à réaliser)

- La construction de la cisaillage et sa commande sont très complexes.

Méthode N° 2 : Synchronisation par engrenage hélicoïdale.

- Cette méthode est basée sur le changement de la vitesse de rotation instantanée de l'arbre mené pendant un tour, tout en conservant la relation générale des vitesses de rotation des deux arbres.

- Le rapport de transmission entre les arbres est variable.

La vitesse de rotation de l'arbre mené est déterminée par la géométrie de la roue dentée hélicoïdale. L'arbre mené est lié avec le tambour de telle façon qu'au moment de la coupe, le rapport de transmission instantané de l'engrenage hélicoïdale assure la coïncidence des vitesses du couteau et de la bande.

Cette méthode est utilisée par les firmes, ROUTINER au U.S.A et G.R GALDEN-ROBERDSON N° 45 au U.S.A.

Méthode N° 3 : Synchronisation des vitesses à l'aide du mécanisme à deux manivelles.

-La-synchronisation des vitesses au moment de la coupe se fait par la variation de la vitesse du tambour pendant un tour.

On détermine dans ce cas le rayon de la trajectoire selon la formule (8) en partant de la longueur minimale L_{min} , pour couper des tôles de longueur plus grande, on varie la vitesse de rotation moyenne de la cassette.

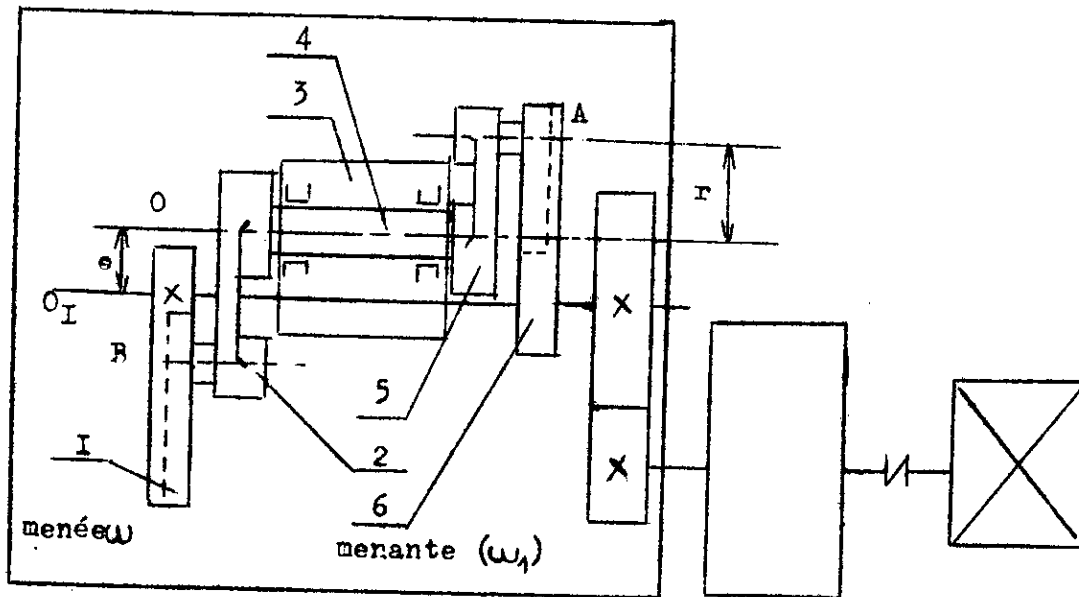
Cette vitesse change en diminuant **suivant** la trajectoire supérieure des tambours, et en augmentant pendant le rapprochement des couteaux de la zone de découpage (trajectoire inférieure).

La condition $V_c \cdot \cos \alpha = 1,05 \cdot V$ pendant la coupe doit être respectée.

La figure N°1 présente le schéma cinématique principal du mécanisme à deux manivelles du système " UNITED " .

III-4 Mécanisme de synchronisation à deux manivelles

Schéma cinématique :



(FIG : N° I)

Il se compose d'un arbre (4) qui tourne dans la coulisse (3). Cet arbre (4) porte à ses extrémités deux manivelles (2) et (5) dont leurs tourillons glissent dans les rainures des coulisses tournantes (I) et (6).

La coulisse (6) est entraînée par le moteur par l'intermédiaire d'un mécanisme de transmission .

La coulisse (I) transmet le mouvement à la cisaïlle.

Les axes des arbres portant les deux coulisses sont-alignés. la coulisse (3) se déplace verticalement à l'aide d'un dispositif spécial afin d'obtenir l'excentricité " e ".

Quand l'axe de l'arbre (4) se-confront avec les axes des arbres des coulisses (I) et (6) , c'est à dire $e=0$, la vitesse angulaire de la coulisse mené (I) " ω " et celle de la coulisse menante (6) " ω_1 " seront les mêmes dans n'importe quel moment de la rotation.

Cette position des axes des arbres correspond à la longueur de base L_b .

Lorsqu'on déplace l'axe (4) , dans un-sens ou dans l'autre, les distances entre les axes du tourillon de la manivelle menée, et de l'arbre menée, change pendant une rotation et par conséquent la vitesse de rotation de la coulisse menée varie .

Détermination du rapport de transmission instantané ' i ' .

(voir figure 2 ; page 28)

Soit le triangle OAO_1

$$O_1A = R_1 = (e^2 + r^2 - 2 \cdot e \cdot r \cdot \cos(\varphi - \beta))^{1/2} \quad (9)$$

Du triangle OBO_1

$$O_1B = R_2 = (e^2 + r^2 - 2 \cdot e \cdot r \cdot \cos(\varphi - \beta))^{1/2} \quad (10)$$

La vitesse linéaire absolue instantanée du tourillon (I) / à l'axe 'OO' /

$$V_A = V_B = \frac{\omega_1 \cdot R_1}{\cos(\varphi - \beta - \alpha)} \quad (11)$$

La vitesse angulaire instantanée de la coulisse menée.

$$\omega = \frac{V_B \cdot \cos \beta}{R_2} = \frac{\omega_1 \cdot R_1 \cdot \cos \beta}{R_2 \cdot \cos(\varphi - \beta - \alpha)} \quad (12)$$

Le rapport de transmission sera alors :

$$i = \frac{\omega_1}{\omega} = \frac{R_2 \cdot \cos(\varphi - \beta - \alpha)}{R_1 \cdot \cos \beta} \quad (13)$$

Les relations entre les angles dans la figure 2 sont :

$$\sin \beta = \frac{e \cdot \sin \varphi}{r} \quad (14)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{r \cdot \sin(\varphi - \beta)}{e + r \cdot \cos(\varphi - \beta)} \quad (15)$$

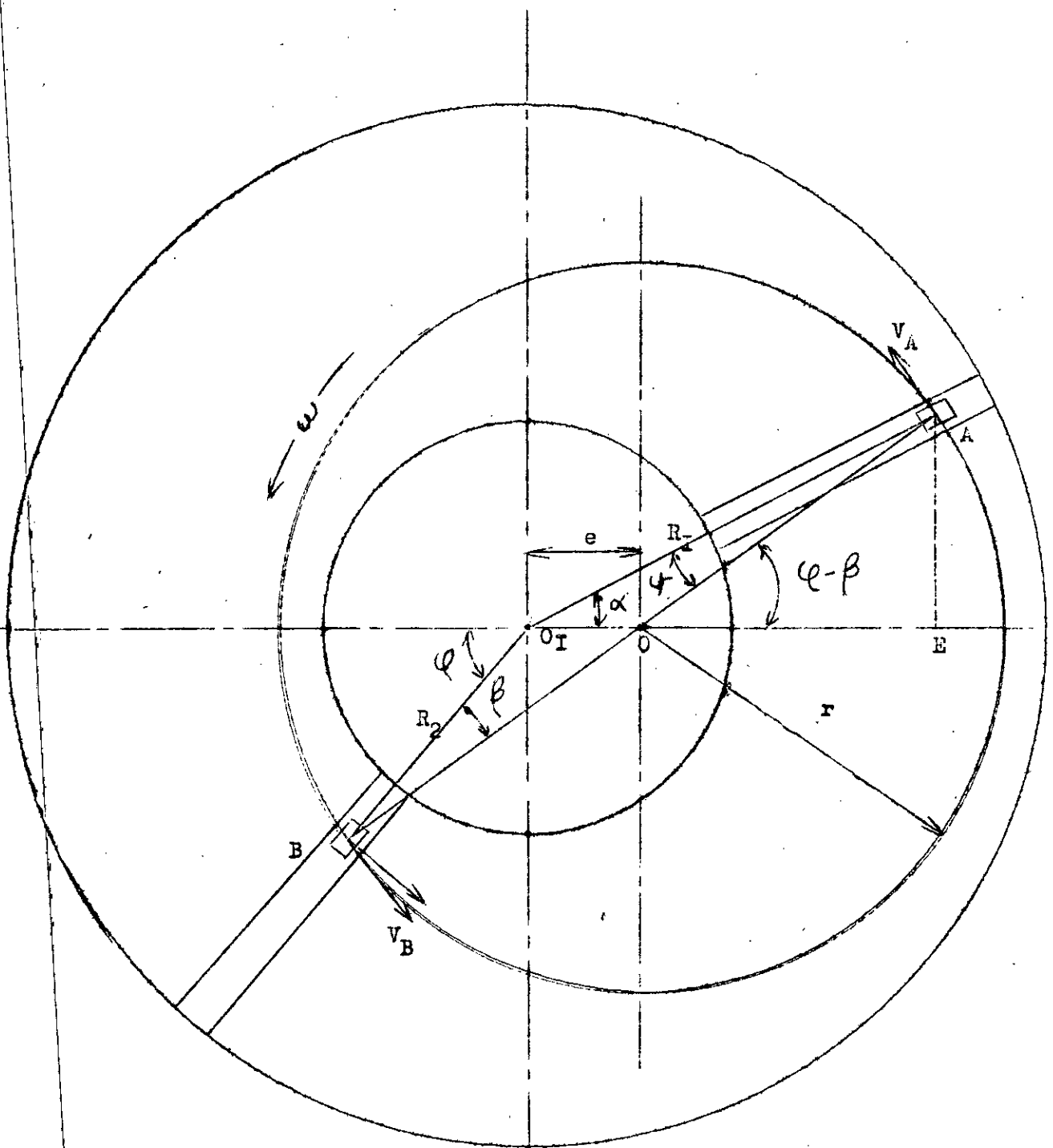


FIG (2)

$$\sin \varphi = \frac{e \cdot s \cdot n \alpha}{r} \quad (16)$$

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{r \cdot s \cdot n (\varphi + \alpha)}{r \cdot \cos (\varphi + \alpha) - e} \quad (17)$$

Etablissons l'express'ion donnant la valeur de l'excentricité en fonction de la longueur de tôle voulue.

Supposons que la coupe se fait au moment où la position des couteaux est verticale.

On choisit dans ce cas l'excentricité 'e' de telle façon que: si la longueur voulu est k fois supérieure à la longueur de base, la vitesse maximale instantanée de la coulisse menée ω_{\max} sera k fois supérieure à la vitesse de la coulisse menante ω_I .

$$\frac{\omega_{\max}}{\omega_I} = k$$

$$\frac{L}{L_b} = k$$

donc
$$\frac{\omega_{\max}}{\omega_I} = \frac{L}{L_b}$$

D'où
$$\omega_{\max} = \omega_I \cdot \frac{L}{L_b} \quad (18)$$

Quand la longueur voulue est égale à la longueur de base la vitesse angulaire de la coulisse menée est constante.

Il s'en suit de la figure 2 $\alpha = 0$

D'où on tire:

$$\frac{r+e}{r-e} = \frac{L}{L_b} \quad \text{ou} \quad \frac{\omega_{\max}}{\omega_I} = \frac{r+e}{r-e} \quad (19)$$

La formule (19) donne l'expression de l'excentricité e en fonction de L.

$$e = r \cdot \frac{L - L_b}{L + L_b} \quad (20)$$

En utilisant les relations (9); (10); (12); (14); (15); (20) on dresse un tableau de valeurs pour déterminer la variation de la vitesse angulaire de la coulisse menée ω .

$r/\omega = f(\varphi)$; pour $L_{\min} = 500 \text{ mm}$

- Longueur de base $L_b = 716,3 \text{ mm}$

- Vitesse de déplacement de la bande: $V = 5 \text{ m/s}$

$$e = r \cdot \frac{716,3 - 500}{716,3 + 500} = 0,1778 \cdot r$$

- Vitesse moyenne linéaire du tambour
 - $V_{mc} = V + K_{va} = 5 \cdot 1,433 = 7,165 \text{ m/s}$
- Vitesse angulaire moyenne correspondante.
 - $\omega_{mc} = \frac{V_{mc}}{r} = \frac{7,165}{0,114} = 62,851 \text{ 1/s}$
- Vitesse maximale linéaire du tambour
 - $V_{maxc} = V \cdot K_{va}^2 = 5 \cdot 1,433^2 = 10,267 \text{ m/s}$
- Vitesse angulaire maximale correspondante.
 - $\omega_{maxc} = \frac{V_{maxc}}{r} = \frac{10,267}{0,114} = 90,061 \text{ 1/s}$
- Vitesse minimale du tambour
 - $V_{m'nc} = V = -5 \text{ m/s}$
- Vitesse angulaire minimale.
 - $\omega_{m'n} = \frac{V_{m'n}}{r} = \frac{5}{0,114} = 43,859 \text{ 1/s}$
- $\sin \beta = \frac{e \cdot \sin \varphi}{r} = \frac{0,1778 \cdot r \cdot \sin \varphi}{r} = 0,1778 \cdot \sin \varphi$
- $\text{tg} \alpha = \frac{r \cdot \sin(\varphi - \beta)}{e + r \cdot \cos(\varphi - \beta)} = \frac{\sin(\varphi - \beta)}{0,1778 + \cos(\varphi - \beta)}$
- Tableau de variation de ω en fonction de φ pour $L = 500 \text{ mm}$

$$\omega = \omega_1 \cdot \frac{R_1 + \cos \beta}{R_2 + \cos(\varphi - \beta - \alpha)}$$

$$\omega_1 = \omega_{\text{moy;c}} = 62,851 \text{ 1/s} \quad (\text{Vitesse de la manivelle motrice})$$

L = 500 mm

N°	$\varphi^{(0)}$	$\beta^{(0)}$	$\varphi - \beta^{(0)}$	$\alpha^{(0)}$	R_1/r	R_2/r	$\omega (1/s)$
1	0	0	0	0	1,1778	0,8221	43,869
2	5	0,8877	4,1123	3,4918	1,1774	0,8227	43,919
3	10	1,7691	8,2309	6,9909	1,1762	0,8244	44,063
4	15	2,675	12,325	10,472	1,1743	0,8271	44,293
5	20	3,4861	16,5139	14,041	1,1715	0,8310	44,624
6	25	4,3091	20,6909	17,607	1,1680	0,8360	45,048
7	30	5,1035	24,8955	21,207	1,1636	0,8420	45,566
8	35	5,8530	29,147	24,860	1,1585	0,8491	46,177
9	40	6,5625	33,4375	28,561	1,1525	0,8572	46,884
10	45	7,2225	37,7775	32,322	1,1457	0,8663	47,686
11	50	7,8280	42,172	36,131	1,1380	0,8763	48,583
12	55	8,3744	46,625	40,054	1,1295	0,8873	49,578
13	60	8,8575	51,1425	44,042	1,1201	0,8991	50,667
14	65	9,2730	55,727	48,119	1,1098	0,9117	51,855
15	70	9,6177	60,3823	52,295	1,0987	0,9251	53,140
16	75	9,8888	65,1112	56,577	1,0868	0,9391	54,517
17	80	10,0841	69,9159	60,972	1,0741	0,9536	55,985
18	85	10,2022	74,7978	65,487	1,0605	0,9686	57,554
19	90	10,2413	79,7587	70,132	1,0463	0,9840	59,219
20	95	10,2022	84,7978	74,912	1,0314	0,9996	60,972
21	100	10,0841	89,9159	79,836	1,0159	1,0154	62,820
22	105	9,8888	95,1112	84,910	0,9999	1,0311	64,749
23	110	9,6177	100,3882	90,147	0,9836	1,0467	66,755
24	115	9,2730	105,727	95,534	0,9670	1,0620	68,835
25	120	8,8575	111,142	101,095	0,9504	1,0769	70,970
26	125	8,3744	116,625	106,827	0,9339	1,0913	73,152

27	130	7,8280	122,172	112,734	0,9177	1,1049	75,549
28	135	7,2225	127,777	118,816	0,9020	1,1177	77,545
29	140	6,5625	133,437	125,071	0,8871	1,1296	79,702
30	145	5,8530	139,147	131,494	0,8732	1,1404	81,778
31	150	5,1035	144,8965	138,074	0,8606	1,1500	83,723
32	155	4,3091	150,6909	144,810	0,8494	1,1583	85,498
33	160	3,4861	156,513	151,675	0,8399	1,1652	87,043
34	165	2,6750	162,325	158,716	0,8323	1,1706	88,307
35	170	1,7691	168,250	165,716	0,8267	1,1746	89,257
36	175	0,8877	174,112	172,843	0,8233	1,1769	89,833
37	180	0,0000	180	180	0,8221	1,1778	90,044

- Variation maximale de ω

$$\Delta\omega \text{ max} = 2,196 \text{ entre } \varphi = 130^\circ \text{ et } 135^\circ$$

- Durée de la variation correspondante.

$$t_{130^\circ \text{ \& } 135^\circ} = \frac{L_{\text{min}} \cdot \Delta\varphi}{V} = \frac{0,5}{5} \cdot \frac{5}{360} = \frac{1}{720} \text{ (s)}$$

- Accélération angulaire correspondante.

$$\varepsilon = \frac{\Delta\omega_{\text{max}}}{t} = \frac{2,196}{1/720} = 1581,12 \text{ (1/s}^2\text{)}$$

$2^\circ/\omega = f(\alpha)$; pour $L_{max} = 2000\text{mm}$

- Longueur de base : $L_b = 716,3 \text{ mm}$

- Vitesse de déplacement de la bande $V = 5 \text{ m/s}$.

$$e = r \cdot \frac{L - L_b}{L + L_b} = r \cdot \frac{2000 - 716,3}{2000 + 716,3} = r \cdot 0,473$$

- Vitesse linéaire maximale :

$$V_{max;c} = V = 5 \text{ m/s}$$

* Vitesse angulaire maximale

$$\omega_{max;c} = \frac{V_{max;c}}{r} = \frac{5}{0,114} = 43,86 \text{ (I/s)}$$

- Vitesse linéaire moyenne $V_{moy,c}$

$$V_{moy,c} = \frac{V}{K_{vr}} = \frac{5}{2,792} = 1,791 \text{ m/s}$$

- Vitesse angulaire moyenne correspondante :

$$\omega_{moy,c} = \frac{V_{moy,c}}{r} = \frac{1,791}{0,114} = 15,71 \text{ (I/s)}$$

- Vitesse linéaire minimale $V_{min,c}$

$$V_{min,c} = \frac{V}{K_{vr}^2} = \frac{5}{2,792^2} = 0,641 \text{ (m/s)}$$

- Vitesse angulaire minimale correspondante :

$$\omega_{min,c} = \frac{V_{min,c}}{r} = \frac{0,641}{0,114} = 5,622 \text{ (I/s)}$$

$$\sin \psi = \frac{e \cdot \sin \alpha}{r} = 0,473 \cdot \sin \alpha$$

$$tg \varphi = \frac{r \cdot \sin(\psi + \alpha)}{r \cdot \cos(\psi + \alpha) - e} = \frac{\sin(\psi + \alpha)}{\cos(\psi + \alpha) - 0,473}$$

Tableau de variation de ω en fonction de α pour $L = 2000\text{mm}$.

$$\omega = \omega_1 \cdot \frac{R_1 \cdot \cos(\varphi - \psi - \alpha)}{R_2 \cdot \cos \psi}$$

$\omega_1 = \omega_{moy,c} = 15,71 \text{ (I/s)}$, (la vitesse de la manivelle motrice)

N°	$\alpha^{(0)}$	$\psi^{(0)}$	$\psi + \alpha$	$\psi^{(0)}$	R_1/r	R_2/r	$\omega(1/s)$
I	0	0	0	0	1,473	0,527	43,910
2	5	2,362	7,362	13,874	1,470	0,534	42,931
3	10	4,711	14,711	27,195	1,462	0,555	40,542
4	15	7,031	22,031	39,565	1,449	0,589	37,131
5	20	9,309	29,309	50,817	1,431	0,631	33,589
6	25	11,531	36,531	60,957	1,408	0,681	30,183
7	30	13,680	43,680	70,085	1,381	0,734	27,247
8	35	15,741	50,741	78,337	1,350	0,790	24,719
9	40	17,700	57,700	85,848	1,315	0,847	22,574
10	45	19,539	64,539	92,733	1,276	0,904	20,737
11	50	21,243	71,243	99,086	1,236	0,959	19,208
12	55	22,796	77,796	104,984	1,193	1,011	18,538
13	60	24,181	84,181	110,482	1,148	1,062	16,688
14	65	25,384	90,385	115,627	1,103	1,109	15,643
15	70	26,389	96,389	120,452	1,057	1,152	14,692
16	75	27,186	102,186	124,986	1,012	1,193	13,810
17	80	27,762	107,762	129,249	0,967	1,229	12,998
18	85	28,112	113,112	133,260	0,923	1,263	12,219
19	90	28,229	118,229	137,035	0,881	1,292	11,509
20	95	28,112	123,112	140,587	0,840	1,319	10,819
21	100	27,762	127,762	143,931	0,802	1,342	10,190
22	105	27,186	132,186	147,081	0,767	1,363	9,604
23	110	26,389	136,389	150,048	0,734	1,381	9,057
24	115	25,384	140,384	152,849	0,703	1,397	8,544
25	120	24,181	144,181	155,495	0,675	1,411	8,078

..../....

26	125	22,796	147,796	158,001	0,650	1,422	7,666
27	130	21,243	151,243	160,381	0,628	1,432	7,298
28	135	19,539	154,539	162,646	0,608	1,441	6,963
29	140	17,700	157,700	164,816	0,590	1,448	6,667
30	145	15,741	160,741	166,896	0,575	1,455	6,413
31	150	13,680	163,680	168,903	0,562	1,460	6,197
32	155	11,531	166,531	170,846	0,551	1,464	6,017
33	160	9,309	169,309	172,737	0,542	1,469	5,871
34	165	7,031	172,031	174,587	0,535	1,469	5,759
35	170	4,711	174,711	176,408	0,531	1,471	5,687
36	175	2,362	177,362	178,209	0,528	1,472	5,639
37	180	0,000	180,000	180,000	0,527	1,473	5,620

- Variat'on maximale de

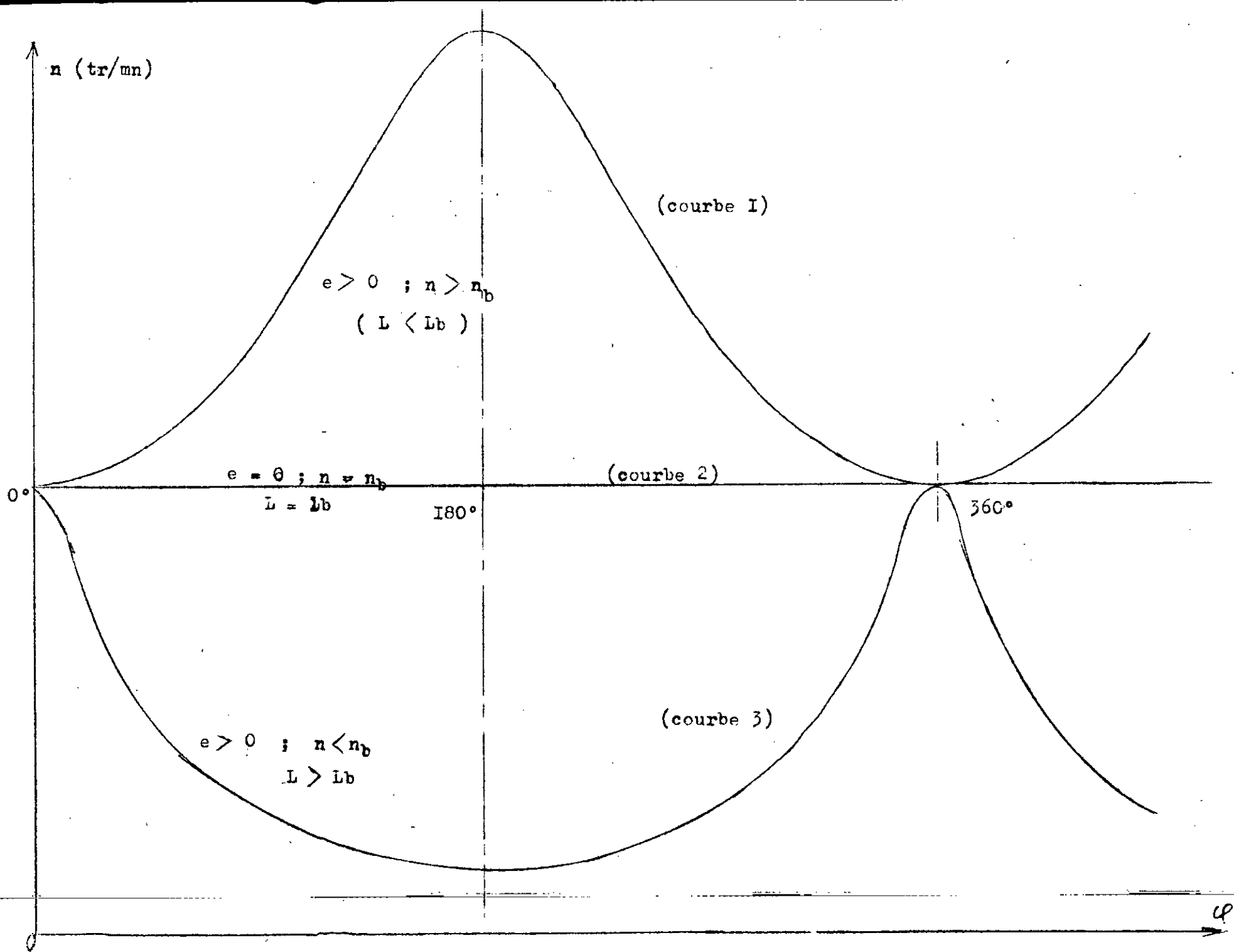
$$\Delta\omega = 3,542 \text{ (I/s)}$$

- Durée de la variat'on maximale " t "

$$t = \frac{L_{\max}}{V} \cdot \frac{\Delta\alpha}{2.77} = \frac{2,0}{5} \cdot \frac{5}{360} = \frac{1}{180} \text{ (s)}$$

- Accélération angula're correspondante .

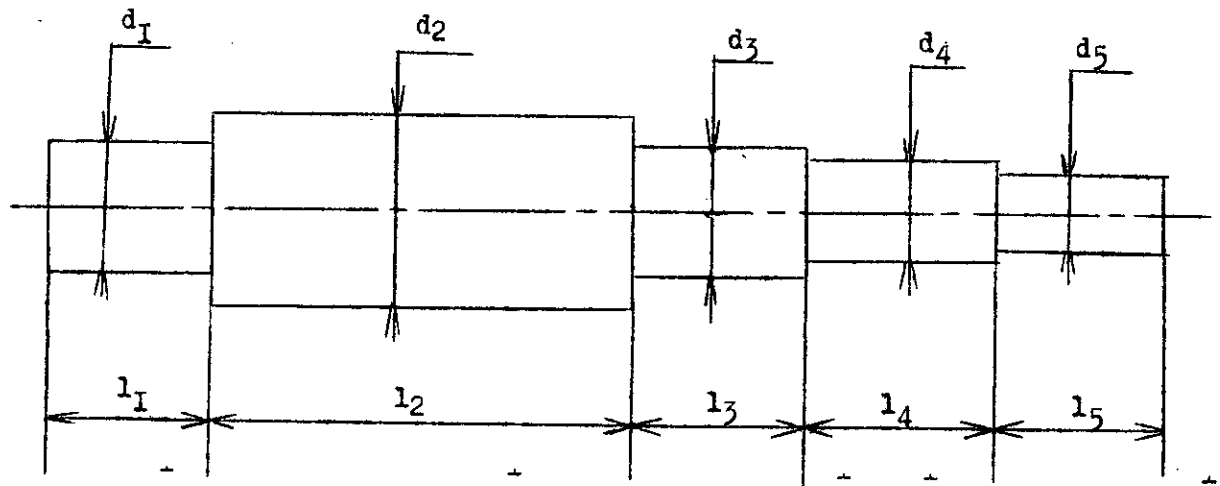
$$\varepsilon = \frac{\Delta\omega_{\max}}{t} = \frac{3,542}{1/180} = 637,56 \text{ (I/s}^2 \text{)}$$



III-5 Calcul du moment dynamique de la c'sa'lle.

III-5-I Calcul du poids et du moment d'inertie du tambour sup'rieur.

Schéma:



On détermine séparément le poids et le moment d'inertie de chaque cylindre.

La masse volumique du matériau de construction du tambour est environ de :

$$\rho = 7,85 \cdot 10^3 \text{ Kg/m}^3.$$

On a,

$$P_i = M_i \cdot g \quad ; \quad M_i = \rho \cdot V_i \quad ; \quad V_i = \frac{\pi \cdot d_i^2 \cdot l_i}{4}$$

On tire :

$$P_i = \left(\rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot g \right) \cdot d_i^2 \cdot l_i$$

On a,

$$I_i = M_i \cdot r_i^2 \quad ; \quad M_i = \rho \cdot V_i \quad ; \quad V_i = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot l_i$$

On tire :

$$I_i = \frac{P_i \cdot d_i^2}{4 \cdot g}$$

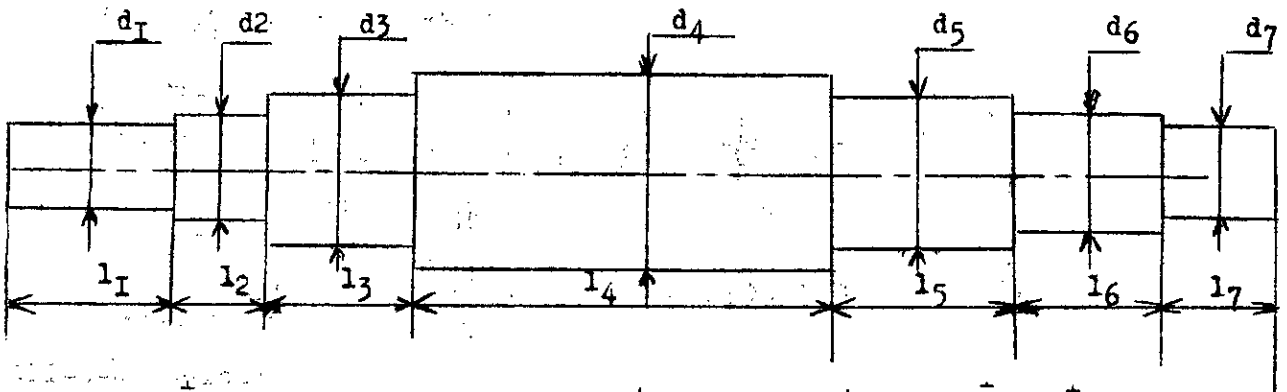
l_i (m)	d_i (m)	$d_i^2 \cdot l_i$	P_i (N)	$P_i \cdot d_i^2$	I_i (Kg.m ²)
0,215	0,136	0,00397	240,114	4,441	0,1131
1,1	0,228	0,05718	3458,379	179,78	4,5815
0,25	0,136	0,00462	279,670	5,172	0,1318
0,27	0,118	0,00375	227,382	3,166	0,0806
0,295	0,108	0,00344	208,112	2,427	0,0618

.../...

$$I_{ts} = \sum_{i=1}^5 I_i = 4,9688 \text{ Kg.m}^2$$

III-5-2 Calcul du poids et du moment d'inertie du tambour inférieur.

Schéma :



$$P_i = (\rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot g) \cdot d_i^2 \cdot l_i \quad ; \quad I_i = \frac{P_i \cdot d_i^2}{4 \cdot g}$$

Tableau récapitulatif :

l_i (m)	d_i (m)	$d_i^2 \cdot l_i$	P_i (N)	$P_i \cdot d_i^2$	I_i (Kg.m ²)
0,16	0,060	0,00054	32,66	0,1175	0,0030
0,075	0,1	0,00075	45,36	0,4536	0,0115
0,2	0,136	0,00369	223,72	4,1380	0,1054
1,1	0,228	0,05718	3458,38	179,7800	4,5815
0,25	0,136	0,00462	279,67	5,1727	0,1318
0,3	0,118	0,00417	252,21	3,5110	0,0894
0,112	0,084	0,00079	47,781	0,3371	0,0085

$$I_{ts} = \sum_{i=1}^7 I_i = 4,9313 \text{ Kg.m}^2$$

III-5-3 Calcul du moment d'inertie du manchon.

On choisit un manchon à-coquilles boulonnées pour assurer la liaison entre l'arbre de la caisse et celui du mécanisme de synchronisation.

Le diamètre de l'arbre de la caisse au niveau de l'accouplement est égal à $d_a = 95 \text{ mm}$.

Les recommandations donnent pour le manchon.

$$L = (3,5 \text{ à } 5) \cdot d_a \quad (\text{Longueur du manchon})$$

$$D_{e1} = (2 \text{ à } 4) \cdot d_a \quad (\text{Diamètre extérieur du manchon})$$

On utilise les valeurs inférieures pour les grands accouplements dont ($d_a > 25 \text{ mm}$) et les valeurs supérieures pour les petits accouplements ($d_a < 25 \text{ mm}$).

$$L = 3,5 \cdot d_a = 3,5 \cdot 95 = 332,5 \text{ mm} = 0,3325 \text{ m.}$$

$$D_e = 2 \cdot d_a = 2 \cdot 95 = 2 \cdot 95 = 190 \text{ mm} = 0,19 \text{ m.}$$

On suppose le manchon un cylindre plein de diamètre $D_e = 0,19 \text{ m}$ et de longueur $L = 0,3325 \text{ m}$.

$$I_1 = M_1 \cdot r_g^2 = M_1 \cdot \frac{D_e^2}{4} = \frac{P_{M1}}{g} \cdot \frac{D_e^2}{4} = \frac{P_{M1} \cdot D_e^2}{4 \cdot g}$$

$$P_{M1} = V_{M1} \cdot g = 7,85 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,19)^2 \cdot 0,3325 = 725,984 \text{ (N)}$$

$$I_1 = \frac{P_{M1} \cdot D_e^2}{4 \cdot g} = \frac{725,984 \cdot 0,19^2}{4 \cdot 9,81} = 0,666 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

Considérons le volume qu'occupe les arbres; C'est un cylindre de diamètre $d_a = 0,095 \text{ m}$ et de longueur $L = 0,3325 \text{ m}$

$$I_2 = M_2 \cdot r_i^2 = M_2 \cdot \frac{d_a^2}{4} = \frac{P_{M2} \cdot d_a^2}{4 \cdot g}$$

$$P_{M2} = Q \cdot V_{M2} \cdot g = 7,85 \cdot 10^3 \cdot 9,81 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,095)^2 \cdot 0,3325 = 181,496 \text{ (N)}$$

$$I_2 = \frac{P_{M2} \cdot d_a^2}{4 \cdot g} = \frac{181,496 \cdot (0,095)^2}{4 \cdot 9,81} = 0,04174 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

Le moment d'inertie du manchon sera alors.

$$I_m = I_1 + I_2 = 0,666 + 0,04174 = 0,70774 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

III-5-4 Calcul du moment d'inertie des coulisses du mécanisme de synchronisation

D'après les caractéristiques techniques, On donne

$$P_c \cdot D_c^2 = 11,1 \text{ N} \cdot \text{m}^2$$

$$I_c = \frac{P_c \cdot D_c^2}{4 \cdot g} = \frac{11,1}{4 \cdot 9,81} = 0,2828 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

Le moment d'inertie total de l'installation sera alors:

$$I_t = I_{ts} + I_{tr} + I_m + I_c = 10,8091 \text{ Kg.m}^2$$

Calculons le moment dynamique M_{dc}

$$M_{dc} = I_t \cdot \epsilon_{\max}$$

- On calcul le moment dynamique dans les deux cas:

Cas N°1: $L = 2000 \text{ mm}$

$$\epsilon_{\max} = \frac{\Delta\omega_{\max}}{t} = \frac{3,542}{1/180} = 637,56 \text{ (1/s}^2\text{)}$$

$$M_{dc} = I_t \cdot \epsilon_{\max} = 10,8091 \cdot 637,56 = 6891,4498 \text{ N.m}$$

$$M_{dc} = 689,14498 \text{ daN.m}$$

Cas N°2: $L = 500 \text{ mm}$

$$\epsilon_{\max} = \frac{\Delta\omega_{\max}}{t} = \frac{2,196}{1/720} = 1581,12 \text{ (1/s}^2\text{)}$$

$$M_{dc} = I_c \cdot \epsilon_{\max} = 10,8091 \cdot 1581,12 = 17090,484 \text{ N.m}$$

$$M_{dc} = 1709,0484 \text{ daN.m}$$

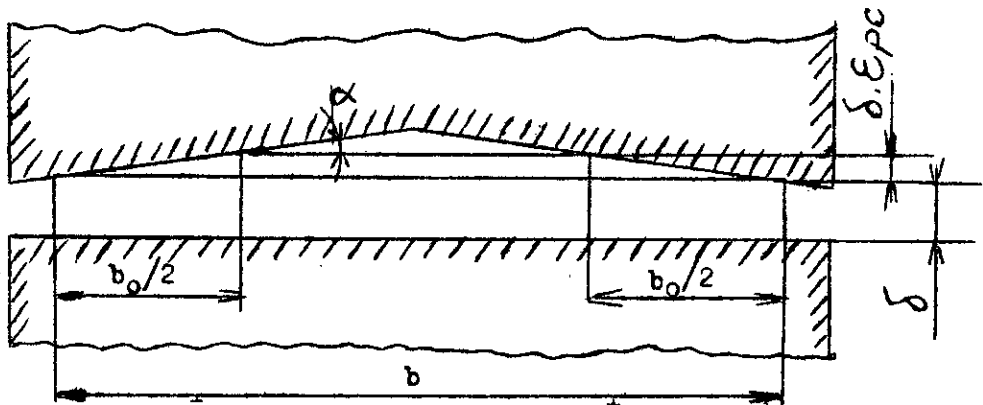
CHAPITRE IV

CALCUL DE LA CISAILLE

IV-1 Calcul des efforts de coupe

Nous avons utilisé dans notre construction un couteau à double inclinaison. Il coupe la bande progressivement suivant toute la longueur. La coupe commence au niveau de ses deux points extrêmes de la bande suivant sa largeur;

L'utilisation d'un couteau à double inclinaison permet une diminution des efforts de coupe.



Il est suffisant de pénétrer à la distance $\delta \cdot E_{pc}$ pour couper la bande.

On suppose que les efforts de coupe s'exerce en grande partie sur les extrémités du couteau suivant la largeur de la bande, de longueurs $b/2$.

$$b_0/2 = \frac{\delta \cdot E_{pc}}{\operatorname{tg} \alpha}$$

- E_{pc} : profondeur relative de coupe

pour les aciers avec $\sigma_r = 65 \text{ daN/mm}^2$, $E_{pc} = 0,3$

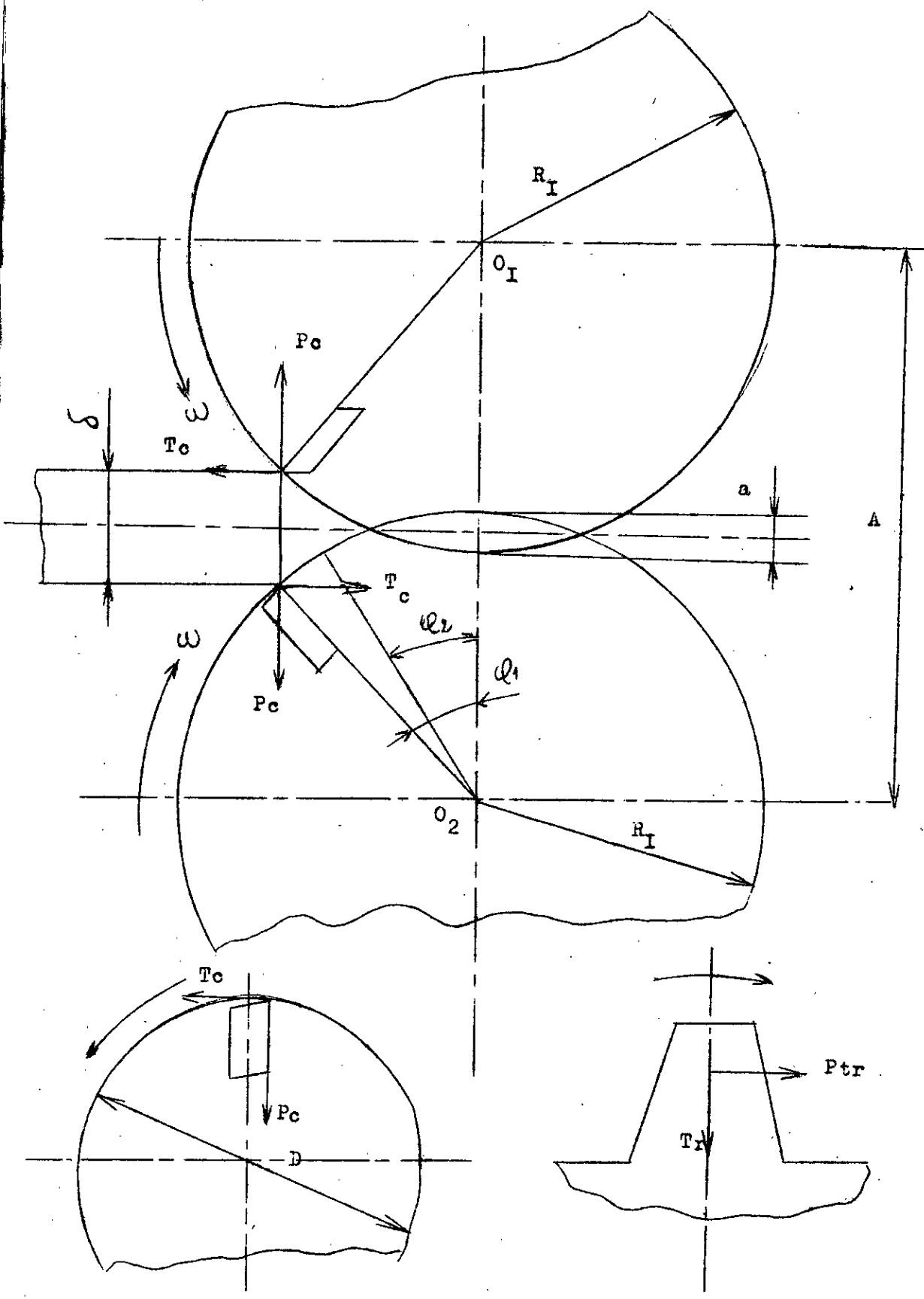
- δ : épaisseur de la tôle $\delta = (0,08 \dots 0,6 \text{ mm})$

- L'angle d'inclinaison de l'arête tranchante du couteau avec l'horizontal $\alpha = 10^\circ$ (Valeur recommandée).

$$b_0 = \frac{2 \cdot 0,3 \cdot 0,6}{\operatorname{tg} 10^\circ} = 123,75 \text{ mm}$$

On prend : $b_0 = 120 \text{ mm}$

Détermination de l'effort nécessaire pour une coupe de métal de tôle d'acier à l'aide d'un couteau incliné.



$$P_c = \frac{E_{pc} \cdot \sigma_r \cdot \delta^2}{\text{tg} \alpha} \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot \text{tg} \alpha}{E_{pc}} + \frac{\sigma_r}{\sigma_r + 160 \cdot E_{pc}} \right)$$

L'application numérique donne :

$$P_c = \frac{0,3 \cdot 65 \cdot 0,6^2}{\text{tg} 10^\circ} \cdot \left(1 + \frac{2 \cdot \text{tg} 10^\circ}{0,3} + \frac{65}{65 + 160 \cdot 0,3} \right)$$

$$P_c = 3850 \text{ daN.}$$

Au moment de la coupe il apparaît un effort tangentiel T_c situé dans le plan perpendiculaire au plan de coupe.

Il est évalué à $0,35 P_c$.

$$T_c = 0,35 \cdot P_c = 0,35 \cdot 3850 = 1347,5 \text{ daN.}$$

On prend : $T_c = 1350 \text{ daN.}$

IV-2 Calcul des moments de torsion.

Paramètres utilisés;

- P_c : Effort de coupe radial
 - T_c : Effort de coupe tangentiel.
 - A : Entre-axe des tombeurs
 - R : Rayon des trajectoires des couteaux
 - φ_1 : Angle correspondant au début de la phase de coupe
 - φ_2 : Angle correspondant à la fin de la coupe
 - φ : Angle de coupe
- $$\varphi = (\varphi_1 - \varphi_2)$$
- δ : Epaisseur de la bande.
 - a : Pénétration radiale des couteaux.
 - E_{pc} : Profondeur relative de coupe.

IV-2-1 Détermination de φ_1

$$\cos \varphi_1 = 1 - \frac{a + \delta}{2 \cdot R} = 1 - \frac{1,70 + 0,6}{2 \cdot 114} = 0,9899$$

$$\Delta \text{VEC : } a = 0,4 \cdot \delta + (b/2) \cdot \text{tg} \alpha$$

$$= 0,4 \cdot 0,6 + (1000/2) \cdot \text{tg} 10^\circ = 1,694 \text{ mm}$$

On prend : $a = 1,70 \text{ mm}$

b : Largeur de la bande

α : Angle d'inclinaison du couteau.

$$\cos \varphi_1 = 0,9899 \text{ entraîne } \varphi_1 = \arccos(0,9899) = 8,145^\circ$$

IV-2-2 Détermination de φ_2 :

$$\cos \varphi_2 = 1 - \frac{a + E \cdot \delta}{2 \cdot R}$$

Le produit $E \cdot \delta$ est la distance entre les sommets des arêtes tranchantes des couteaux à la fin de la coupe.

$$E \cdot \delta = (1 - E_{pc}) \cdot \delta = (1 - 0,3) \cdot 0,6 = 0,42 \text{ mm}$$

$$\cos \varphi_2 = 1 - \frac{1,70 + 0,42}{2 \cdot 114} = 0,9907$$

$$\varphi_2 = \arccos(0,9907) = 7,819 = 7^\circ 49' 8''$$

IV-2-3 Détermination de l'angle de coupe φ

$$\varphi = \varphi_1 - \varphi_2 = 8,145 - 7,819 = 0,325^\circ = 0^\circ 19' 30''$$

L'angle moyen de coupe :

$$\varphi' = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2} = 7,9820^\circ = 7^\circ 58' 55''$$

IV-2-4 Moment de torsion appliqué au tambour inférieur.

$$\begin{aligned} M_1 &= P_c \cdot R \cdot \sin \varphi' - T_c \cdot R \cdot \cos \varphi' = R \cdot (P_c \cdot \sin \varphi' - T_c \cdot \cos \varphi') \\ &= 0,114 \cdot (3850 \cdot \sin 7,9820 - 1350 \cdot \cos 7,9820) = -91,495 \text{ daN.m} \end{aligned}$$

On prend : $M_1 = -95 \text{ daN.m}$
 (-) signe de direction.

IV-2-5 Moment de torsion appliqué au tambour supérieur.

$$\begin{aligned} M_2 &= P_c \cdot R \cdot \sin \varphi' + T_c \cdot R \cdot \cos \varphi' \\ &= 0,114 (3850 \cdot \sin 7,982 + 1350 \cdot \cos 7,982) = 213,355 \text{ daN.m} \end{aligned}$$

On prend :

$$M_2 = 214 \text{ daN.m}$$

IV-2-6 Moment de torsion appliqué sur l'arbre menant de la cassette.

$$M = M_1 + M_2 = -95 + 214 = 119 \text{ daN.m}$$

IV-2-7 Moment de perte dans l'engrenage.

$$M\eta = (1 - \eta) \cdot (M_2 + M_d)$$

avec :

η : Coefficient de rendement = 0,98

M_d : Moment dynamique absorbé complètement dans l'engrenage.

Il détermine la valeur des pertes dans l'engrenage due aux forces de frottements etc...

$$M_d = I_t \cdot \varepsilon_{\max} = I_t \cdot \frac{\omega_{\max}}{t} = I_t \cdot \eta \cdot \frac{n_{\max}}{30 \cdot t}$$

$$n_{\max} = \frac{60 \cdot V_{\max} \cdot K_{va}}{\pi \cdot D} \cdot K_{va}$$

$$N_{\max} = 599,762 \text{ tr/mn}$$

On prend :

$$n_{\max} = 600 \text{ tr/mn.}$$

D'après les normes de l'usine de construction des machines lourdes URAL

On prend $t = 8 \text{ s}$, temps de ralentissement optimal.

D'où on tire :

$$M_d = \frac{10,809 \cdot \pi \cdot 600}{30 \cdot 8 \cdot 60} = 1,4149 \text{ daN.m}$$

On prend :

$$M_d = 1,5 \text{ daN.m}$$

Le moment de perte sera alors :

$$M_{\eta} = (1 - \eta) \cdot (M_2 + M_d)$$

$$= (1 - 0,98) \cdot (214 + 1,5) = 43,1 \text{ daN.m}$$

IV-2-8 Moment statique réelle sur l'arbre menant.

$$M_{st} = M + M_{\eta} = 119 + 43,1 = 162,1 \text{ daN.m}$$

On prend : $M_{st} = 162 \text{ daN.m}$

VI-3 Calcul de la machine à dresser .

(calcul du moment de torsion de dressage de la tôle)

La cisaïlle et la machine à dresser sont liées entre-elles et sont entraînées par un même moteur. (c'est à dire pour déterminer les efforts complets agissant sur les éléments de la cisaïlle et de la machine à dresser, il convient de calculer le moment de torsion agissant sur les éléments de la machine à dresser)

Données de base de la machine à dresser.

- $\delta = 0,08 \dots 0,6 \text{ mm}$

- Largeur de la bande: $b = 1000 \text{ mm}$.

- Matériau constructif de la bande

$\sigma_r \leq 65 \text{ daN/mm}^2$ (résistance limite à la rupture)

$\sigma_e \leq 40 \text{ daN/mm}^2$ (résistance limite d'élasticité)

- Nombre de rouleaux de la machine 17

- Diamètre des rouleaux de travail $d = 48 \text{ mm}$

- Diamètre des rouleaux d'entraînement $D = 162 \text{ mm}$

Le moment total de torsion (dressage) est égal :

$$M_t = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5$$

Avec:

M_1 : Moment nécessaire pour la déformation élastique de la bande

M_2 : Moment de frottement des rouleaux sur la bande.

M_3 : Moment de frottement dans les paliers des rouleaux d'appui.

M_4 : Moment de frottement roulant des rouleaux d'appui sur les rouleaux de travail.

M_5 : Moment de frottement dans les paliers des rouleaux de travail.

Le moment M_1 est déterminé par la relation suivante:

$$M_1 = \frac{\sigma_e^2 \cdot b \cdot \delta \cdot d}{4 \cdot E} \cdot \sum_{i=1}^{n-1} (C_{pi} + 1/C_{pi} - 2)$$

On pose : $a = \sum_{i=1}^{n-1} (C_{pi} + 1/C_{pi} - 2)$

$= 0,45 \cdot n \cdot (C_{p2} - 3,35) - 0,225 \cdot C_{p2} + 2,25$

$= 0,45 \cdot 17 \cdot (6 - 3,35) - 0,225 \cdot 6 + 2,25 = 21,172$

n : nombre de rouleaux de la machine à dresser.

$Cp_2 \approx 6$: déformation relative calculée sous le deuxième rouleau

a : coefficient réduit de la déformation plastique.

E : module d'élasticité ($E = 21 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$)

L'application numérique nous donne :

$$M_1 = 11,614 \text{ daN.m}$$

Pour déterminer les moments de frottements M_2, M_3, M_4, M_5 , il est nécessaire de connaître la valeur de la pression totale de la bande sur les rouleaux de la machine à dresser.

La pression totale sur les rouleaux est déterminée par la condition d'équilibre des moments des forces extérieures courbant la bande et les efforts intérieurs créant les moments.

Pendant les courbures élastiques : $M_e = \frac{\sigma_e \cdot b \cdot \delta^2}{6}$

Pendant les courbures plastiques : $M_p = 1,5 \cdot M_e$

La pression totale est déterminée par la relation suivante :

$$\sum P = \frac{5 \cdot \sigma_e^2 \cdot b \cdot \delta^2}{3 \cdot t} \cdot (n - 2)$$

t = 50 mm Entre-axe entre deux rouleaux voisins de la machine à dresser

n = 17

L'application numérique donne :

$$\sum P = 228 \ 000 \text{ daN}$$

Connaissant la pression totale et en utilisant la relation suivante on détermine M_2 .

$$M_2 = \sum P \cdot \mu \quad \text{où}$$

$\mu = 0,0002$ m, coefficient de frottement roulant des rouleaux sur la bande

L'application numérique donne :

$$M_2 = 228 \ 000 \cdot 0,0002 = 57,6 \text{ daN.m.}$$

Pour le calcul de M_3 , on utilise la formule :

$$M_3 = \sum P \cdot f \cdot d/2$$

Avec $f = 0,01$, Coefficient de frottement dans les paliers.

$d = 40\text{ mm}$; diamètre du tourillon des rouleaux d'appui.

L'application numérique donne :

$$M_3 = 57,6 \text{ daN.m}$$

La détermination de M_4 se fait identiquement que M_2 .

$$M_4 = \sum P \cdot \mu = 0,0002 \cdot 228\,000 = 57,6 \text{ daN.m}$$

μ : Coefficient de frottement roulant des rouleaux d'appui sur les rouleaux de travail.

Le calcul est aussi pareil pour M_5 .

$$M_5 = \sum P \cdot f \cdot d_I/2 = 228\,000 \cdot 0,0132/2 \cdot 10^{-3} = 46,08 \text{ daN.m}$$

On adoptera : $M_5 = 46 \text{ daN.m}$

$d_I = 32\text{ mm}$, diamètre du tourillon des rouleaux de travail.

Finalement on obtient le moment de torsion total de la machine à dresser r.

$$M_t = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5 = 230,494 \text{ daN.m}$$

On adoptera :

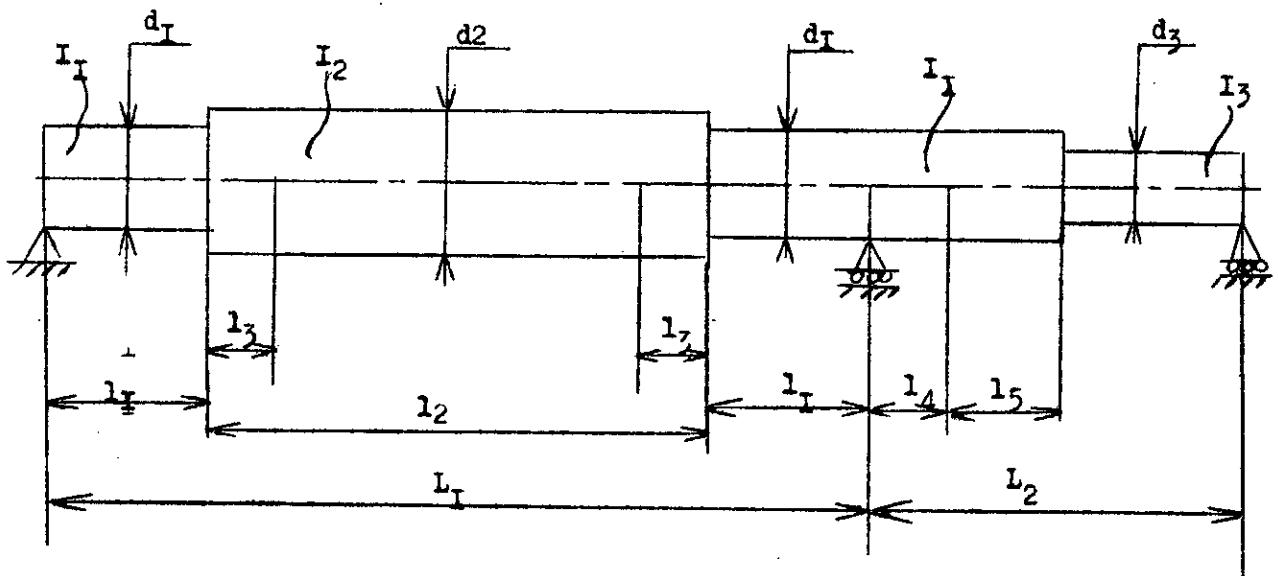
$$M_t = 231 \text{ daN.m}$$

Remarque :

Le moment de torsion apparaissant pendant le travail de la machine à dresser agit pendant tout le temps du travail de la cisaille vue, la liaison rigide qui existe entre elles.

IV-4 Vérification du tombour à la résistance et à la rigidité.

Schéma de calcul du tombour de la cisaille volante
(plan vertical)



$$l_1 = 137 \text{ mm}$$

$$L_1 = 1374 \text{ mm}$$

$$l_2 = 1100 \text{ mm}$$

$$L_2 = 475 \text{ mm}$$

$$l_3 = 50 \text{ mm}$$

$$I_1 = \pi \cdot \left(\frac{d_1^4}{64} \right) = 1679,2893 \text{ cm}^4$$

$$l_4 = 113 \text{ mm}$$

$$I_2 = \pi \cdot \left(\frac{d_2^4}{64} \right) = 13265,062 \text{ cm}^4$$

$$l_5 = 275 \text{ mm}$$

$$I_3 = \pi \cdot \left(\frac{d_3^4}{64} \right) = 667,828 \text{ cm}^4$$

$$d_1 = 136 \text{ mm} ; \quad d_2 = 228 \text{ mm} , \quad d_3 = 108 \text{ mm}$$

On adoptera pour le calcul les moments d'inerties suivants :

$$I_1 = 1679 \text{ cm}^4$$

$$I_2 = 13265 \text{ cm}^4$$

$$I_3 = 667 \text{ cm}^4$$

6 On choisit l_3 en fonction de la largeur de la bande à couper

La relation suivante donne :

$$l_3 = \frac{l_2 - b}{2} = \frac{1100 - 1000}{2} = 50 \text{ mm}$$

b : largeur de la bande.

Pendant le travail de la cisaille le tombour est soumis dans le plan vertical à :

• Une charge Q_{pc} uniformément répartie due à l'effort de coupe P_c

Elle est déterminée par la relation :

$$Q_{pc} = \frac{P_c}{1,2 \cdot 2,13}$$

A.N :

$$Q_{pc} = 38,5 \text{ daN/cm}$$

- Une charge Q_{tr} uniformément répartie sur l'engrenage due à l'effort Tr (Tr effort radial créé par l'engrenement)

Pour déterminer la charge Q_{tr} , il est nécessaire de connaître d'abord l'effort radial Tr .

Il est donné par : $Tr_1 = Ptr \cdot \text{tg } 20^\circ$

Avec Ptr : effort tangentiel engendré par l'engrenement.

On calcul Ptr qui correspond au moment de torsion appliqué au tambour, le plus grand

$$Ptr = \frac{M_2}{R_1} = \frac{214}{0,114} = 1877,193 \text{ daN}$$

M_2 : Moment de torsion appliqué au tambour supérieur.

R : Rayon du tambour.

On aura alors :

$$Tr = \frac{M_2}{R} \cdot \text{tg } 20^\circ$$

A.N :

$$Tr = 683,242 \text{ daN}$$

On prend : $Tr = 684 \text{ daN}$.

Finalement Q_{tr} sera : $Q_{tr} = Tr/15 = 24,872 \text{ daN/cm}$

On adoptera :

$$Q_{tr} = 25 \text{ daN/cm.}$$

- Une charge Q_t due au poids du tambour P_t .

Le poids du tambour est $P_t = 441 \text{ daN}$.

$$Q_t = \frac{P_t}{L_t} = \frac{441}{1849} = 2,385 \text{ daN/cm}$$

La charge due au poids du tambour est très faible devant les autres charges, on la néglige.

Pendant le travail de la cisaille le tambour est soumis dans le plan horizontal à :

- Une charge Q_{tc} uniformément répartie engendrée par l'effort radial T_c de coupe .

$$Q_{tc} = T_c/b = 1350/100 = 13,5 \text{ daN/cm.}$$

- Une charge Q_{ptr} uniformément répartie, engendrée par l'effort tangentiel P_{tr} au niveau de l'engrenement.

$$Q_{ptr} = P_{tr}/l_5 = M_2 / R \cdot l_5 = 6826,256 \text{ daN/m}$$

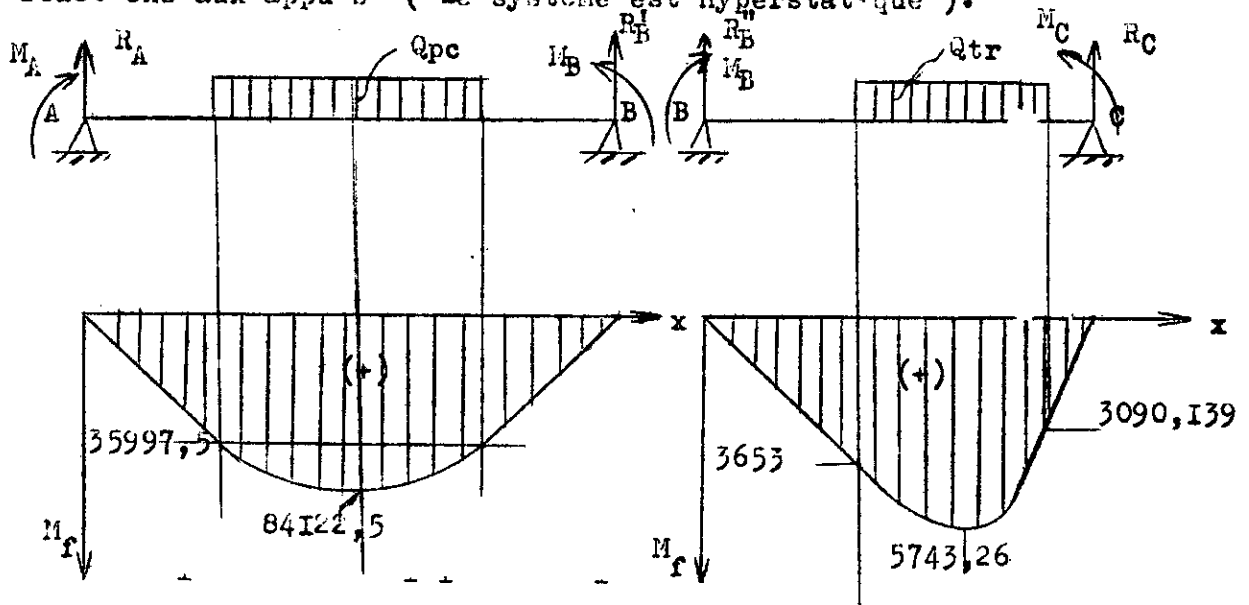
$$Q_{ptr} = 66,26 \text{ daN/cm}$$

On prend :

$$Q_{ptr} = 70 \text{ daN/cm.}$$

-- Etude et tracé du moment fléchissant du troueur supérieur dans le plan vertical .

On utilise le théorème des trois moments pour la détermination des réactions aux appuis (Le système est hyperstatique).



Les équations de l'équilibre statique donnent :

$$\sum F_{ext} = 0 ; R_A + R_B^I - P_c = 0$$

$$\sum M_{t/B} = 0 ; R_A \cdot L_I - P_c \cdot L_I/2 = 0$$

La résolution donne :

$$R_A = R_B^I = P_c/2$$

Etude du moment fléchissant le long de la travée (AB)

Zone I : $0 \leq x \leq l_1$

$$x = 0 ; M(0) = 0 \text{ daN.cm}$$

$$M(x) = R_A \cdot x = Pc/2 \cdot x$$

$$x = l_1 ; M(l_1) = 35997,5 \text{ daN.cm}$$

Zone II : $l_1 \leq x \leq l_1 + l_2$

$$M(x) = R_A \cdot x - \frac{Qpc}{2} \cdot (x - l_1)^2$$

$$- x = l_1 ; M(l_1) = 35997,5 \text{ daN.cm}$$

$$- x = l_1 + l_2 ; M(l_1 + l_2) = 35997,5 \text{ daN.cm}$$

Zone III : $l_1 + l_2 \leq x \leq 2 \cdot l_1 + l_2$

$$M(x) = R_A \cdot x - Pc \cdot \left(x - \frac{2 \cdot l_1 + l_2}{2} \right)$$

$$- x = l_1 + l_2 ; M(l_1 + l_2) = 35997,5 \text{ daN.cm}$$

$$- x = 2 \cdot l_1 + l_2 ; M(2 \cdot l_1 + l_2) = 0 \text{ daN.cm}$$

Calcul du moment fléchissant maximal

On dérive l'équation du moment fléchissant dans la zone II, on égalise à zéro pour déterminer l'abscisse 'x', puis on remplace cette 'x' dans l'équation du moment dans la zone II, on aura le moment maximal.

$$M_{\max} = 84122,5 \text{ daN.cm}$$

Etude du moment fléchissant le long de la travée (BC)

--Détermination des réactions:

Les équations de l'équilibre statique donnent:

$$\sum F_{\text{ext}} = 0 ; R_B'' + R_C - Tr = 0$$

$$\sum M^t/B = 0 ; R_C \cdot L_2 - Tr \cdot (l_4 + l_5/2) = 0$$

La résolution donne :

$$R_B'' = 323,28 \text{ daN} ; R_C = 360,72 \text{ daN}$$

Zone I : $0 \leq x \leq l_4$

$$M(x) = R_B'' \cdot x$$

$$- x = 0 ; M(0) = 0 \text{ daN.cm}$$

$$- x = l_4 ; M(l_4) = 3653,064 \text{ daN.cm}$$

Zone II : $l_4 \quad x \quad l_4 + l_5$

$$M(x) = R_B'' \cdot x - Q_{tr}/2 \cdot (x - l_4)^2$$

$$- x = l_4 \quad ; \quad M(l_4) = 9653,064 \text{ daN.cm}$$

$$- x = l_4 + l_5 \quad ; \quad M(l_4 + l_5) = 3090,139 \text{ daN.cm}$$

Zone III : $l_4 + l_5 \quad x \quad L_2$

$$M(x) = R_B'' \cdot x - Q_{tr} \cdot l_5 \cdot (x - (l_4 + l_5/2))$$

$$- x = l_4 + l_5 \quad ; \quad M(l_4 + l_5) = 3090,139 \text{ daN.cm}$$

$$- x = L_2 \quad ; \quad M(L_2) = 0 \text{ daN.cm}$$

Calcul-du moment fléchissant maximal :

On dérive l'équation du moment fléchissant-dans la zone II, on égalise à zéro pour déterminer l'abscisse " x ", puis on remplace cette " x " dans l'équation du moment dans la zone II, on aura le moment maximal.

$$- M_{max} = 5743,26 \text{ daN.cm}$$

L'application du théorème des trois moments exige la connaissance de A_1 , A_2 , \tilde{a}_1 , \tilde{b}_2

Calcul de A_1 : l'aire du diagramme du moment fléchissant de la travée (AB)

$$A_{11} = \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{l_1 \cdot M(l_1)}{2} + \frac{l_2}{2} \cdot M(l_1) + \frac{2}{3} \cdot \frac{l_2}{2} \cdot (M_{max} - M(l_1)) \right)$$

L'application numérique donne :

$$A_1 = 7481236,6 \text{ cm}^2$$

\tilde{a}_1 : distance au centre de gravité à partir du point A

$$\tilde{a}_1 = l_{11} + \frac{l_{21}}{2} = 68,7 \text{ cm}$$

Calcul de A_2 : l'aire du diagramme du moment fléchissant de la travée (BC).

$$A_2 = \left(\frac{l_4}{2} \cdot M(l_4) + \left(\frac{24,23 - l_4}{2} \right) \cdot M(l_4) + \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{24,23 - l_4}{2} \right) \cdot (M_{max} - M(l_4)) \right) + \left(\frac{l_4 + l_5 - 24,23}{2} \right) \cdot M(l_4 + l_5) + \frac{2}{3} \cdot \left(\frac{l_4 + l_5 - 24,23}{2} \right) \cdot (M_{max} - M(l_4 + l_5)) + \left(\frac{L_1 - l_4 - l_5}{2} \right) \cdot M(l_4 + l_5)$$

L'application numérique donne :

$$A_2 = 170127,48 \text{ cm}^2$$

Pour déterminer \tilde{b}_2 , on calcul d'abord X_g (distance au centre de gravité/B)

Tracé du diagramme du moment fléchissant du système hyperstatique .

Zone I : $0 \leq x \leq l_1$

$$M(x) = R_A \cdot x$$

$$- x = 0 ; M(0) = 0 \text{ daN.cm}$$

$$- x = l_1 ; M(l_1) = 27489 \text{ daN.cm}$$

Zone II : $l_1 \leq x \leq l_1 + l_2$

$$M(x) = R_A \cdot x - Qpc/2 \cdot (x-l_1)^2$$

$$- x = l_1 ; M(l_1) = 27489 \text{ daN.cm}$$

$$- x = l_1 + l_2 ; M(l_1 + l_2) = -18011 \text{ daN.cm}$$

Zone III : $l_1 + l_2 \leq x \leq 2 \cdot l_1 + l_2$

$$M(x) = R_A \cdot x - Pc \cdot (x - l_1 - l_2/2)$$

$$- x = l_1 + l_2 ; M(l_1 + l_2) = -18011 \text{ daN.cm}$$

$$- x = 2 \cdot l_1 + l_2 ; M(2 \cdot l_1 + l_2) = -62517 \text{ daN.cm}$$

Zone IV : $2 \cdot l_1 + l_2 \leq x \leq 2 \cdot l_1 + l_2 + l_4$

$$M(x) = (R_A - Pc + R_B) \cdot x + Pc \cdot (l_1 + l_2/2) - R_B (2 \cdot l_1 + l_2)$$

$$- x = 2 \cdot l_1 + l_2 ; M(2 \cdot l_1 + l_2) = -62517 \text{ daN.cm}$$

$$- x = 2 \cdot l_1 + l_2 + l_4 ; M(2 \cdot l_1 + l_2 + l_4) = -44041,5 \text{ daN.cm}$$

Zone V : $l_1 + l_4 \leq x \leq l_1 + l_4 + l_5$

$$M(x) = R_A \cdot x - Pc \cdot (x - l_1 - l_2/2) + R_B \cdot (x - l_1) - Qtr/2 \cdot (x - l_1 - l_4)^2$$

$$- x = l_1 + l_4 ; M(l_1 + l_4) = -44041,5 \text{ daN.cm}$$

$$- x = l_1 + l_4 + l_5 ; M(l_1 + l_4 + l_5) = -8532,125 \text{ daN.cm}$$

Zone VI : $l_1 + l_4 + l_5 \leq x \leq l_1 + l_2$

$$M(x) = R_A \cdot x - Pc \cdot (x - l_1 - l_2/2) + R_B \cdot (x - l_1) - Tr \cdot (x - l_1 - l_4 - l_5/2)$$

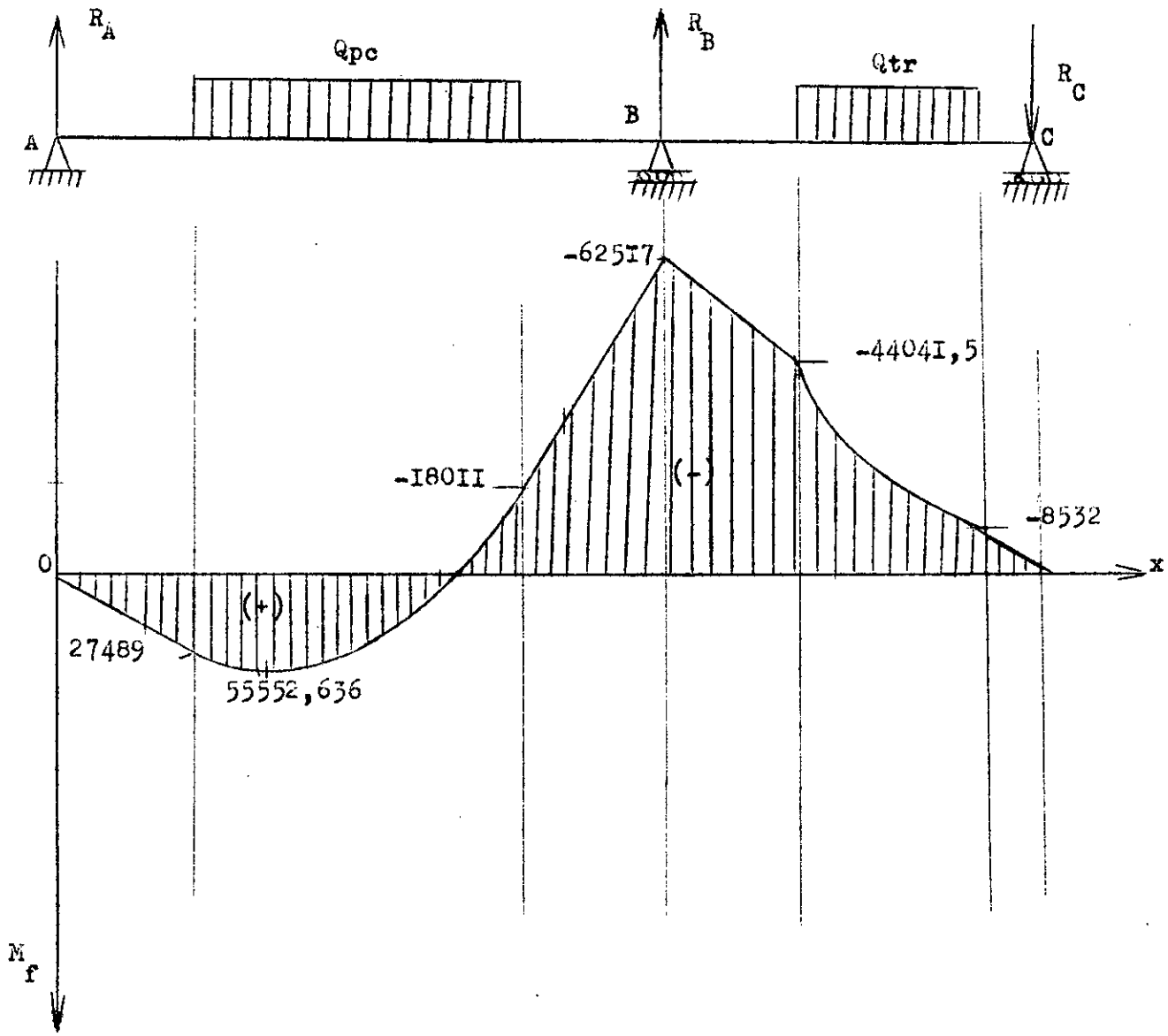
$$- x = l_1 + l_4 + l_5 ; M(l_1 + l_4 + l_5) = -8532,125 \text{ daN.cm}$$

$$- x = l_1 + l_2 ; M(l_1 + l_2) = 0 \text{ daN.cm}$$

$$x = 56,88 \text{ cm} ; M_{\max} = 55552,636 \text{ daN.cm}$$

$$x = 137,4 \text{ cm} ; M_{\max} = -62517 \text{ daN.cm}$$

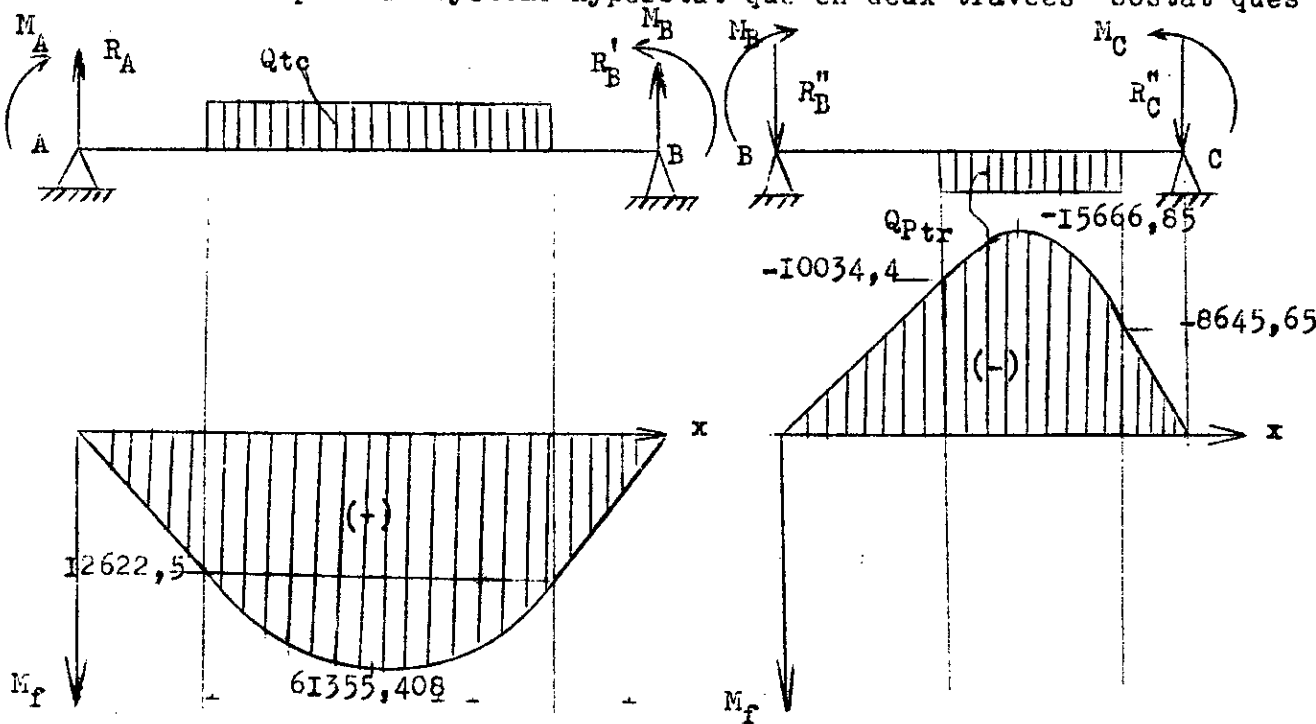
Diagramme du moment fléchissant dans le plan vertical :



-- Etude et tracé du moment fléchissant du tambour supérieur dans le plan horizontal .

De la même manière, on utilise le théorème des trois moments pour la détermination des réactions aux appuis.

On décompose le système hyperstatique en deux travées isostatiques



Les équations de l'équilibre statique donnent :

$$\sum F_{ext} = 0 ; R_A + R_B - T_c = 0$$

$$\sum M/B = 0 ; R_A \cdot L_I - T_c \cdot L_I/2 = 0$$

La résolution donne :

$$R_A = R_B = 675 \text{ daN.}$$

Etude du moment fléchissant le long de la travée (AB).

Zone I : $0 \leq x \leq l_I$

$$M(x) = R_A \cdot x$$

$$- x = 0 ; M(0) = 0 \text{ daN.cm}$$

$$- x = l_I ; M(l_I) = 12622,5 \text{ daN.cm}$$

Zone II : $l_I \leq x \leq l_I + l_2$

$$M(x) = R_A \cdot x - Q_{tc}/2 \cdot (x - l_I)^2$$

$$- x = l_I ; M(l_I) = 12622,5 \text{ daN.cm}$$

$$- x = l_I + l_2 ; M(l_I + l_2) = 12622,5 \text{ daN.cm}$$

Zone III : $l_1 + l_2 \leq x \leq L_I$

$$M(x) = R_A \cdot x - Tc_1(x - L_I/2)$$

$$- x = l_1 + l_2 ; M(l_1 + l_2) = 12622,5 \text{ daN.cm}$$

$$- x = L_I ; M(L_I) = 0 \text{ daN.cm}$$

Calcul du moment fléchissant maximal/

On dérive l'équation du moment-fléchissant dans la zone II, on égalise à zéro pour déterminer l'abscisse 'x', puis on remplace cette 'x' dans l'équation du moment dans la zone II, on aura le moment maximal.

$$M_{max} = 61355,408 \text{ daN.cm}$$

Etude du moment fléchissant le long de la travée (BC).

- Détermination des réactions:

Les équations de l'équilibre statique donnent .

$$\sum F_{ext} = 0 ; -R_B'' - R_C + P_{tr} = 0$$

$$\sum M/B_1 = 0 ; -R_C \cdot L_2 + P_{tr} \cdot (l_4 + l_5/2) = 0$$

La résolution donne :

$$R_C = 989 \text{ daN.} ; R_B'' = 888 \text{ daN.}$$

Zone I : $0 \leq x \leq l_4$

$$M(x) = -R_B'' \cdot x$$

$$- x = 0 ; M(0) = 0 \text{ daN.cm}$$

$$- x = l_4 ; M(l_4) = -10034,4 \text{ daN.cm}$$

Zone II : $l_4 \leq x \leq l_4 + l_5$

$$M(x) = -R_B'' \cdot x + (P_{tr}/2)(x - l_4)^2$$

$$- x = l_4 ; M(l_4) = -10034,4 \text{ daN.cm.}$$

$$- x = l_4 + l_5 ; M(l_4 + l_5) = -8645,65 \text{ daN.cm}$$

Zone III : $l_4 + l_5 \leq x \leq L_2$

$$M(x) = -R_B'' \cdot x + P_{tr} \cdot (x - l_4 - l_5/2)$$

$$- x = l_4 + l_5 ; M(l_4 + l_5) = -8645,65 \text{ daN.cm}$$

$$- x = L_2 ; M(L_2) = 0 \text{ daN.cm}$$

Calcul du moment fléchissant maximal :

On dérive l'équation du moment fléchissant dans la zone II, on égalise à zéro pour déterminer l'abscisse 'x', puis on remplace cette 'x' dans l'équation du moment dans la zone II, on aura le moment maximal.

$$M_{\max} = - 15666,85 \text{ daN.cm.}$$

De la même manière, on détermine A_1 , A_2 , \tilde{a}_1 , \tilde{b}_2

L'application numérique donne :

$$A_1 = 4747151,3 \text{ cm}^2$$

$$\tilde{a}_1 = 68,7 \text{ cm}$$

$$A_2 = - 466659,35 \text{ cm}^2$$

$$\tilde{b}_2 = 23,442 \text{ cm}$$

Le théorème des trois moments appliqué à la travée (AB ; BC).

$$M_A \cdot L_1 + 2 \cdot M_B \cdot (L_1 + L_2) + M_C \cdot L_2 = - 6 \cdot (A_1 \cdot \tilde{a}_1 / L_1 + A_2 \cdot \tilde{b}_2 / L_2)$$

Aux points A et C on a des appuis simples donc $M_A = M_C = 0$

L'application numérique donne :

$$M_B = - 34774,557 \text{ daN.cm}$$

On détermine maintenant les valeurs des réactions réelles.

- travée (AB) :

$$R_A = 421,91 \text{ daN.} \quad ; \quad R_B = 928,09 \text{ daN.}$$

6 travée (BC) :

$$R_B = 155,0355 \text{ daN} \quad ; \quad R_C = 1721,9665 \text{ daN.}$$

Finalement, les réactions dans le plan horizontal sont :

$$R_A = 422 \text{ daN.}$$

$$R_B = 773 \text{ daN.}$$

$$R_C = 1722 \text{ daN.}$$

Tracé du diagramme du moment fléchissant du système hyperstatique :

Zone I : $0 \leq x \leq l_1$

$$M(x) = R_A \cdot x$$

$$- x = 0 ; M(x) = 0 \text{ daN.cm}$$

$$- x = l_1 ; M(l_1) = 7891,4 \text{ daN.cm}$$

Zone II : $l_1 \leq x \leq l_1 + l_2$

$$M(x) = R_A \cdot x - (Q_{tc}/2) \cdot (x - l_1)^2$$

$$- x = l_1 ; M(l_1) = 7891,4 \text{ daN.cm}$$

$$- x = l_1 + l_2 ; M(l_1 + l_2) = -17408,6 \text{ daN.cm}$$

Zone III : $l_1 + l_2 \leq x \leq 2 \cdot l_1 + l_2$

$$M(x) = R_A \cdot x - T_c \cdot (x - l_1 - l_2 / 2)$$

$$- x = l_1 + l_2 ; M(l_1 + l_2) = -17408,6 \text{ daN.cm}$$

$$- x = 2 \cdot l_1 + l_2 ; M(2 \cdot l_1 + l_2) = -34762,2 \text{ daN.cm}$$

Zone IV : $2 \cdot l_1 + l_2 \leq x \leq L_I + l_4$

$$M(x) = R_A \cdot x - T_c \cdot (x - l_1 - l_2 / 2) + R_B \cdot (x - L_I)$$

$$- x = 2 \cdot l_1 + l_2 ; M(2 \cdot l_1 + l_2) = -34762,2 \text{ daN.cm}$$

$$6 \quad x = L_I + l_4 ; M(L_I + l_4) = -36513,70 \text{ daN.cm}$$

Zone V : $L_I + l_4 \leq x \leq L_I + l_4 + l_5$

$$M(x) = R_A \cdot x - T_c \cdot (x - l_1 - l_2 / 2) + R_B \cdot (x - L_I) + (Q_{ptr} / 2) \cdot (x - L_I - l_4)^2$$

$$- x = L_I + l_4 ; M(L_I + l_4) = -36513,70 \text{ daN.cm}$$

$$- x = L_I + l_4 + l_5 ; M(L_I + l_4 + l_5) = -14307,45 \text{ daN.cm}$$

Zone VI : $L_I + l_4 + l_5 \leq x \leq L_I + L_2$

$$M(x) = R_A \cdot x - T_c \cdot (x - l_1 - l_2 / 2) + R_B \cdot (x - L_I) + P_{tr} \cdot (x - L_I - l_4 - l_5 / 2)$$

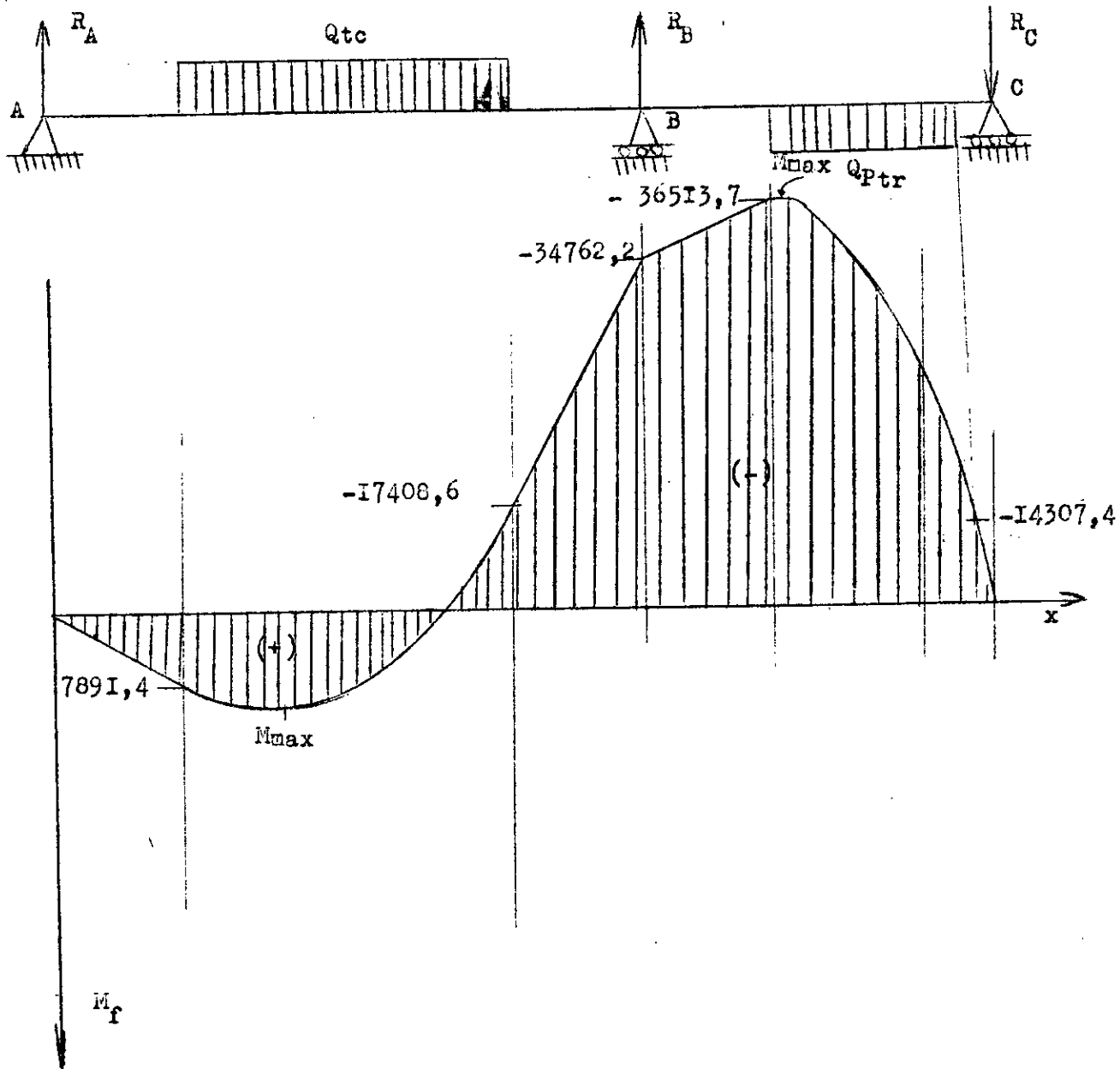
$$- x = L_I + l_4 + l_5 ; M(L_I + l_4 + l_5) = -14307,45 \text{ daN.cm}$$

$$- x = L_I + L_2 ; M(L_I + L_2) = 0 \text{ daN.cm}$$

$$x = 49,96 \text{ cm} ; M_{max} = 14487,104 \text{ daN.cm.}$$

$$x = 150,91 \text{ cm} ; M_{max} = -36685,307 \text{ daN.cm.}$$

Diagramme du moment fléchissant dans le plan horizontal :



Effort	Pc	Tc	Ptr	Tr	RA	RB	RC		
planV	3850	0	0	684	1470	4015	-952		
planH	0	1350	1877	0	422	773	-1722		
total	3850	1350	1877	684	1529	4088	1967	/	/
/	M ^t (A)	M ^t (E)	M ^t (R)	M ^t (N)	M ^t (D)	M ^t (B)	M ^t (L)	M ^t (H)	M ^t (C)
planV	0	20139	27489	-18011	-29911	-62517	-44041	-8532	0
planH	0	5781	7898	-17408	-22048	-34762	-36518	-14307	0
total	0	20952	28601	25049	37159	71531	57210	16658	0

IV-4-I Vérification à la résistance statique.

Le calcul à la résistance statique se fait en partant de la charge maximale.

Le tombour est construit avec un acier au nickel-chrome dont les caractéristiques mécaniques sont les suivantes :

- Limite de résistance à la rupture..... $\sigma_r = 75 \text{ daN/mm}^2$
- Limite d'élasticité $\sigma_e = 43 \text{ daN/mm}^2$
- Limite d'endurance à la flexion..... $\sigma_f = 30 \text{ daN/mm}^2$
- Limite d'endurance à la torsion..... $\tau_f = 15 \text{ daN/mm}^2$

- Le moment de torsion est évalué $0,5.M_2$ dans la section (I), au environ du milieu du tombour, et à M_2 dans la section où agit le moment fléchissant maximal (section II).

- En utilisant les diagrammes du moment fléchissant, on a déterminé la section dangereuse. Elle se situe au point-B (section II). - Le moment résistant dans la section II est plus faible qu'à la section (I).

IV-4-I-I Détermination des flèches du tombour supérieur.

Le calcul se fait d'après la méthode R.I28.00.805 DE l'usine U.U.M.L (Usine , URAL, Des Machines, Lourdes).

La flèche dans n'importe quelle section d'une poutre due à l'action de certaines forces est égale à la somme des flèches due à l'action de chaque force. (Principe de l'indépendance de l'action de force).

- Dans notre cas, on considère le tombour supérieur comme une poutre à deux travées constituant un système hyperstatique.

Avec une étude analogue du tombour inférieur on trouve les mêmes résultats.

- Pour le schéma du chargement dans le plan vertical la flèche s'écrit :

$$Y_v = Y_{P_c} + Y_{T_r} \quad \text{Avec}$$

- Y_{P_c} : flèche dans la section du point d'application de P_c

- Y_{T_r} : flèche dans la section du point d'application de T_r

- Pour un découpage de bande de épaisseurs différentes les expressions de la flèche seront :

$$Y_1 = a.P_{c1} + b.T_{r1}$$

$$Y_2 = a.P_{c2} + b.T_{r2}$$

En utilisant la relation de la flèche on peut écrire :

$$Y_v = a \cdot P_c + b \cdot T_r$$

$$Y_h = c \cdot T_c + d \cdot P_{tr}$$

D'après la méthode de (U.U.M.L), pour les cisailles du type considéré (avec lames inclinées), et pour les épaisseurs de bande à découper (0,08.....0,6 mm), les coefficients a, b, c, d, ont les valeurs suivantes.

$$a = 1,2486 \cdot 10^{-5}$$

$$c = 2,355 \cdot 10^{-5}$$

$$b = 0,0076 \cdot 10^{-5}$$

$$d = 0,6708 \cdot 10^{-5}$$

L'application numérique donne :

$$Y_v = a \cdot P_c + b \cdot T_r = 1,2486 \cdot 10^{-5} \cdot 3850 + 0,0076 \cdot 10^{-5} \cdot 684$$

$$Y_h = c \cdot T_c + d \cdot P_{tr} = 2,355 \cdot 10^{-5} \cdot 1350 + 0,6708 \cdot 10^{-5} \cdot 1877$$

$$Y_v = 4,81 \cdot 10^{-2} \text{ cm} = 0,481 \text{ mm}$$

$$Y_h = 4,4383 \cdot 10^{-2} \text{ cm} = 0,44383 \text{ mm}$$

Les valeurs obtenues sont admissibles d'après la méthode (U.U.M.L).

IV-4-1-2 Calcul du coefficient de sécurité dans la section (I)

Pour calculer le coefficient de sécurité dans la section (I), il est nécessaire de connaître :

- Le moment de torsion.

$$M_t(I) = \frac{M_2}{2} = \frac{214}{2} = 107 \text{ daN.m}$$

- Le moment résistant à la flexion.

$$W_f = \frac{I_2}{R} = \frac{13265}{11,4} = 1163,5965 \text{ cm}^3$$

- Le moment de résistance à la flexion

$$W_t = 2 \cdot W_f = 2 \cdot 1163,5965 = 2327,193 \text{ cm}^3$$

- La contrainte normale de flexion.

$$\sigma_f = \frac{M_f(I)}{W_f} = \frac{57326,414}{1163,5965} = 49,2665 \text{ daN/cm}^2$$

- La contrainte tangentielle à la torsion.

$$\tau_t = \frac{M_t(I)}{W_t} = \frac{10700}{2327,193} = 4,5978 \text{ daN/cm}^2$$

Le coefficient de sécurité à la flexion sera en fin.

$$n_{\sigma} = \frac{1,2 \sigma_a}{\sigma_f} = \frac{1,2 \cdot 4300}{49,2665} = 104,736$$

Le coefficient de sécurité à la torsion .

$$n_{\tau} = \frac{0,6 \cdot \sigma_e}{\tau_t} = \frac{0,6 \cdot 4300}{4,5978} = 561,138$$

Le coefficient de sécurité total.

$$n_t = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{104,736 \cdot 561,138}{\sqrt{104,736^2 + 561,138^2}} = 102,95$$

$$n_t = 102,95 > n_{ad} = 2,5$$

Par un calcul analogue, on détermine le coefficient de sécurité dans la section dangereuse (section II)

$$\sigma_f = \frac{M_f(\max)}{W_f} = \frac{72398,719}{246,91} = 293,325 \text{ daN/cm}^2$$

$$\tau_t = \frac{M_t(\text{II})}{W_t} = \frac{21400}{493,82} = 43,335 \text{ daN/cm}^2$$

Moment de résistance à la flexion W_f

$$W_f = \frac{I}{r} = \frac{1679}{6,8} = 246,91 \text{ cm}^3$$

$$W_t = 2 \cdot W_f = 2 \cdot 246,91 = 493,82 \text{ cm}^3$$

Détermination du moment fléchissant max dans la section II

$$M_f(\max) = (M_{fv}^2 + M_{fh}^2)^{1/2} = (62517^2 + 36513,7^2)^{1/2} = 72398,719 \text{ daN.Cm}$$

Ayant toutes ces contraintes, on détermine a.s.m. le coefficient de sécurité total par la formule.

$$n_t = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{(n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2)^{1/2}}$$

$$n_{\sigma} = \frac{1,2 \cdot \sigma_e}{\sigma_f} = \frac{1,2 \cdot 4300}{293,325} = 17,59$$

$$n_{\tau} = \frac{0,6 \cdot \sigma_e}{\tau_t} = \frac{0,6 \cdot 4300}{43,335} = 59,536$$

$$n_t = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{(n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2)^{1/2}} = \frac{17,536 \cdot 59,536}{(17,59^2 + 59,53^2)^{1/2}} = 16,869$$

$$n_t = 16,869 \quad n_{ad} =$$

En conclusion, on peut dire que la section la plus dangereuse est celle dont le coefficient de sécurité est plus faible.

C O N C L U S I O N
=*=*=*=*=*=*=*=*=*=*=*=*=*=*=*=*=*

Le modeste travail tel qu'il soit présenté, m'a offert une occasion pour réfléchir et essayer de trouver des solutions à un certain nombre de problèmes en utilisant mes propres capacités intellectuelles.

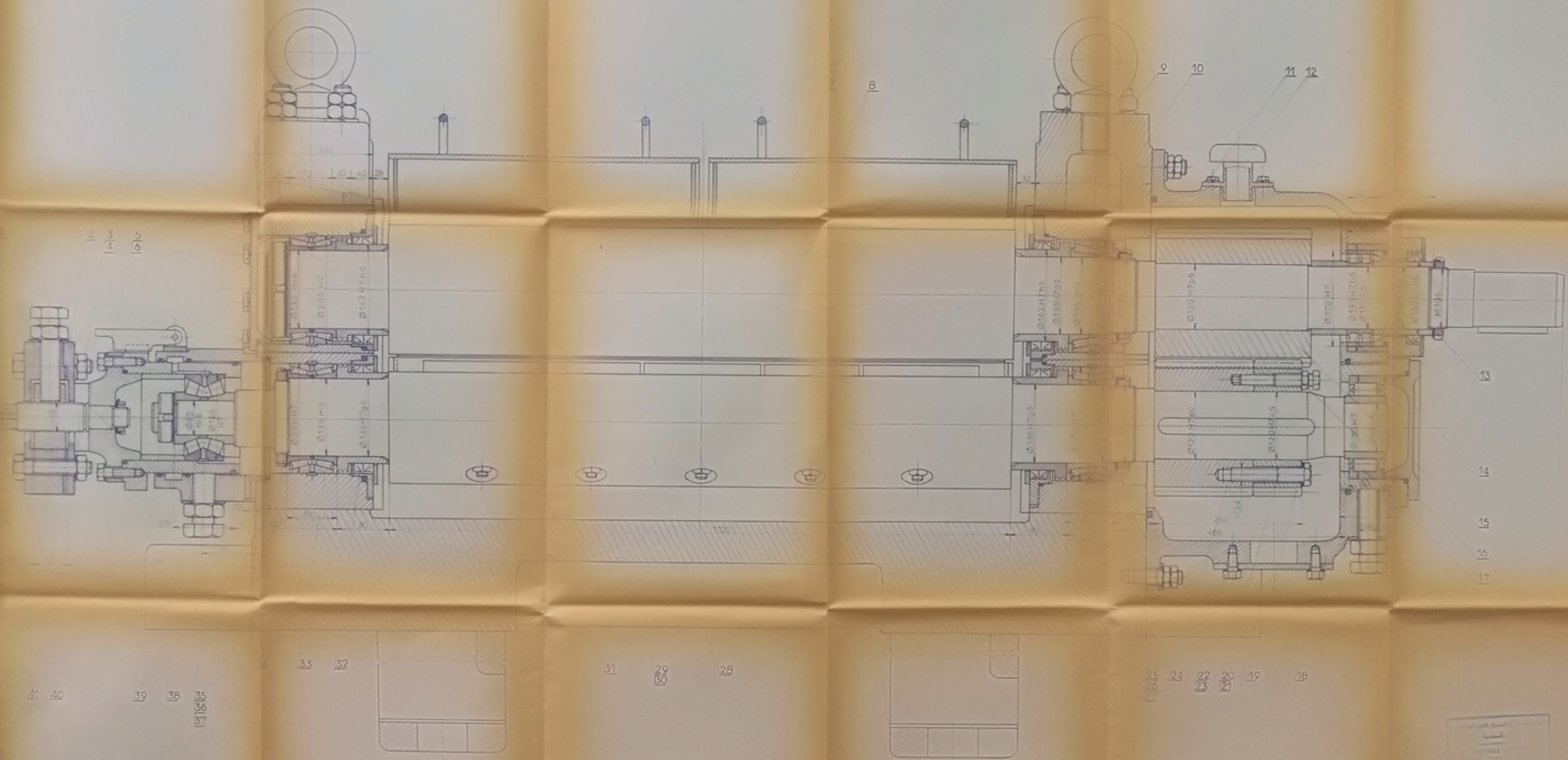
L'étude qui a été faite paraît bien claire incomplète dans la plus part des cas, elle a dévoilée les points les plus essentiels pour la conception plus rigoureuse de pareilles machines.

Elle m'a permis de connaître la grande importance de la conception des machines lourdes et de leur perfectionnement dans l'industrie moderne

Il est bien entendu souhaitable que cet étude soit reprise avec un certain approfondissement des points déjà traités afin d'être éventuellement exploitée dans l'avenir.

BIBLIOGRAPHIE :

- 1 - Les laminoires
A . TELEKOV ; -V . SMIRNOV (MOSCOU 1968)
- 2 - Reglage des machines à dresser des bandes minces
SVEBLOV (MOSCOU) 1961
- 3 - Equipement mécanique des ateliers des laminages à froid
GAI -KHEMITCH (MOSCOU 1972)
- 4 - Cisaillles pour la coupe des produits laminés
I . LEONOV (MOSCOU 1972)
- 5 - Construction actuelle des cisaillles de coupe transversale en U.R.S.S
et à l'étranger
N . KRELOV- (MOSCOU 1966)
- 6 - Modernisation des cisaillles volantes des chaînes de coupe I,2-4xI850
B . POPOV
- 7 - Théorie des mécanismes
I .-ARTOBOLEVSKI (MOSCOU 1965)
- 8 - Notions de résistances des matériaux Tome I,II
GUY . VILLARD
- 9 - Eléments de construction des machines
I .-VANOV- (MOSCOU 1967)
- 10 - Aide mémoire de l'élève dessinateur et du dessinateur industriel
M . NORBERT ; R . PHILLIPPE- Edition 1972
- 11 - Roulement SKF ; Butées ; Paliers ; Catalogue N° 256
- 12 - Normes de U.U.M.L
SVELOVSKI
- 13 - Thèse de fin d'études
H . Chabane (Promotion janvier 1983)



1:1
1:1
1:1

33 32

31 29 28
60

25 24 22 20 19 18
26 23 21
27

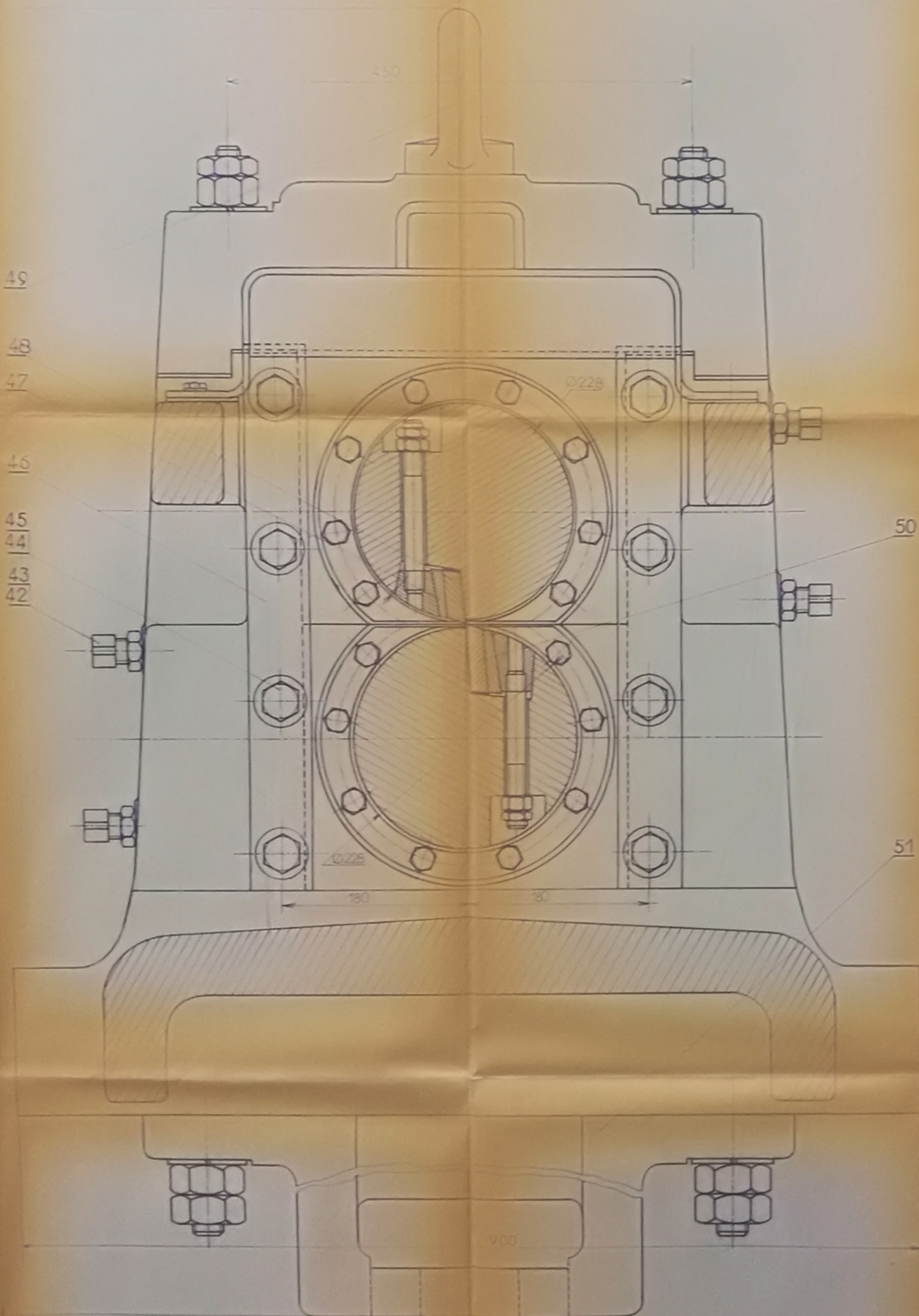
LIBRARY
UNIVERSITY
OF YAMOUSSOUKRO

UNIVERSITY
OF YAMOUSSOUKRO
LIBRARY

1:1 (A)

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

ENBA



PM01084
P.2(1)

51	Pied	2	A56	A 35-501
50	Couteau inférieur	1	20NC11	—
49	Manette de levage	2	A56	A 35-501
48	Couteau supérieur	1	20NC11	—
47	Clavette à pente unilatérale	10	XC42	A 35-501
46	Plaque d'arrêt	4	CC10	—
45	Rondelle W 20	16	XC651	E 27-623
44	Vis Hu M18x60	16	CC20	E 27-623
43	Ecrou Hu M24	8	—	E 27-623
42	Vis d'arrêt GP M24	8	XC35	E 27-623
41	Étrier	1	F20	—
40	Tige	1	XC25	—
39	Ecrou SKF Ø55	1	XC38	N3 KM11
38	Roulement Spécial	1	—	—
37	Rondelle WL 52	7	XC651	E 27-623
36	Ecrou Hu M48	7	CC20	E 27-623
35	Vis Hu M48x90, 48x150	7	—	E 27-623
34	Ecrou SKF Ø125	4	XC38	N3 KM11
33	Roulement Spécial	4	—	—
32	Joint d'étanchéité	10	Coussinets	—
31	Bati	1	Ft 20	—
30	Goujon M20x140	10	XC38	E 27-623
29	Ecrou Hu M 20	20	CC20	E 27-623
28	Arbre inférieur	1	30NC11	—
27	Goujon M24x95	16	XC38	E 27-623
26	Rondelle WL Ø27	16	XC651	E 27-623
25	Vis HM 24x110	16	CC20	E 27-623
24	Arbre supérieur	1	30NC11	—
23	Rondelle WL Ø27	4	XC651	E 27-623
22	Vis Hu M12x35	8	XC10	E 27-623
21	Rondelle WL Ø27	4	XC651	E 27-623
20	Vis HM 24x110	4	CC20	E 27-623
19	Coussinets de guidage de jeu	1	30CD12	A 35-501
18	Cartier	1	Ft 20	—
17	Roulement Ø85	1	—	NU2317
16	Vis de réglage Mm 24	4	CC20	E 27-623
15	Engrenage hélicoïdal	1	30CD12	A 35-501
14	Roulement 110NN	1	—	NN3027
13	Ecrou SKF Ø106	1	CC35	N3 KM11
12	Bouchon à dépression	1	A37	A 35-501
11	Vis H M10x28	6	CC20	E 27-623
10	Corps Supérieur	2	Ft	—
9	Ecrou Hb M36	32	CC20	E 27-623
8	Couvercle de protection	1	A37	A 35-501
7	Tambour Supérieur	1	30NC11	—
6	Rondelle WL Ø18	16	XC651	E 27-623
5	Vis HM 16x55	16	CC20	E 27-623
4	Rondelle WL Ø27	2	XC651	E 27-623
3	Vis H M 24x120	2	CC20	E 27-623
2	Couvercle	1	A37	A 35-501
1	Dispositif de serrage	1	A37	A 35-501

DESIGNATION Nb MATIERE OBSERV

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

SALLE 10-11

Benkousas B. Troitski I.

Janvier 1984

ENPA

BIBLIOTHÈQUE

Page 10/14

17



72 73 80 81 82

83

84

85

86

87

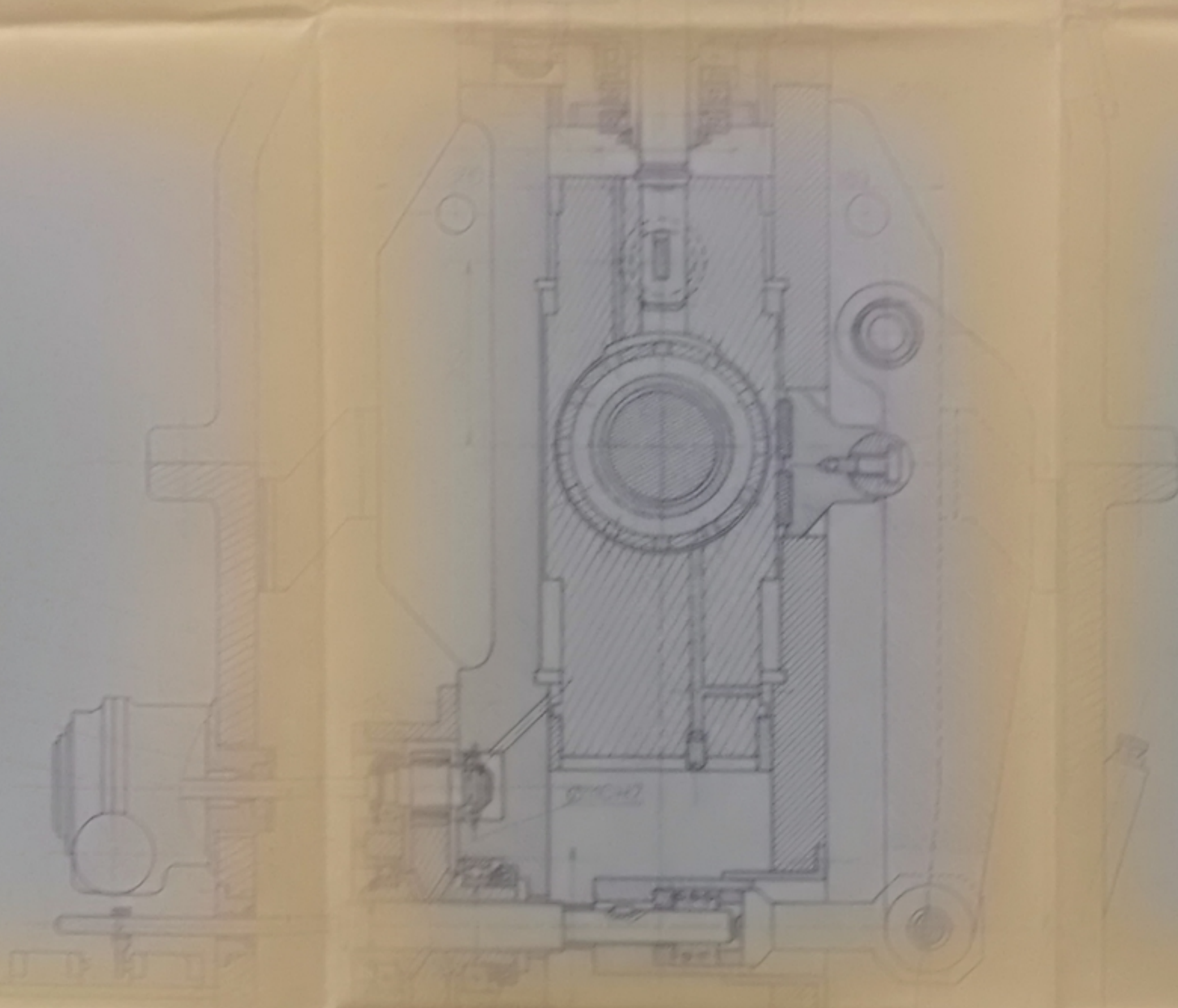
88

89

90

91

18 19 20 21 22



97 98 99

93 92

100

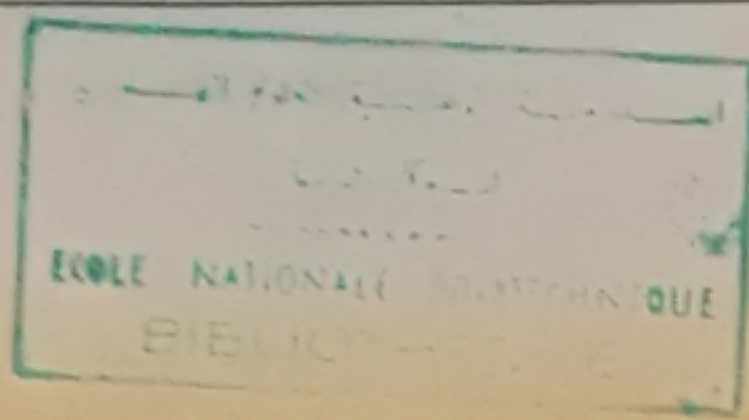
101

SCIENTIFIC LIBRARY
BIBLIOTHÈQUE

PM 10004
P. 2 (2)

ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

NO	ES	MECANIQUE	
		STATIQUE	



PM01084
P.3

102	Vis d'assemblage HM16x45	16		E 27-311
101	Roulement 50BC63	2		N°6310
100	Ecrou SKF Ø 35	1		N°KM7
99	Joint d'étanchéité	3		Paulstra
98	Moto-réducteur	2		
97	Barre	1	Fonte	
96	Tige filetée M70	1	CC 35	A 35-551
95	Roulement 100BC62	2		N°6220
94	Engrenage droit	1	42CD4	
93	Bulée à billes Ø100	1		N°51122
92	Ressort	1	AcierMnSi	
91	Bouchon de vidange	1		E 27-581
90	Joint	1		Caoutchouc
89	Joint	1		Caoutchouc
88	Support	1	A 37	A 35-551
87	Axe	1	CC 35	A 35-501
86	Bague	1	UE 14	
85	Couvercle	1	A 33	A 35-501
84	Vis de depression	1	A 33	
83	Ecrou SKF Ø 90	1		N°KM18
82	Bulée à billes Ø100	2		N°51220
81	Roulement 100BC62	2		N°6220
80	Roulement 50BC62	2		N°6210
79	Vis d'assemblage HM18x28	8	CC 20	E 27-311
78	Clavette à pente unilatérale	1	CC 45	E 27-657
77	Canter	1	Fonte	
76	Roue dentée	1	42CD4	
75	Bague entretoise	1	A 37	A 35-501
74	Rondelle plate Ø18N	12	CC 10	E 27-611
73	Vis d'assemblage HM16x60	12	CC 20	E 27-311
72	Boite à roulements	1	A 56	A 35-501
71	Cale	2		
70	Bague entretoise	1	A 37	
69	Rondelle plate Ø16N	6	CC 10	E 27-611
68	Vis d'assemblage HM14x25	6	CC 20	E 27-311
67	Couvercle	1	A 37	A 35-501
66	Roulement 150SD23	1		N°22330
65	Couvercle	1	A 37	A 35-501

63	Rondelle plate Ø 20N	6	CC 10	E 27-611
62	Vis d'assemblage HM18x45	6	CC 20	E 27-311
61	Boite à roulements	1	A 56	A 35-501
60	Couvercle	1	A 56	A 35-501
59	Roulement 160SD22	1		N°22232
58	Clavette 7-36x20x130	1	CC 45	E 27-657
57	Axe	1	42CD4	
56	Bague Paulstra	1		Joint
55	Rondelle plate Ø14N	12	CC 10	E 27-611
54	Vis d'assemblage HM12x45	12	CC 20	E 27-311
53	Rondelle plate Ø18N	12	CC 10	E 27-611
52	Vis d'assemblage HM16x75	12	CC 20	E 27-311
51	Roulement 160SD22	1		N°22232
50	Volant	1	Fonte	
49	Ecrou Hh M48	4		E 27-411
48	Rondelle plate Ø 50N	4	CC 10	E 27-611
47	Goujon M48x140	4		E 27-311
46	Couvercle	1	A 56	A 35-501
45	Vis d'assemblage HM16x25	6	CC 20	E 27-311
44	Vis d'assemblage HM12x30	8	CC 20	
43	Couvercle	2	A 37	A 35-501
42	Bague de guidage	2	UE14	
41	Axe conique	2	42CD4	
40	Rondelle plate Ø 40N	2		E 27-611
39	Ecrou Hm 39	2		E 27-411
38	Bague entretoise Ø160x30	2	A 56	A 35-501
37	Roulement 170SD31	2		N°23134
36	Support	1	Fonte	
35	Corps	1	Fonte	
34	Bague d'arrêt	1	A 37	A 35-501
33	Tige	1	CC 35	A 35-551
32	Bague entretoise Ø 260x180	1	A 56	A 35-501
31	Bague entretoise Ø170x180	1	A 56	
30	Traverse	1	Fonte	
29	Rondelle plate Ø 45N	8	CC 10	E 27-611
28	Vis d'assemblage HM42x90	8	CC 20	E 27-311
27	Cale de réglage	4	A 33	A 35-501
26	Coulisse menée	1	42CD4	
25	Roulement 200SD22	1		N°22240
24	Bague entretoise Ø160x30	1	A 56	A 35-501
23	Bague entretoise Ø160x140	1	A 56	A 35-501
22	Boite à Roulements	1	A 56	NEA 35-501
21	Roulement 160SD22	1		N°22232
20	Bague Paulstra	1		Joint
19	Bague entretoise Ø150x140	1	A 37	NFA 35-501
18	Couvercle	1	A 37	NFA 35-501
17	Rondelle plate Ø 16	12	CC 10	E 27-611
16	Vis d'assemblage HM14x40	12	CC 20	E 27-311
15	Rondelle plate Ø 18	12	CC 10	E 27-611
14	Vis d'assemblage HM16x75	12	CC 20	E 27-311
13	Cale	2	A 37	NFA 35-501
12	Vis d'assemblage HM16x25	8	CC 20	E 27-311
11	Ecrou Hm 24	2	CC 35	E 27-411
10	Tige filetée M70	1	CC 35	NFA 35-551
9	Manette de levage	2	A 37	NFA 35-501
8	Couvercle de blocage	1	A 37	NFA 35-501
7	Vis d'assemblage HM8x45	2	CC 20	E 27-311
6	Coulisse	1	A 37	NFA 35-501
5	Bague entretoise	2	A 37	NFA 35-501
4	Plateau	2	A 37	NFA 35-501
3	Couvercle	1	A 37	NFA 35-501
2	Couvercle de blocage	2	A 37	NFA 35-501
1	Coulisse menante	1	42CD4	NFA 35-501

N° DESIGNATION Nb MAT OBS

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE ALGER

ECH: Masse MECANISME DE SYNCHRONISATION

PROMOT: TROITSKI A DEUX MANIVELLES

ETUD: Benkoussas

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE ALGER BIBLIOTHEQUE

