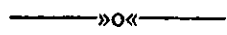


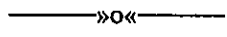
9/83

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

« HOUARI BOUMEDIENNE »



Lex

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

Département de Génie Mécanique

المدرسة الوطنية للعلوم الهندسية
PROJET DE FIN D'ETUDES
»O«
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
INGENIORAT D'ETAT EN GENIE MECANIQUE
BIBLIOTHEQUE

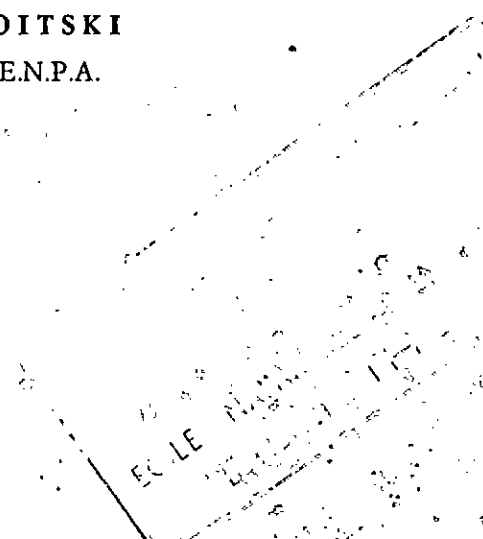
THEME

**MECANISME DE REMPLISSAGE DE
LAMINOIR DE TUBES A FROID**

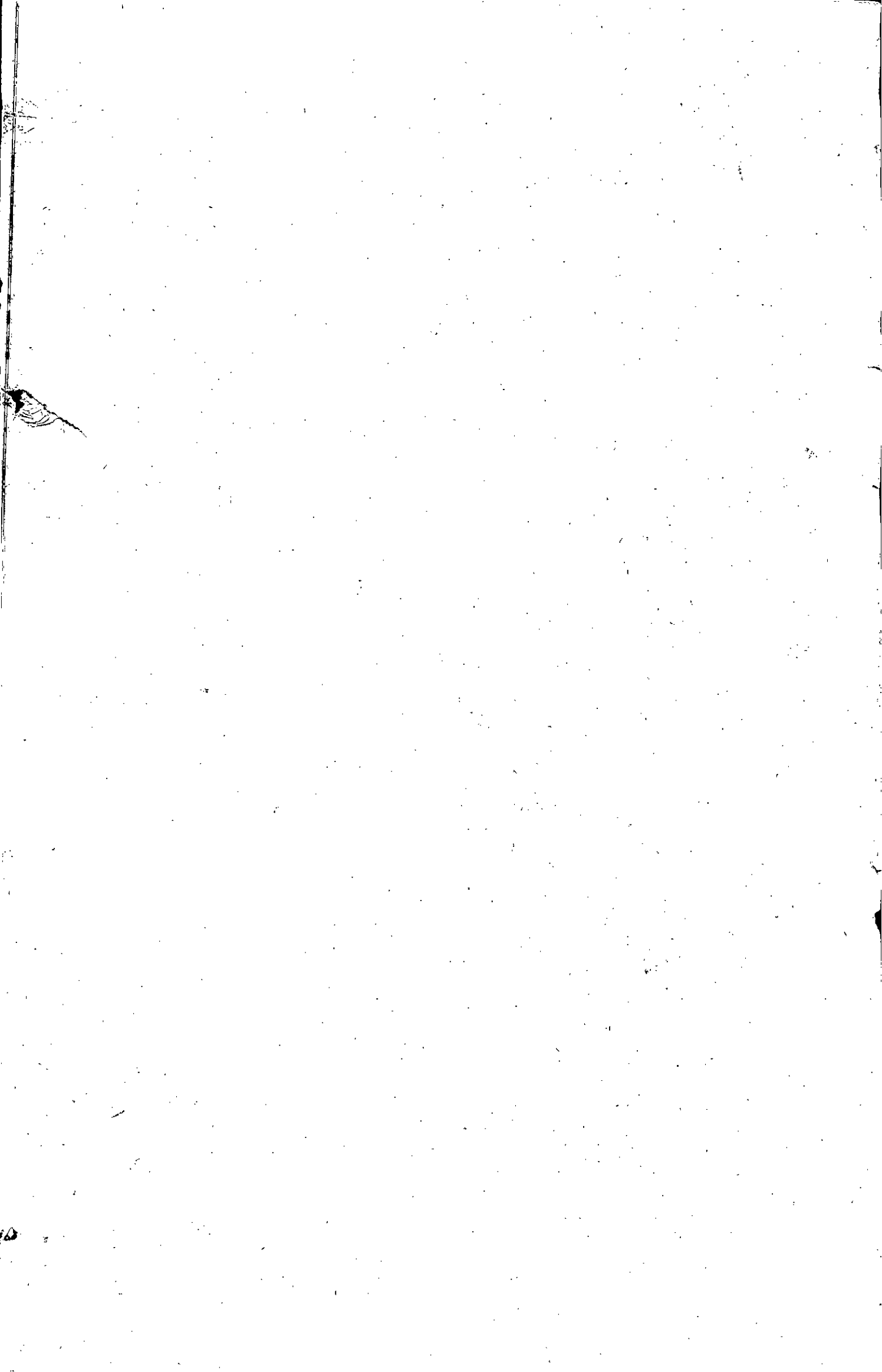
3 PLANCHES

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

Etudié à :
BENCHEIKH LEHOCINE Lazhar



Promotion Juin 1983



MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

»O«

UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE

« HOUARI BOUMEDIENNE »

»O«

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE D'ALGER

Département de Génie Mécanique

»O«

PROJET DE FIN D'ETUDES

»O«

INGENIORAT D'ETAT EN GENIE MECANIQUE

THEME

**MECANISME DE REMPLISSAGE DE
LAMINOIR DE TUBES A FROID**

Proposé et suivi par :

Mr IGOR TROITSKI

Maître Assistant à l'E.N.P.A.

Etudié à :

BENCHEIKH LEHOCINE Lazhàr

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ

اللَّهُمَّ مَا حَلَبْنَا عِلْمًا نُرِيدُ بِهِ مَعْرِفَةَ أَسْرَارِ
كَوْنِكَ إِلَّا رَأَيْنَا عِظَمَ صُنْعِكَ مُتَجَلِيَةً فِيهِ
وَقُصُورَ عَقُولِنَا فِي الْإِحَاطَةِ بِمَا فِيهِ، فَمَا أَعْلَمُكَ
وَمَا أَجْهَلُنَا، وَمَا أَقْدِرُكَ وَمَا أَعْزَمُنَا !
فَسُبْحَانَكَ مِنْ خَالِقِ .

اللَّهُمَّ تَقَبَّلْ مِنَّا أَعْمَالَنَا وَاجْعَلْهَا خَالِصَةً لِرُوحِكَ
الْكَرِيمِ وَوَفِّقْنَا لِلْعَمَلِ بِهَا فِي مَرْضَاتِكَ

آمِينَ

وَالْحَمْدُ لِلَّهِ رَبِّ الْعَالَمِينَ

Remerciements

Je tiens tout particulièrement à remercier M^{eur} IGOR.TROITSKI pour l'assistance et les conseils qu'il n'a cessé de me prodiguer pour l'étude de ce projet de Fin d'étude.

Dans ce travail où j'ai mis le meilleur de moi-même, beaucoup de bonnes choses sont dues à ceux que j'ai eu l'honneur et le plaisir d'avoir comme professeurs ou collaborateurs et dont le dévouement à l'équipe (promotion) m'a été chaque jour un renfort et un exemple.

Je tiens également à remercier

- mes amis qui m'ont réservé leurs conseils
- tous ceux qui m'ont fait l'honneur de ne pas me ménager de leurs critiques

Dedicaces.

Je dédie ce modeste travail

- à mes parents ainsi qu'à ma femme, qui par leur patience et leurs sacrifices ont contribué à ma formation et l'obtention de ce diplôme.
- à tous mes amis

A 1^{ère} PARTIE

I. INTRODUCTION

I.1. Généralités

§.1.1. La mécanique des machines et ses Principes :

§.1.2. Mouvement des mécanismes.

II. ANALYSE STRUCTURALE ET CINEMATIQUE DES MECANISMES

§.2.1. couples cinématiques et leur classification.

§.2.2. Détermination des Positions des éléments des groupes et tracés des trajectoires suivies par les Points des éléments des mécanismes

§.2.3. Détermination des Vitesses et des accélérations par la méthode des épures (grapho-analytique)

III. CALCUL DE RESISTANCE DE LA BARRE

§.3.1. calcul Préliminaire

§.3.2. caractéristiques rapportées à l'axe neutre.

§.3.3. Détermination du centre de gravité de l'ensemble (Barre - crochet - cages de Roulements)

§.3.4. calcul du moment de Flexion.

B. 2^{ème} PARTIE

IV. ANALYSE DYNAMIQUE

§.4.1. étude des forces dans les mécanismes

§.4.2. Calcul de La force Réduite

§.4.3. Détermination des forces de Résistance

a - calcul des forces de Résistance Pour les Positions en charge

b - Détermination des Reactions aux Points (B, A, O₂)

§.4.4. Procédure d'intégration

a. détermination de l'échelle des vitesses.

§.4.5. calcul de la Puissance utile du moteur d'entraînement

a. choix du moteur.

V. CHOIX ET DIMENSIONNEMENT DU REDUCTEUR

§.5.1. calcul Préliminaire

a. calcul du moment de Torsion sur la roue.

b. calcul du module

c. Normalisation.

d. dimensions géométriques principales.

§.5.2. Vitesse de glissement relative de la vis par rapport à la dent

a. Pourcentage de glissement.

§.5.3. calcul du Rendement Précis du Reducteur.

§.5.4. calcul du coefficient réel de service (K).

§.5.5. calcul du nombre de dents équivalents de la roue dentée.

§.5.6. calcul de Vérification des contraintes.

§.5.7. calcul Préliminaire des arbres.

§.5.8. calcul du corp du Reducteur.

VI. CHOIX ET CALCUL DE LA TRANSMISSION.

a. calcul de la transmission

b. Vitesse Périphérique

c. effort périphérique

d. détermination du nombre de courroies.

e. Vérification du rapport de transmission.

f. entre axe minimum.

g. entre axe maximum.

h. calcul de l'effort s'exerçant sur l'arbre.

VII. CALCUL DES FORCES DANS LE REDUCTEUR ET CALCUL DE ROULEMENTS AUX APPUIS DES ARBRES.

§.7.1. calcul de la rigidité

§.7.2. Détermination des efforts agissant sur l'arbre.

a. Détermination du moment de flexion.

§.7.3. Calcul des Roulements.

§.7.4. calcul à l'échauffement

§.7.5. calcul des Paliers.

a. Vérification des conditions d'échauffement

§.7.6. calcul de clavettes.

I. INTRODUCTION.

Le problème de la mécanisation et de l'automatisation des travaux dans divers branches de l'industrie, est l'un des problèmes cruciaux de notre temps. Des nombreux spécialistes voient une issue dans les robots, qui se chargeront des opérations compliquées et exigeant beaucoup de main d'œuvre. Ce genre de matériel participe maintenant aux processus de production. D'une manière générale, on parle de robots tout ce qui peut être automatisé ou commandé électriquement dont son mouvement est cyclique.

Evidemment, c'est une chose qui exige une étude plus approfondie et des dépenses importantes d'un côté; de l'autre côté, elle aide à améliorer la qualité des produits: Augmente de plusieurs fois dans certains cas, la productivité du travail, se substitue aux ouvriers dans des zones dangereuses, nuisibles à la santé.

Ces manipulateurs automatiques, grâce à eux, le nombre d'accidents diminue, libère l'homme des travaux manuels pénibles et de basse qualification. Donc, l'économie procurée par ce matériel du siècle est considérable; ce qui fait que les dépenses pour ce matériel (Robots) sont justifiées.

Une partie importante des Robots est en service dans les forages et le formage à la Presse, l'usinage par enlèvement de matière, dans les ateliers de fonderie, la manutention et le stockage etc...

Par exemple, dans la manutention, on emploie des manipulateurs capables de soulever 500 Kg; on crée des HERCULES d'une force de 700 Kg.

Donc, on peut qualifier notre mécanisme qu'on va étudier plus loin, comme étant un robot de manutention, puisqu'il déplace et charge la machine de tubes à froid prêts à travailler. le tube sort de fonderie.

5.

ayant pour masse 300kg, est déplacé de la table de chargement à l'axe de la machine; ce qui exige un certain nombre d'ouvriers réservés pour un simple déplacement d'ébauche, ainsi que le risque couru par ces ouvriers.

L'importance de ces tubes?

Le processus de laminage de tubes à froid est très utilisé en industrie; il est le plus économique et le plus parfait.

A titre d'exemple, la production de tubes à parois très minces est unique. Le développement de l'industrie est en croissance dans la production des tubes en acier non soudé, favorisant ainsi le processus de laminage à froid; bien sûr, cette croissance ne peut être réalisée que sur la base des progrès techniques, avec des méthodes nouvelles.

Ayant pour but, l'augmentation de la productivité et l'amélioration de la qualité et de la précision, l'homme est en mesure (confronté avec des circonstances variables) d'adapter son action et d'inventer ou d'améliorer les instruments appropriés. Donc l'homme est le seul être qui sache inventer des outils pour agir sur la nature.

I.1. Généralités

§.1.1. la mécanique des machines et ses principales Parties.

le développement des sciences et de la technique moderne est indissolublement lié à la fabrication des machines nouvelles, destinées à rendre le travail de l'homme beaucoup plus productif et plus facile et à lui donner les moyens d'étudier les lois de la nature et la vie humaine.

Toute machine a pour but de substituer à l'homme afin de diminuer l'effort physique et d'accroître le rendement. ces machines peuvent parfois remplacer certains organes de l'homme tels que les bras (mécanismes de manipulations). donc en gros, la machine est un objet qui produit des mouvements mécaniques visant à transformer de l'énergie, de la matière de l'information.

d'après leurs fonctions, les machines se répartissent en différentes catégories

a. machines énergétiques

b. machines de travail

c. machines informatiques.

dans notre cas, ce qui nous intéresse est la machine de travail, qui elle se divise en deux types de machines [transport et Technologique]

Transport: est une machine dont les capacités de travail se réduisent au changement de la position de l'objet à travailler.

Technologique: transforme la matière en changeant la forme, les propriétés et la position du matériau ou de l'objet à travailler.

en ^{ce} vue, on peut dire que notre but consiste à étudier une machine de travail de transport, qui sert à déplacer l'ébauche (cylindres) vers la position de travail (Laminage).

les progrès actuels de la science et de la technique intensifient

l'utilisation des systèmes de machines à action automatique.

Pour créer une machine, l'homme doit mettre en œuvre les dernières réalisations des mathématiques, de la physique, de l'électronique etc. Les dispositifs qui font fonctionner la machine et assurent l'exécution des divers mouvements par les organes de machines sont fondés sur des principes très variés tant pour la production des mouvements, la production du travail ainsi que la transformation d'énergie.

Un système de corps destiné à transformer le mouvement d'un ou de plusieurs corps en des mouvements déterminés d'autres corps, est appelé mécanisme. Ces mécanismes sont extrêmement variés; on trouve des mécanismes hydrauliques, pneumatiques, électriques etc. Du point de vue fonction, ces mécanismes se divisent généralement en.

- a. mécanismes de moteurs et convertisseurs
- b. " de transmission.
- c. " exécutifs
- d. " de commande, de contrôle, de régulation
- e. " d'avance, de transport.
- f. " automatiques, de comptage, de pesage etc.

en résumé, on a à étudier une machine de travail de transport pourvue de mécanisme de transmission (syst d'entraînement).

étant défini le genre de mécanisme à étudier, est-il possible en étudiant les mécanismes de destination diverse, d'appliquer les méthodes générales fondées sur les principes fondamentaux de la mécanique moderne?

La mécanique englobe généralement, la statique, la cinématique, et la dynamique des corps rigides aussi bien que les corps élastiques.

En étudiant la machine et ses mécanismes, on considère les corps solides formant le mécanisme comme étant d'une rigidité parfaite, étant donné que les déplacements provoqués par les déformations élastiques des corps sont faibles par rapport à leurs déplacements subis par les corps aux mêmes et par leurs points isolés. Donc l'analyse cinématique et dynamique n'exigera que la connaissance des méthodes de la mécanique générale.

La mécanique des machines est une science qui comprend deux (2) disciplines.

- Théorie des mécanismes
- Théorie des machines.

La Théorie des mécanismes étudie les propriétés des différents mécanismes usuels employés dans les machines.

La Théorie des machines s'attache à considérer l'ensemble des mécanismes associés formant la machine. Cet ensemble peut être une machine isolée, un groupe de machines etc. On y étudie également des problèmes de la théorie structurale des machines en corrélation avec les projets de schémas de principe des machines susceptibles d'assurer la productivité maximale dans les conditions optimales d'utilisation.

§. 1-2. Mouvement des mécanismes.

Le mouvement des mécanismes dépend de leur structure et des forces qui les sollicitent. Aussi sommes-nous fondés en exposant la théorie des mécanismes, de diviser les problèmes d'analyse en deux parties.

a- analyse structurale et cinématique: (étude purement géométrique de l'organisation de principe des mécanismes et des mouvements des corps

qui forment ces mécanismes, abstraction faite des forces produisant le mouvement des corps].

b. L'analyse dynamique: [étude des méthodes de détermination des forces qui agissent sur les corps formant le mécanisme, au cours du mouvement de ces corps ainsi que les relations qui existent entre les mouvements des corps, les forces sollicitant les corps et les masses des corps]

II. ANALYSE STRUCTURALE ET CINEMATIQUE DES MECANISMES

§.2.1. Couples cinématiques et leur classification.

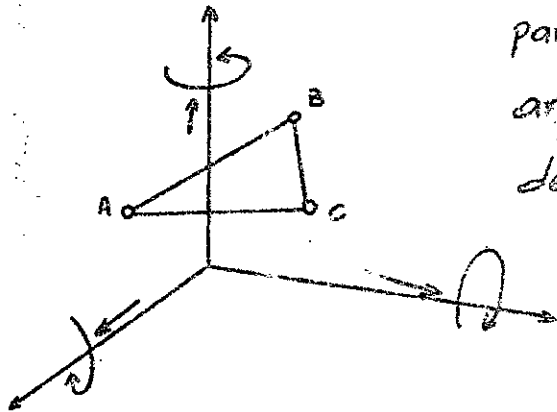
Un couple cinématique est un assemblage mobile de deux éléments en contacts. on peut réunir les éléments en couples cinématiques d'une multitude de façon.

- un couple de rotation (montage concentrique de deux cylindres)
- un couple qui permet le roulement relatif, le glissement et la rotation (contact des dents des engrenages).

le mouvement relatif de chaque élément d'un couple cinématique est assujéti à certaines restrictions qui dépendent du mode d'assemblage des éléments du couple. ces restrictions imposées aux couples cinématiques seront dites conditions de liaisons.

Il est notoire que dans le cas général, tout corps rigide mobile dans l'espace dont la position est déterminée par 3 points quelconques A, B, C, choisies arbitrairement, possède 6 degrés de liberté (voir fig A.1) chaque point est déterminé aussi par 3 coordonnées (x_A, y_A, z_A) , (x_B, y_B, z_B) , (x_C, y_C, z_C) ; ces coordonnées sont liées entre elles par trois conditions de constance de distances AB, BC, CA; donc les paramètres définissant

la position du corps dans l'espace sont au nombre de 6; ce qui nous donne 6 degrés de liberté. le mouvement d'un tel corps est représenté



par la rotation autour des trois axes arbitraire et le glissement le long de ces axes.

le nombre de conditions de liaisons doit être entier et toujours inférieur à 6, car déjà avec 6 conditions de liaisons, les éléments perdent leur mobilité relative et le couple cinématique devient un assemblage rigide de deux éléments. de même le nombre de conditions de liaison ne peut pas être inférieur à un (1), car le nombre de conditions de liaison est égal à zéro (0), signifie que les éléments ne sont pas en contacts et le couple cinématique cesse d'exister; on a alors deux corps qui se déplacent dans l'espace indépendamment l'un de l'autre.

$$1 \leq S \leq 6 \quad S: \text{nombre de conditions de liaison.}$$

Par conséquent le nombre de degrés de liberté (H) d'un élément de couple cinématique animé d'un mouvement relatif peut être exprimé par la relation.

$$H = 6 - S \quad 1.1$$

de l'égalité 1.1, il suit que (H) peut varier aussi de (1 à 5) considérons les différents couples cinématiques pour lesquels les mouvements élémentaires possibles isolés de leurs éléments n'ont entre eux aucune relation fonctionnelle. Pour ces couples, le nbr

de conditions de liaison imposées au mouvement relatif des éléments est égal au nombre de mouvements élémentaires éliminés.

donc, tous ^{les} couples cinématiques sont divisés en classe, en fonction du nombre de conditions de liaison qu'ils imposent au mouvement relatif de leurs éléments. Comme le nombre de liaison varie de 1 à 5, on a 5 classes.

donc, la classe, c'est aussi le nombre de conditions de liaison. de la relation 1.1, on a.

$$S = 6 - H \quad \underline{1.2}$$

notre mécanisme à étudier présente 4 éléments à un (1) seul degré de mobilité.

schéma de la chaîne cinématique.

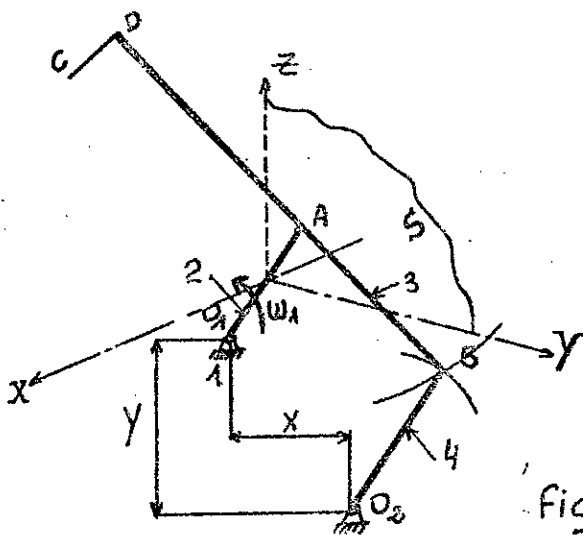


schéma du mécanisme formé par l'adjonction du groupe d'éléments (3) et (4) à l'élément menant (2), au bâti (1)

Fig. 1.2

classe du groupe : V

nombre de conditions de liaison : 5

" de degré de mobilité : 1

Appellation du couple : couple de Rotation.

appliquons le Processus de détermination de La classe, du nombre de degré de liberté etc. au début de cette analyse, on avait dit, que si aucune condition de Liaison n'est imposée au mouvement d'un élément dans l'espace, cet élément possède 6 degrés de Liberté. alors si la chaîne cinématique compte K éléments, le nbre Total de degrés de Liberté est égal à $6K$. La formation des couples cinématiques impose au mouvement relatif des éléments un certain nbre de Liaison Selon La classe du couple. si les éléments de la chaîne considérée compte p_1 couples de classe I, p_2 couples de classe II, ... p_5 couples de classe V alors des $6K$ degrés de Liberté, il faut exclure ceux qui s'éliminent au moment de formation des couples cinématiques. donc le nbre (H) , de la chaîne cinématique sera égal à.

$$H = 6K - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1. \quad \underline{2.1}$$

lorsqu'on étudie le mouvement de tous les éléments de la chaîne, on admet que leurs déplacements absolus ont lieu par rapport à un des éléments considéré comme fixe (bati). si un des éléments de la chaîne est fixe, le nbre Total de degré de Liberté de la chaîne diminue de 6 et le nbre de degré de Liberté par rapport à l'élément fixe sera égal à

$$W = H - 6 \quad \underline{2.2}$$

en substituant à H dans 2.2 son expression tirée de 2.1, on aura

$$W = 6(K-1) - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1.$$

posons $K-1 = n$: nbre d'éléments mobiles de la chaîne cinématique

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1. \quad \underline{2.3}$$

c'est la formule de structure des mécanismes plans

Par cette méthode, vérifions si notre chaîne cinématique possède 1 seul degré de mobilité. Les éléments 1 et 2, constituent un couple (O_1) de classe VI ; les éléments 2 et 3, un couple (A) de classe VI ; les éléments 3 et 4, un couple (B) de classe VI ; et les éléments 4 et 1, un couple O_2 de classe VI ; donc il y a 3 éléments mobiles ($n=3$) et 4 couples de classe VI .

Remarque: La formule de structure 2.3 n'est valable qu'en l'absence de toute condition générale supplémentaire imposée au mouvement des éléments du mécanisme. Ces conditions peuvent varier. On peut exiger par exemple que dans un mécanisme ne comprenant que des couples de rotation de classe VI , les axes de tous ces couples soient parallèles, qu'ils concourent en un point, ce qui est notre cas. Des exigences pareilles modifient sensiblement la nature du mouvement du mécanisme. Ce qui a comme résultat le changement de l'aspect de la formule de structure (2.3). Prenons notre mécanisme où les axes de tous les couples du mécanisme constitué par des couples cinématiques de rotation de classe VI sont parallèles (fig. 1.2).

Soient les coordonnées (x, y, z) dont la direction de l'axe (x) coïncide avec celle des axes des couples, et que les axes (y) et (z) se situent dans un plan perpendiculaire aux axes des couples. Donc les points des éléments du mécanisme (O, A, B, C, O_2) se déplacent dans le plan parallèle à un plan fixe commun (S) contenant les axes (y) et (z) ; ce qui nous donne un mécanisme plan.

Considérons maintenant les restrictions générales imposées aux mouvements de tous les éléments du mécanisme décrit ci-dessus par la condition du parallélisme des axes.

Les éléments du mécanisme ne peuvent pas tourner autour de (y) et (z) , ni se déplacer en translation suivant l'axe (x) , c.à.d que les 6 mouvements

possibles, trois ne sont pas réalisables. restent donc possibles les trois mouvements suivants. [rotation autour de l'axe (X) ou autour des axes parallèles à celui-ci, et la translation le long des axes (Y et Z)]; donc le mouvement des éléments (O_1A et O_2B) se réduit à une rotation autour des axes parallèles à l'axe (X); le mouvement de l'élément (CB) en tant que mouvement plan et parallèle composé peut être représenté comme une rotation autour d'un axe perpendiculaire au plan (S) et une translation parallèle à ce plan. Si le mouvement de tout le mécanisme est assujéti à trois restrictions générales, il convient évidemment d'en tenir compte en déterminant le degré de liberté des éléments isolés et le degré de mobilité du mécanisme tout entier. Si le nombre de degrés de liberté des éléments mobiles du mécanisme était égal à $6n$, le nombre de degrés de liberté des éléments mobiles du mécanisme en question serait égal à

$$(6-3)n = 3n.$$

conformément à cela, au lieu de $5p_5$ liaisons imposées par les couples de classe V, il y'aurait dans le mécanisme considéré $(5-3)p_5 = 2p_5$ liaisons imposées. alors la formule de structure du mécanisme (2.3) devient

$$W = (6-3)n - (5-3)p_5 - (4-3)p_4 - (3-3)p_3 = 3n - 2p_5 - p_4 =$$

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 \quad \underline{2-4}$$

formule de structure pour les mécanismes plans de forme générale.

donc, dans notre mécanisme on a.

$$H = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1 \quad \text{degré de liberté}$$

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1 \quad \text{de mobilité} \rightarrow \text{relation vérifiée.}$$

la formule 2.4 est déduite en 1869 par P. TCHEBYCHEV et porte le nom de Formule de TCHEBYCHEV.

ainsi, nous possédons un mécanisme plan constitué par 3 éléments mobiles formant 4 couples cinématiques de classe I, à un (1) degré de mobilité (w).

En effet, on peut choisir comme élément menant, l'élément (2), ce qui nous donne (1) moteur d'entraînement pour tout le mécanisme).

§.2.2. détermination des positions des éléments des groupes, et tracé des trajectoires suivies par les points des éléments du mécanisme.

Pour résoudre le problème des positions des éléments du mécanisme, on a supposé que notre élément menant tourne à une vitesse angulaire w constante; son accélération angulaire E est nulle; ce mouvement porte le nom de mouvement Permanent ou fondamental.

$$\omega_1 = \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi \cdot 6}{30} = 0,6283 \text{ rad/s.}$$

ce problème peut être résolu, soit par la méthode graphique, analytique ou grapho-Analytique.

Considérons pour notre cas la méthode grapho-analytique; pour cela on doit connaître le schéma cinématique ainsi que les données de base.

μ_e : facteur d'échelle: nombre de mètres représentés par 1 mm sur le schéma.

$$(1 \text{ mm} \rightarrow \mu_e \cdot \text{m})$$

Le tracé des trajectoires des éléments du mécanisme se fera sur (12) positions (voir tracé).

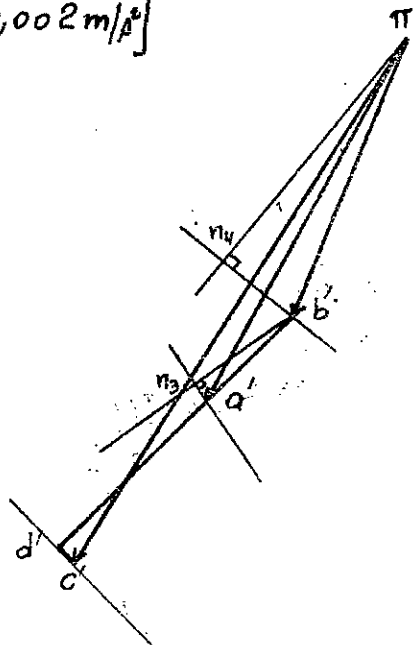
§.2.3. détermination des vitesses et des accélérations Par la méthode des épures.

Prenons une des positions du mécanisme et procédons à la détermination des vitesses et des accélérations de tous les points du mécanisme par la méthode grapho-analytique.

$$\mu_p: [1\text{mm}/0,02\text{m}]$$

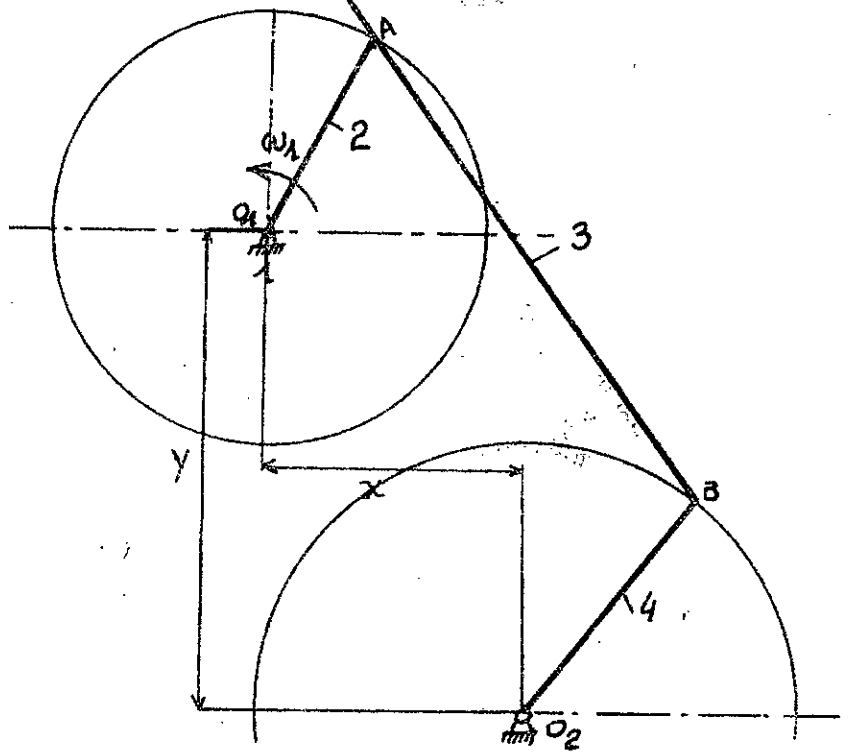
$$\mu_v: [1\text{mm}/0,005\text{m}]$$

$$\mu_a: [1\text{mm}/0,002\text{m}/\text{s}^2]$$



données:

- $O_1A = 280 \text{ mm}$
- $O_2B = 360 \text{ ''}$
- $X = 335 \text{ ''}$
- $Y = 640 \text{ ''}$
- $AB = 740 \text{ ''}$
- $BD = 2000 \text{ ''}$
- $CD = 140 \text{ ''}$
- $n_{\text{sortie}} = 6 \text{ tr}/\text{mn}$



SCHEMA du MECANISME Fig. 1.1:

De deux relations on peut avoir

$$V_A = \omega_A \cdot O_1A = 0,6283 \cdot 280 \cdot 10^{-3} = 0,176 \text{ m/s}$$

$$\underline{2.5} \quad \left\{ \begin{array}{l} \vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{B/A} \quad \text{avec} \quad \vec{V}_{B/A} \perp AB \\ \vec{V}_B = \vec{V}_{O_2} + \vec{V}_{B/O_2} \quad \text{avec} \quad \vec{V}_{B/O_2} \perp O_2B \quad \text{et} \quad \vec{V}_{O_2} = 0 \end{array} \right.$$

donc, on peut toujours décomposer le mouvement du point (B) en mouvement d'entraînement (une translation), et en mouvement relatif (rotation) respectivement autour de (A) ou de (O_2) (voir 2.5).

La vitesse V_A étant connue en module et en direction ainsi que la direction de V_B et de $V_{B/A}$; on peut par la méthode graphique déterminer les vitesses de tous les points. Pour cela, on choisie un pôle (p) de l'épure des vitesses; Portons à partir de ce point le segment (pa) à une échelle qq μ_v , telle que $1 \text{ mm} \rightarrow \mu_v$, la valeur de cette échelle est choisie de façon à faciliter les calculs et à rendre commode le tracé des vecteurs vitesses. donc pour connaître les valeurs réelles des vitesses des points, multiplions leur segment mesuré en (mm) par l'échelle adoptée μ_v . par exemple $V_A = \mu_v \cdot pa$

Après avoir porté le segment (pa), traçons du point (a) la droite support de vitesse relative $V_{B/A} \perp$ à la droite AB. de même traçons du point (p) une droite support de vitesse relative $V_{B/O_2} \perp$ à la droite O_2B ; l'intersection de ces deux droites supports nous donne le point (b); ainsi nous avons déterminé la valeur de la vitesse du point (B) en module et en direction, et le point (b) définit l'extrémité du vecteur vitesse absolue V_B . Reste maintenant à déterminer la vitesse du point C. pour cela utilisons la loi de similitude; cette dernière utilise le rapport de segments de droites.

$$\frac{DB}{AB} = \frac{d_i b_i}{a_i b_i} \Rightarrow d_i b_i = \frac{DB}{AB} \cdot a_i b_i \quad \underline{2.6}$$

Une fois db connue, on trace le segment de droite $DC \perp$ à DB , et du point (p) on trace le vecteur (pc) qui est la valeur de la vitesse absolue du point C.

Ainsi nous avons déterminé toutes les vitesses absolues et relatives de tous les points du mécanisme.

Nota: le sens de rotation de tous les points doit être respecté à chaque fois qu'on veut porter le segment db . de même, pour chaque position, la loi de similitude reste valable. ainsi, nous pourrions calculer les valeurs de $c_i d_i$.

$$\frac{BD}{CD} = \frac{b_i d_i}{c_i d_i} \Rightarrow c_i d_i = \frac{CD}{BD} \cdot b_i d_i \quad \underline{2.7} \quad (\text{voir épure})$$

Pour notre position, on a les valeurs suivantes.

ω_1 rad/s	ω_3 rad/s	ω_4 rad/s	V_A m/s	$V_{B/A}$ m/s	V_B m/s	ab mm	cd mm	db mm	V_C m/s
0,6283	0,044	0,465	0,176	0,0325	0,1675	6,5	1,22	17,56	0,204

$$db = \frac{2000}{740} \cdot 6,5 = 17,56 \text{ mm d'après } \underline{2.6}$$

$$cd = \frac{140}{2000} \cdot 17,56 = 1,22 \text{ mm} \quad \text{''} \quad \underline{2.7}$$

Lors de la recherche des accélérations de ce mécanisme, on connaît le vecteur accélération absolue a_A du point A

$$a_A = \omega_1^2 \cdot O_1 A \quad \underline{2.8}$$

l'épure des vitesses étant construit, les vitesses de tous les points des éléments sont donc connues. ainsi, décomposons le mouvement comme dans le cas des vitesses, en mouvements de Translation et de rotation.

$$a_A = \omega_1^2 \cdot O_1 A$$

$$\underline{2.9} \quad \bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{B/A}^N + \bar{a}_{B/A}^t$$

$$\bar{a}_B = \bar{a}_{O_2} + \bar{a}_{B/O_2}^N + \bar{a}_{B/O_2}^t$$

$$\bar{a}_{B/A}^N \parallel BA, B \rightarrow A$$

$$\bar{a}_{B/A}^t \perp BA$$

$$\underline{\bar{a}_{B/A}^N = \omega_3^2 \cdot AB}$$

$$\bar{a}_{B/O_2}^N \parallel BO_2, B \rightarrow O_2$$

$$\bar{a}_{B/O_2}^t \perp BO_2$$

$$\underline{\bar{a}_{B/O_2}^N = \omega_4^2 \cdot BO_2}$$

$$\text{avec } \omega_4 = \frac{V_{B/O_2}}{BO_2}$$

$$\omega_3 = \frac{V_{B/A}}{BA}$$

$\bar{a}_{B/A}^N$, \bar{a}_{B/O_2}^N et $\bar{a}_{B/A}^t$, \bar{a}_{B/O_2}^t sont respectivement des accélérations Normales et

tangentielles dans le mouvement relatif.

Des équations 2.9, on connaît $\bar{a}_{B/A}^N$ et \bar{a}_{B/O_2}^N en module et en direction, puisque de l'épure des vitesses, on a ω_3 et ω_4 ; AB et BO_2 sont relevées du schéma.

a_A m/s ²	a_B m/s ²	$a_{B/A}^N$ m/s ²	$a_{B/A}^t$ m/s ²	a_{B/O_2}^N m/s ²	a_{B/O_2}^t m/s ²	a_C m/s ²	$b'a'$ mm	$c'd'$ mm	$d'b'$ mm	$ E_4 $ s ⁻²	$ E_3 $ s ⁻²
0,1105	0,08	0,0014	0,031	0,0776	0,023	0,166	16	3	43,24	0,0611	0,0432

$$d'b' = \frac{DB}{AB} \cdot b'a' = \frac{2000}{740} \cdot 16 = 43,24 \text{ mm}$$

$$c'd' = \frac{140}{2000} \cdot 43,24 = 3 \text{ mm}$$

les vecteurs $\bar{a}_{B/A}^t$ et \bar{a}_{B/O_2}^t ne sont connues qu'en direction; ils sont déterminés par le tracé suivant.

Choisissons pour pôle de l'épure des accélérations le point (π) et portons de ce point le segment ($\pi a'$) à l'échelle μ_a , l'accélération du point A. ensuite à l'aide des équations 2.9, calculons les valeurs des accélérations $a_{B/A}^N$ et a_{B/O_2}^N et portons à partir des points (a') et (π) des segments ($a'n_3$) et (πn_4) qui représentent ces accels à l'échelle μ_a - des points n_3 et n_4 obtenus, traçons les droites supports des vecteurs accélérations tangentiels $a_{B/A}^t$ et a_{B/O_2}^t perpendiculairement à (BA) et (BO_2). Le point d'intersection de ces droites est le lieu de l'extrémité du vecteur accélération absolu a_B du point (B), si bien que $a_B = \mu_a (\pi b')$.

Ayant déterminé le point b' , appliquons la loi de similitude comme dans le cas de l'épure des vitesses pour la détermination de a_C .

Toujours dans le sens anti horaire, et à l'aide des équations 2.6 et 2.7, on calculera les segments ($d'b'$) et ($c'd'$). en reliant le point (π) de l'épure au point c' , on obtient le vecteur accélération absolue (a_C) du point (C).

il vient que
$$a_C = \mu_a \cdot (\pi c')$$

les modules des accélérations angulaires E_3 et E_4 des éléments AB et BO_2 seront

$$|E_3| = \frac{a_{B/A}^t}{AB} = \frac{\mu_a \cdot (b'n_3)}{\mu_e \cdot (AB)}$$

$$|\varepsilon_4| = \frac{\omega_{8/0_2}^t}{\omega_{2B}} = \frac{N_a \cdot \omega_{nir}}{N_e \cdot \omega_{2B}} \quad 2.10$$

le rapport des achesles $\frac{N_a}{N_e}$ a pour dimensions $La \cdot s^{-2}$

les directions des accelerations angulaires ε_3 et ε_4 sont comme suit.

Si nous conservons le même sens de rotation du levier 0_2B , dans le même cadran $[0, \pi/2]$ fig. 1.2, on remarque que la direction de ε_3 et ε_4 sont dans le sens anti horaire.

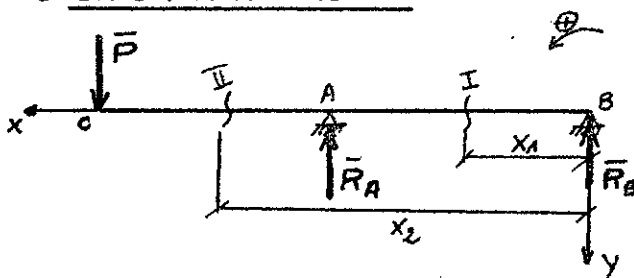
Voir tableau recapitulatif (I) pour les douzes positions

III - CALCUL DE RESISTANCE

Notre systeme presente 1 degre de liberte; ce qui nous donne 1 fois Hyperstatique. le calcul des systemes hyperstatiques peut être effectué à l'aide du principe de travail mini. selon ce principe les valeurs des forces generalisees surabondantes inconnues sont telles que les forces generalisees agissant sur le systeme produisent un travail mini.

en supposant les liaisons surabondantes puits qu'il s'agit d'un materiel lourd, c.a lent, le systeme hyperstatique est rendu isostatique, mais geometriquement invariable. donc notre systeme se reduit à une barre reposant sur deux appuis simples ou doubles dans une des positions la plus defavorable.

§. 3.1 - Calcul Preliminaire



Pas de reactions horizontales
avec $P = 100 \text{ kg}$.

$$\sum Y_i = 0 \Leftrightarrow P - R_A - R_B = 0 \Rightarrow P = R_A + R_B$$

$$\sum \Pi_{i/B} = 0 \Leftrightarrow -R_A \cdot AB + P \cdot CB = 0 \Rightarrow \begin{cases} R_A = P \cdot \frac{CB}{AB} = 100 \cdot \frac{2}{0,740} = 270,27 \text{ kg} \\ R_B = 100 - 270,27 = -170,27 \text{ kg} \end{cases}$$

12

POSITIONS	ω_A rd/s	ω_B rd/s	ω_C rd/s	V_A m/s	V_B m/s	V_B/R m/s	V_C m/s	b_a mm	cd mm	bd mm	a_A m/s ²	a_B m/s ²	$a_{B/A}^N$ m/s ²	$a_{B/A}^T$ m/s ²	$a_{B/A}^E$ m/s ²	$a_{B/A}^S$ m/s ²	$b'd'$ mm	$c'd'$ mm	$b'd''$ mm	$ E_3 $ s ⁻²	$ E_4 $ s ⁻²	a_c m/s ²	a_g m/s ²
I	0,623	0,0135	0,477	0,178	0,192	0,102	0,188	2,5	0,5	6,76	0,115	0,084	0,001	0,010	0,029	0,026	19,5	3,70	52,70	0,027	0,022	0,170	0,126
II	"	0,0108	0,494	"	0,178	0,008	0,174	2	0,4	5,4	"	0,088	0,000	0,078	0,026	0,022	14	2,65	37,83	0,037	0,005	0,162	0,127
III	"	0,0378	0,461	"	0,166	0,028	0,192	6,5	1,3	17,56	"	0,077	0,002	0,0765	0,035	0,022	18	3,40	48,65	0,045	0,061	0,174	0,126
IV	"	0,0973	0,381	"	0,13	0,072	0,28	18	3,4	48,65	"	0,083	0,007	0,0469	0,068	0,07	34	6,40	97,89	0,019	0,1944	0,267	0,136
V	"	0,1862	0,166	"	0,06	0,14	0,416	35	6,62	94,6	"	0,112	0,0284	0,008	0,036	0,119	58	9,45	135	0,1287	0,311	0,274	0,140
VI	"	0,254	0,055	"	0,02	0,18	0,558	47	8,89	127	"	0,077	0,047	0,040	0,031	0,077	28	5,38	75,67	0,049	0,2188	0,200	0,136
VII	"	0,2432	0,144	"	0,07	0,18	0,30	45	8,5	122	"	0,061	0,0437	0,0136	0,012	0,06	30	5,67	84,08	0,056	0,166	0,211	0,157
VIII	"	0,1459	0,333	"	0,12	0,108	0,248	27	5,1	78	"	0,038	0,0157	0,0339	0,114	0,055	18	11	156,80	0,1540	0,127	0,177	0,116
IX	"	0,067	0,555	"	0,2	0,05	0,160	12,5	2,36	33,78	"	0,155	0,003	0,1111	0,251	0,108	127,5	24,12	344,69	0,3482	0,3000	0,542	0,214
X	"	0,1405	0,8	"	0,288	0,3	0,588	75	14,14	202	"	0,233	0,016	0,2304	0,235	0,1034	150	28,40	465,10	0,3716	0,0944	0,607	0,218
XI	"	0,362	0,311	"	0,112	0,268	0,628	67	12,67	182	"	0,359	0,070	0,0348	0,26	0,357	137	25,90	370,30	0,349	0,0916	0,396	0,097
XII	"	0,102	0,102	"	0,110	0,076	0,304	19	3,6	51,35	"	0,138	0,0076	0,0326	0,1111	0,103	62	11,54	164,86	0,1100	0,3138	0,257	0,137

Tableau N° I.

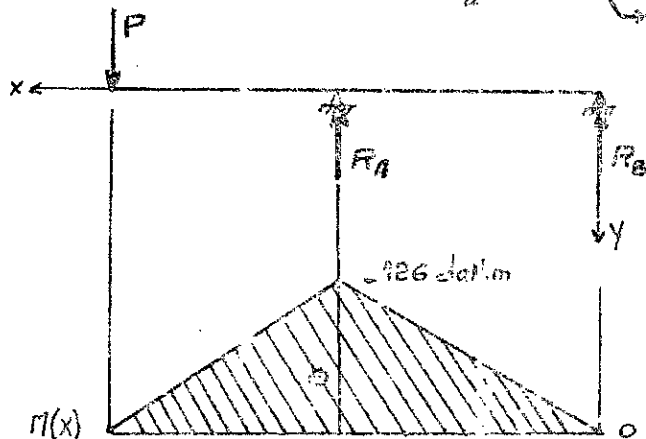
Pour le calcul du moment de flexion, partageons notre poutre en deux sections

ZONE: I $0 \leq x_I \leq BA$

$$M_I(x_I) = R_B \cdot x_I \begin{cases} M_I(0) = 0 \\ M_I(BA) = -126 \text{ daN.m} \end{cases}$$

ZONE: II $BA \leq x_{II} \leq CB$

$$M_{II}(x_{II}) = R_B \cdot x_{II} + R_A (x_{II} - BA) \begin{cases} M_{II}(BA) = -126 \text{ daN.m} \\ M_{II}(CB) = 0 \end{cases}$$



ayant le moment de flexion, procédons au calcul de la section des barres en prenant pour σ_{ad} de l'acier égale à $\sigma_{ad} = 1200 \text{ daN/cm}^2$

Forme de la section [T]

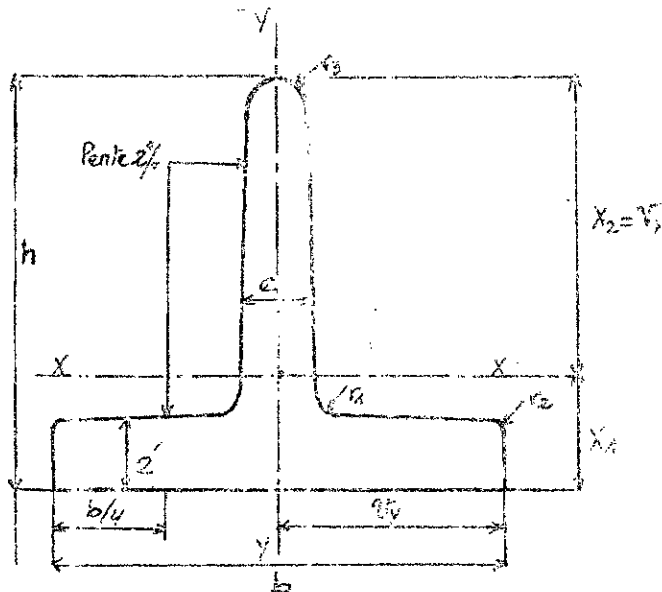
$$\text{de la relation } \sigma_{x_{\max}} = \frac{|M_{\max}|}{W_A} \Rightarrow W_A = \frac{|M_{\max}|}{\sigma_{x_{\max}}} = \frac{126 \cdot 10^2}{1200} = 10,5 \text{ cm}^3$$

W_A : moment statique.

de l'encyclopédie (technique de l'ingénieur), pour une section en Tés à aile égales, on a les caractéristiques suivantes:

$$W = \frac{I_x}{y_x} = 12,8 \text{ cm}^3 \quad \text{qui est la plus proche de } 10,5 \text{ cm}^3.$$

section de la barre (voir fig. 1.4)



§.3.2.

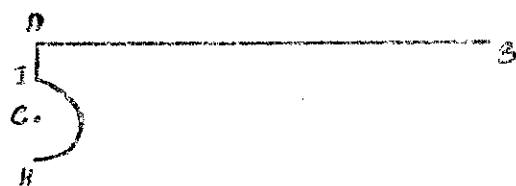
caractéristiques rapportées à l'axe neutre (XX)

X_1 [cm]	X_2 [cm]	I_y [cm ⁴]	$\frac{I_y}{X_2}$ [cm ³]	I_x [moment d'inertie de torsion]
2,22	5,78	73,7	12,8	4,11

Dimensions

b	h	c	2'	r ₁	r ₂	r ₃	masse linéique (kg/m)	section (cm ²) (A)
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm		
80	30	9	9	9	4,5	2	10,7	13,6

Remarque le centre de flexion de la section est approximativement à l'intersection des axes de l'âme et de la sonde. De cette manière, nous pourrions évaluer la masse de la barre et de la manivelle, ainsi que le centre de gravité de chaque organe en conservant la même forme pour l'ensemble. Les caractéristiques de cette barre sont un peu complexes; pour ceux là, faisons une approximation pour le calcul de ses caractéristiques.



Barre seule.

$$L_{DB} = 2 \text{ m.}$$

$$\text{masse} = 10,7 \cdot 2 = 21,4 \text{ kg}$$

Poids de la portion (DB)

puisque le point c (fig 1.2) représente le centre du crochet, évaluons alors la masse de l'ensemble (DB).

du fait que le diamètre de l'ébauche $d = 140 \text{ mm}$, estimons le diamètre intérieur du crochet à $D = 150 \text{ mm}$. ainsi nous aurons.

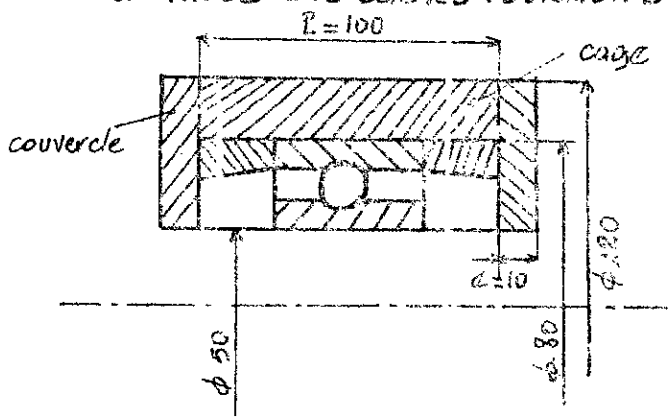
$$L_{\text{crochet}} = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{2} = \pi \cdot R = 3,14 \cdot \frac{0,150}{2} = 0,2356 \text{ m}$$

$$m_{\text{crochet}} = 10,7 \cdot 0,2356 = 2,52 \text{ kg.}$$

$$m_{\text{DS}} = 10,7 \cdot \left(0,065 - \frac{D}{2}\right) = 10,7 \cdot 0,065 = 0,6955 \text{ kg.}$$

$$m_{\text{DH}} = 2,52 + 0,6955 = 3,21 \text{ kg.}$$

. calcul de la masse des caches roulements au niveau de la barre



cage:

$$\text{Volume} = \frac{\pi}{4} [(0,12)^2 - (0,08)^2] \cdot \frac{0,120 - 0,08}{2} = 125,7 \text{ cm}^3$$

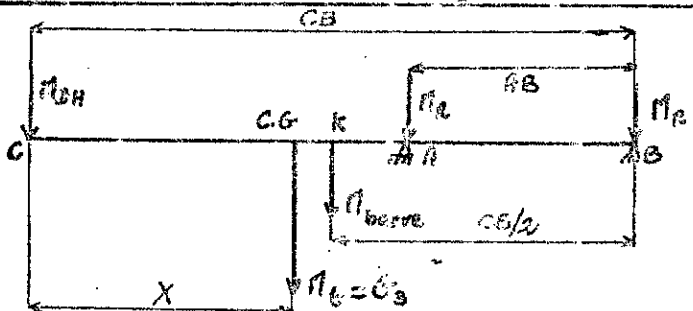
couvercle:

$$\text{Volume} = \frac{\pi}{4} [(12)^2 - (8)^2] \cdot 1 = 93,46 \text{ cm}^3$$

masse de l'ensemble:

$$M_R = (125,7 + 93,46) \cdot 7,8 = 1,709 \text{ kg} \quad 7,8 \text{ g/cm}^3 = \text{masse volumique de l'acier.}$$

3.3.3. Détermination du centre de gravité de l'ensemble [barre, crochet, cage]



$$\sum \Pi/c_b = 0 \Leftrightarrow m_{\text{DH}} \cdot x - \Pi_b \left(\frac{CB}{2} - x\right) - \Pi_R (CB - x) - \Pi_R (CB - AB - x) = 0$$

$$[3,21 + 21,4 + 1,709 \cdot 2] \cdot x = 21,4 + 2 \cdot 1,709 + 2 \cdot 1,709 - 1,709 \cdot 0,74$$

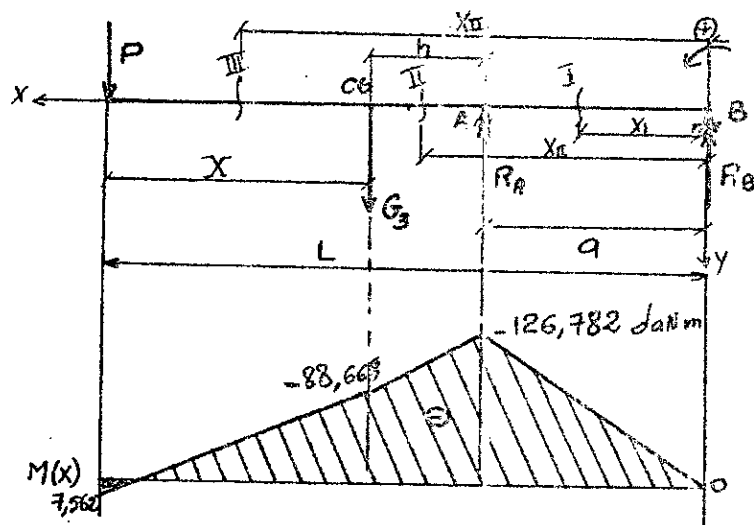
$$\Rightarrow x = \frac{26,97}{26,038} = 0,9623 \text{ m}$$

donc $X = 0,9623 \text{ m}$.

$M_e = G_3 = 28,028 \text{ kg}$

La masse totale et la distance (X) au centre de gravité étant connues, procéda au calcul exact et à la détermination des caractéristiques de dimensionnement de la barre.

le système est le suivant.



$$a = 0,74 \text{ m}$$

$$X = 0,9623 \text{ m}$$

$$\sum Y_i = 0 \Leftrightarrow -R_A - R_B + G_3 + P = 0 \Rightarrow R_A + R_B = G_3 + P$$

$$\sum M_{A/B} = 0 \Leftrightarrow -R_A a + G_3 (L - X) + P \cdot L = 0$$

$$\Rightarrow R_A = \frac{G_3 (L - X) + P \cdot L}{a} = \frac{28,028 \cdot (2 - 0,9623) + 100 \cdot 2}{0,74} = 299,355 \text{ kg}$$

$$R_B = G_3 + P - R_A = 28,028 + 100 - 299,355 = -171,327 \text{ kg}$$

donc $R_A = 299,355 \text{ kg}$

$R_B = -171,327 \text{ kg}$

§.3.4. calcul du moment de flexion.

ZONE: I $0 \leq x_I \leq a$

$$M_I(x_I) = R_B \cdot x_I \begin{cases} M_I(0) = 0 \\ M_I(a) = -126,782 \text{ daN.m} \end{cases}$$

ZONE: II $a \leq x_{II} \leq (L - X)$

$$M_{II}(x_{II}) = R_B \cdot x_{II} + R_A (x_{II} - a) \begin{cases} M_{II}(a) = -126,782 \text{ daN.m} \\ M_{II}(L - X) = -88,668 \text{ daN.m} \end{cases}$$

ZONE: III. $(L-x) \leq x_{III} \leq L$

$$M_{III}(x_{III}) = R_B \cdot x_{III} + R_A \cdot (x_{III} - a) - G \cdot (x_{III} - a - h) \begin{cases} \rightarrow M_{III}(L-x) = -88,668 \text{ daN.m} \\ \rightarrow M_{III}(L) = 7,562 \text{ daN.m} \end{cases}$$

on remarque que le moment de flexion maxi ($M_{f,max}$) se trouve au point A.

$$|M_{f,max}| = 126,782 \text{ daN.m.}$$

optons toujours pour la même forme de la section et même $|\sigma_{ad}|$.

$$\sigma_{x,max} \geq \frac{M_{f,max}}{W_2} \Rightarrow W_2 \geq \frac{|M_{f,max}|}{\sigma_{y,max}} = \frac{126,782}{1200} = 10,565 \text{ cm}^3$$

$W_1 \approx W_2$, cela nous oblige à conserver les mêmes caractéristiques qu'avant pour $W = 12,8 \text{ cm}^3$.

B. 2^{eme} PARTIE

IV. ANALYSE DYNAMIQUE DES MECANISMES

§. 4.1. étude des Forces dans les mecanismes

Au cours de l'analyse cinématique des mecanismes, on avait supposé que le mouvement des éléments menants est connu. le mouvement des éléments menés est étudié en fonction du mouvement défini des éléments menants. les forces qui agissent sur les éléments du mécanisme, de même que celles qui sont introduites au cours du mouvement de ce mécanisme, ne sont pas prises en considération. ainsi donc, dans le cadre de l'analyse cinématique, l'étude du mouvement des mecanismes ne porte que sur la structure des mecanismes et les rapports géométriques entre les dimensions de leurs éléments. quand à l'analyse dynamique, elle suppose.

a. l'étude de l'effet des forces extérieures, des forces du poids des éléments, des frottements et de forces massiques (force d'inertie) sur les éléments du mécanisme, sur leurs parties, sur les couples cinématiques et sur les appuis immobiles, ainsi que la recherche des moyens de réduire les charges dynamiques qui apparaissent au cours du mouvement du mécanisme.

b. l'étude du régime du mécanisme sous l'action des forces données et la recherche des moyens d'assurer les régimes désirés du mouvement du mécanisme. donc, en résumé, on a.

- 1^{er} cas, il s'agit de l'étude des forces dans les mecanismes

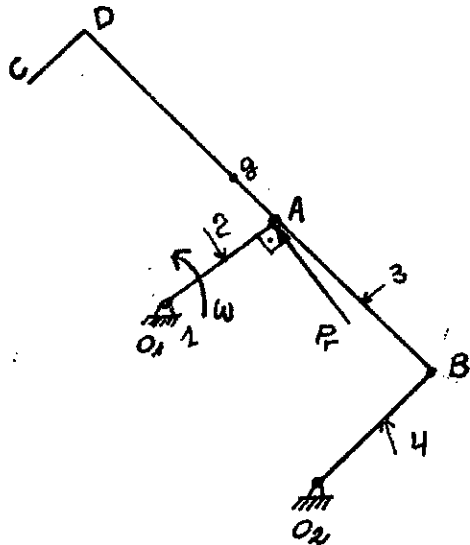
- 2^{eme} cas, " " " du mouvement des mecanismes.

d'autres problèmes de grandes importances peuvent figurés dans l'étude dynamique, à savoir la théorie des oscillations, problèmes de chocs entre éléments etc; or ce genre de problèmes dont la résolution nécessite l'utilisation des méthodes de la théorie d'élasticité ne seront pas traités chez nous puisqu'on suppose que les

éléments du mécanisme sont des corps parfaitement rigides.

Le 1^{er} des deux problèmes indiqués ci-dessus, consiste à définir les forces inconnues extérieures sollicitants les éléments du mécanisme, ainsi que les réactions qui apparaissent dans les couples cinématiques au cours du mouvement pour cela lorsqu'on étudie le mouvement d'un mécanisme sollicité par les forces données, il est utile de remplacer toutes les forces agissantes sur les éléments par des forces fictives appliquées à un seul élément du mécanisme. Pour que cela soit possible, il faut que le travail effectué sur le chemin virtuel ou la puissance développée par les forces fictives soit égal respectivement à la Σ des travaux ou des puissances que produisent les forces réelles appliquées aux éléments du mécanisme considéré. Ces forces fictives sont dites Forces Réduites. Comme élément de réduction, on choisie en général l'élément dont la coordonnée généralisée sert à l'étude du mécanisme.

§. 4-2. calcul de la force Réduite et du moment Réduit (F_r, M_r)



Le point A , est le point de réduction de la force Réduite dirigée \perp à l'axe de la manivelle (O_1A).

Le calcul des efforts et l'étude dynamique des mécanismes sont toujours possibles si l'on emploie les déplacements virtuels. Conformément à ce principe, les déplacements que ce système subit sous l'action des forces appliquées augmentées des forces d'inertie, appelés déplacements virtuels en position donnée, donnent lieu à

un certain nombre de travaux élémentaires dont la somme est égale à zero (0);

Cet état de chose peut être appliqué de façon analytique. Décrivons d'abord les forces sollicitant notre système (fig 1.5).

G_3 : Poids de la barre appliqué au centre de gravité ou centre d'inertie de cette Barre.

F_i : force d'inertie de la Barre appliquée au centre d'inertie.

F_3 : charge de service appliquée au point C

M_i : moment d'inertie = $-\epsilon_3 \cdot I = -\epsilon_3 \cdot m \rho^2$

ρ = plus grande distance au centre de gravité.

F_r : force Réduite.

Designons par δp_i , les projections des chemins parcourus lors des déplacements virtuels pour l'instant donné sur les droites d'action des forces appliquées. Alors étant donné que toutes les liaisons imposées aux différents éléments du mécanisme sont bilatérales, on aura d'après le principe des déplacements virtuels

$$\sum_{i=1}^n F_i \cdot \delta p_i = 0 \quad \underline{2.12}$$

$$\Rightarrow F_2 \cdot \delta p_5 + F_3 \cdot \delta p_1 + G_3 \cdot \delta p_2 + F_{i3} \cdot \delta p_3 + F_{i4} \cdot \delta p_4 + F_r \cdot \delta p_r = 0 \quad \underline{2.13}$$

Comme tout mécanisme, le mouvement de tous ses éléments est parfaitement déterminé par le mouvement donné de ses éléments menants, et en admettant qu les liaisons existantes dans le mécanisme ne changent pas avec le temps, les déplacements réels du mécanisme figurent parmi les déplacements virtuels, si bien qu'on peut écrire l'équation 2.13 comme suit.

$$\sum F_i \cdot dp_i = F_3 \cdot dp_1 + G_3 \cdot dp_2 + F_{i3} \cdot dp_3 + F_{i4} \cdot dp_4 + F_2 \cdot dp_5 + F_r \cdot dp_r = 0 \quad \underline{2.14}$$

Pour déterminer les valeurs dp_i , il y a intérêt de prendre l'épure des vitesses avec son échelle; Rapportons ensuite les forces F_i du schéma des éléments en leur point tournées de $\pi/2$, et abaissons la perpendiculaire h_i du point p_i sur la

droite d'action de chaque force sans changer la longueur, ni la direction de cette force; L'angle formé par le segment $(p_v X_i)$ et la perpendiculaire h_i , est égal à α , car $(p_v X_i)$ est \perp à la direction de V_i et h_i , et perpendiculaire à la direction de chacune des forces P_i .

$$h_i = (p_v X_i) \cdot \cos \alpha_i$$

donc $dp_i = ds_i \cdot \cos \alpha_i$

X_i : point d'application de chaque force.
 ds_i : longueur du vecteur vitesse
 $= V_i \cdot dt = \mu_v (p_v X_i) dt.$

$$dp_i = V_i \cdot dt = \mu_v (p_v X_i) dt \cdot \cos \alpha_i = \mu_v \cdot h_i \cdot dt.$$

donc le travail élémentaire de la force P_i est.

$$\underline{dA_i = P_i \cdot dp_i = P_i \cdot \mu_v \cdot h_i \cdot dt.} \quad \underline{2.15}$$

le produit de l'intensité de la force P_i par son bras de levier h_i , est le moment $M_p(P_i)$ de cette force par rapport au pôle p_v de l'épure des vitesses.

$$\underline{dA_i = M_p(P_i) \mu_v \cdot dt} \quad \underline{2.16}$$

Il en résulte que le travail élémentaire d'une force appliquée à un élément de mécanisme, est proportionnel au moment que développe par rapport au pôle des vitesses, la force en question rapportée en un point correspondant de l'épure.

les travaux élémentaires des forces agissantes sur les autres éléments du mécanisme, ont des expressions analogues; on peut donc mettre l'équation 2.14 sous la forme suivante.

$$\mu_v \cdot dt \cdot \sum M_p(P_i) = 0 \quad \underline{2.17}$$

$$\text{ou } M_p(P_3) + M_p(G_3) + M_p(P_{13})_3 + M_p(P_{14})_4 + M_p(P_r) + M_p(P_i) = 0 \quad \underline{2.18}$$

car ces équations contiennent un facteur commun $(\mu_v \cdot dt)$ non nul.

considérons comme exemple la position (7) de notre mécanisme en charge (fig 1.1)

nous aurons:

$$P_r \cdot h_r + G_3 \cdot h_2 + P_i \cdot h_5 + P_3 \cdot h_1 + P_{14} \cdot h_4 + P_{13} \cdot h_3 = 0$$

d'où l'on tire la valeur de la force réduite (F_r).

$$F_r = - \frac{G_2 \cdot h_2 + P_2 \cdot h_5 + P_0 \cdot h_1 + P_{i2} \cdot h_3 + P_{i4} \cdot h_4}{h_r}$$

le calcul de F_r se fera sur 12 positions, c'est à dire sur 360° , en tenant compte à chaque fois du sens des (P_2) (Résultat, Tab II).

L'interprétation géométrique qu'on peut donner à l'équation 2.18 est la suivante. Reportons toutes les forces données appliquées à l'instant donné aux éléments du mécanisme y compris les forces d'inertie en les points homologues de l'épure des vitesses tournée, tout en conservant les longueurs et les directions de ces forces, et mettons en équation les moments 2.18 de toutes les forces reportées par rapport au pôle de l'épure des vitesses. autrement dit, considérons l'épure de vitesses comme un levier s'appuyant sur le pôle de l'épure, et se trouvant en équilibre sous l'action des forces appliquées, y compris la force réduite. une telle interprétation géométrique du principe des déplacements virtuels est fort commode pour la résolution d'un nombre de problèmes relatifs à la dynamique des mécanismes. cette méthode, est appelée Méthode de JOUKOWSKI, et le levier employé est dit levier de JOUKOWSKI.

Du fait que la force réduite F_r est appliquée au point (A) dit point de réduction, on peut calculer le moment réduit M_r pour 12 positions, en multipliant la force F_r par le bras de la manivelle (O_1A), c.a.d, par la distance du point d'application de cette force au centre de rotation. (Tab. II).

$$M_r = F_r \cdot O_1A.$$

§. 4.3. détermination des forces de résistance.

au cours du travail du mécanisme, ses éléments sont sollicités par certaines forces extérieures telles que : forces résistantes, forces de pesanteur, etc...

Lavier de JOUKOVSKI pour les
Positions 7-10

en charge

à vide

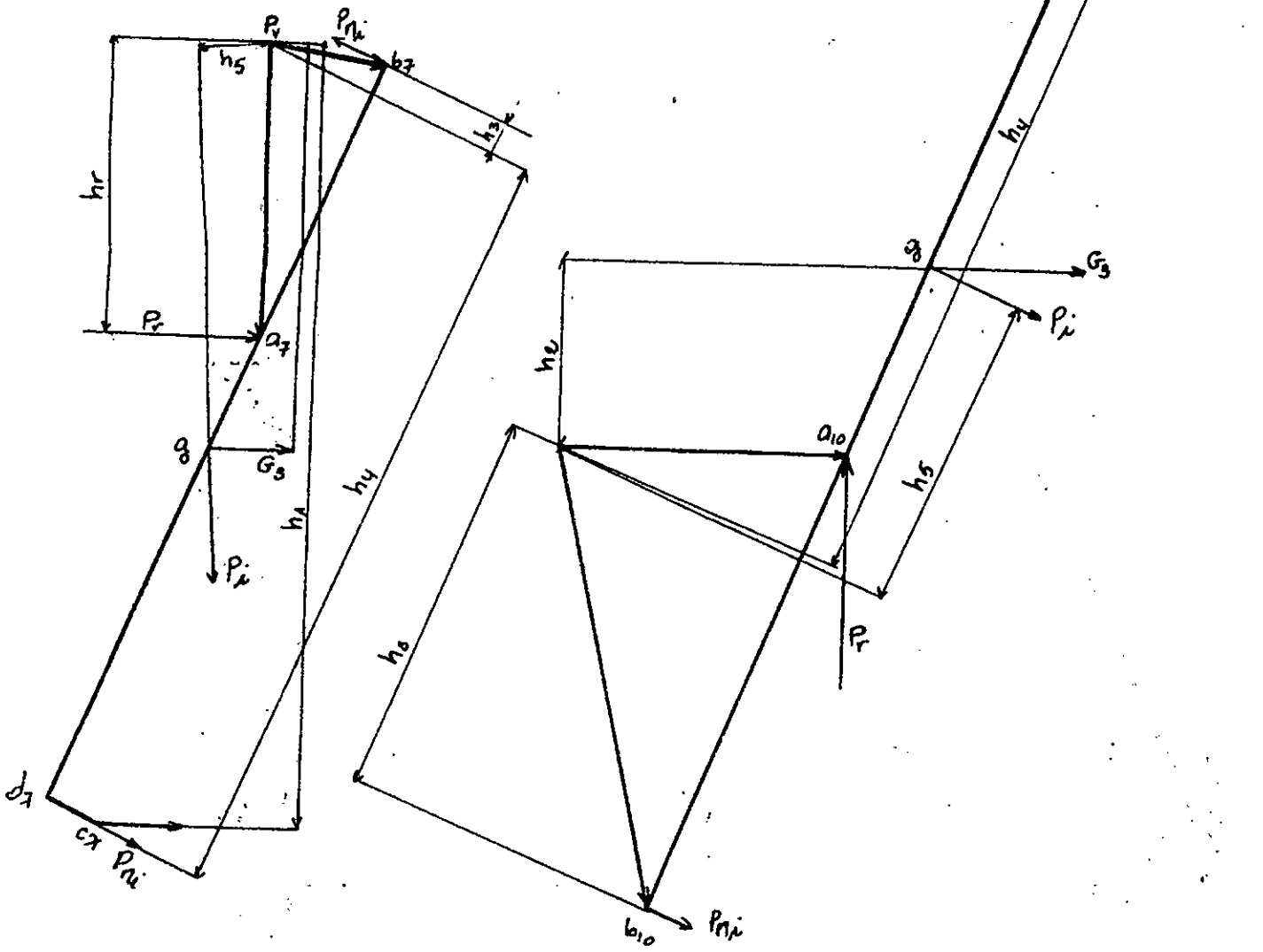
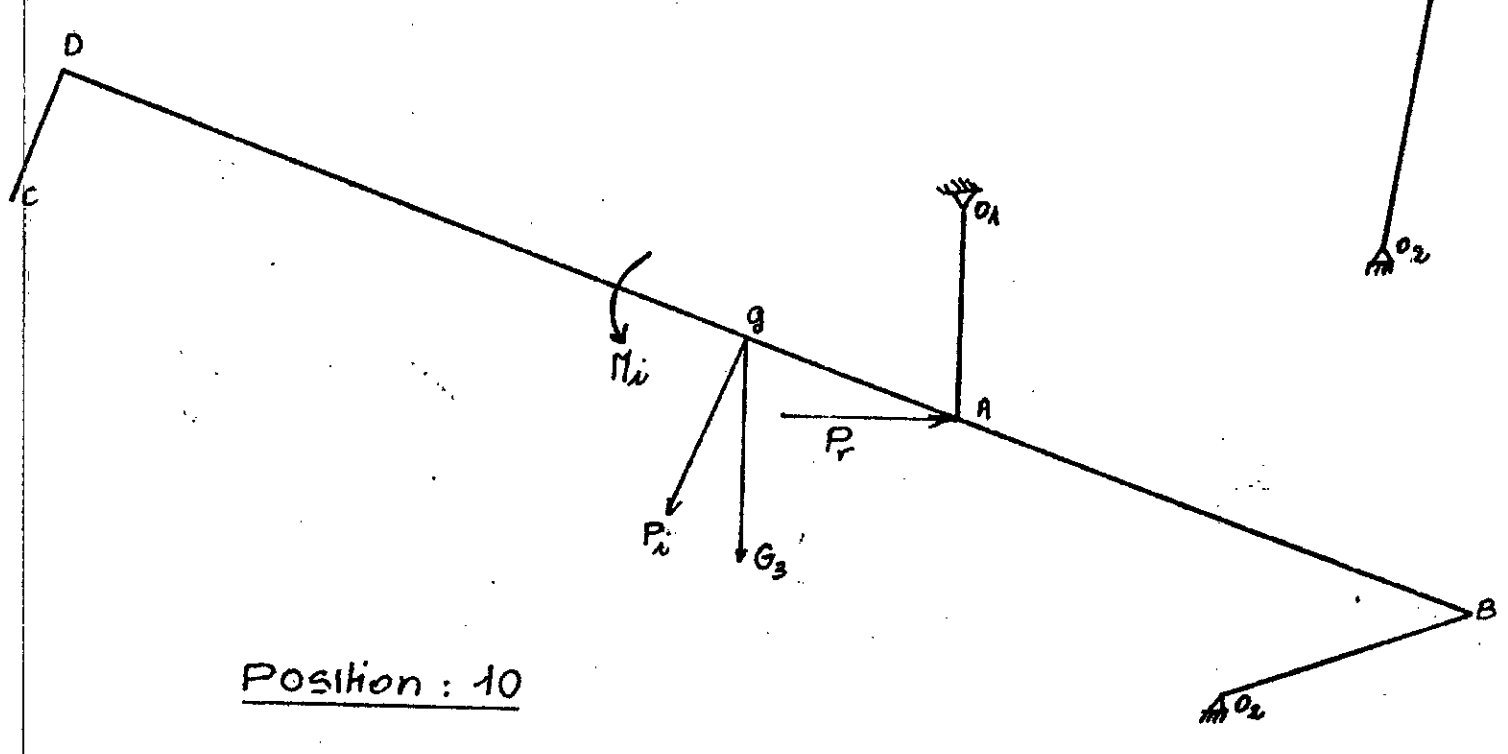
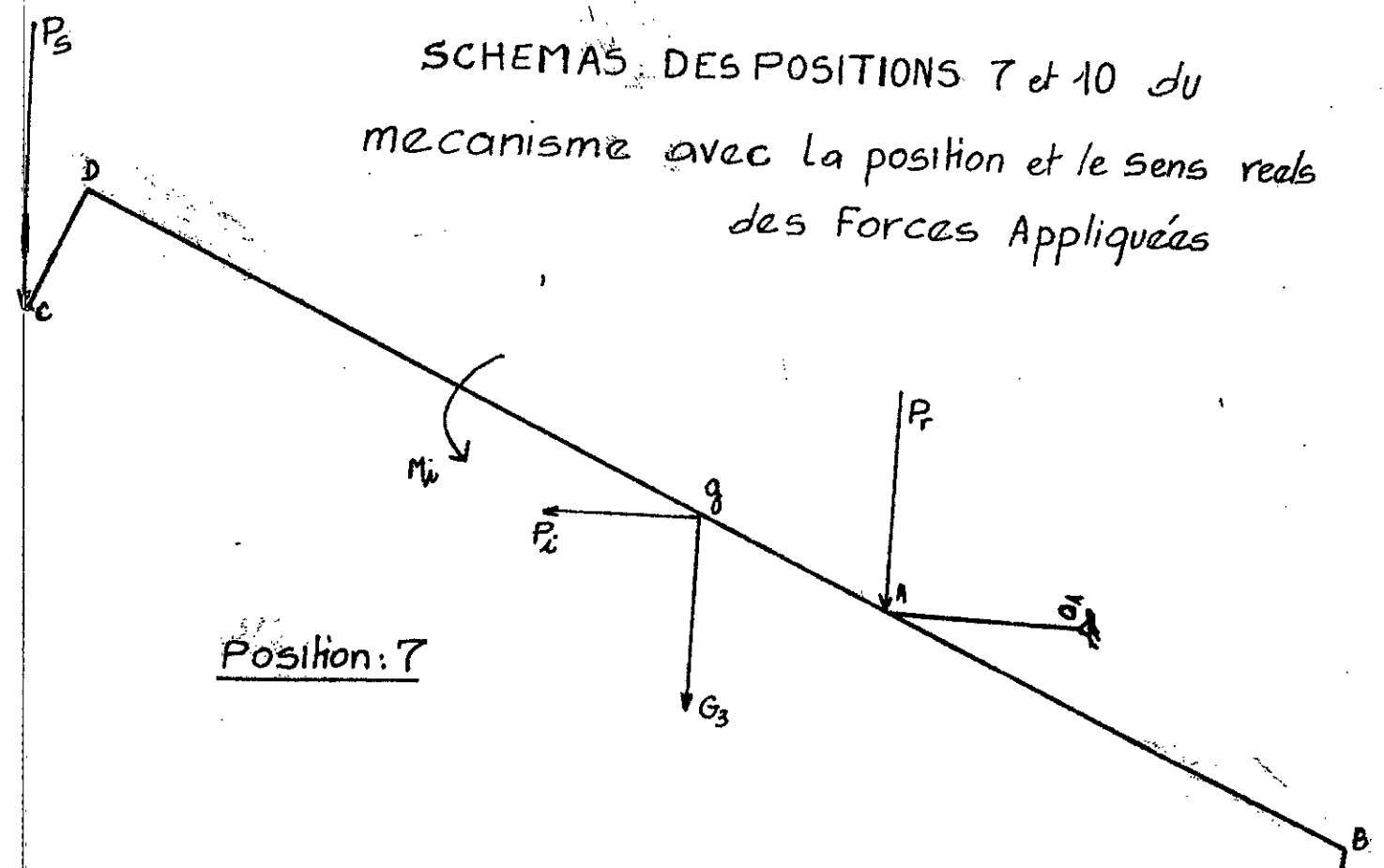


Fig: 1.5

SCHEMAS DES POSITIONS 7 et 10 du
mecanisme avec la position et le sens reals
des Forces Appliquées



En outre, au cours du mouvement, les réactions des liaisons dans les couples cinématiques font naître des forces de frottement qui peuvent être assimilées aux composantes de ces réactions. Donc, connaissant les forces extérieures agissant sur le mécanisme, on pourrait déterminer les forces intérieures, c.à.d les composantes de ces réactions de chaque élément.

le principe fondamental de formation de ces mécanismes fût formulé par le savant Russe L. ASSOUR; celui-ci à étendu et développé la méthode de formation des mécanismes par adjonction successive des chaînes cinématiques possédant des propriétés structurales déterminées.

Prenons notre mécanisme (fig 1.3); cherchons à établir une certaine loi régissant le processus de formation. en effet, tout mécanisme a un élément fixe (bati), le mécanisme doit avoir le nombre d'éléments menants, égal au nombre de ses degrés de mobilité. en vertu de (2.4) [Formule de TCHEBYCHEV], notre mécanisme possède un (1) degré de mobilité.

on conçoit que la chaîne cinématique constituée par les éléments menés (3 et 4), joints à l'élément menant (2) et au bâti (1), possède un degré de mobilité nul par rapport aux éléments auxquels elle vient s'ajouter.

Introduisons la notion d'ASSOUR pour le calcul des composantes des réactions de chaque élément (groupe d'ASSOUR).

Pour cela, définissons tout d'abord le groupe d'ASSOUR.

on entend par groupe d'ASSOUR, une chaîne cinématique qui a le degré de mobilité nul par rapport aux éléments qui forment des couples cinématiques avec les parties libres de ces éléments, et qui ne peut être décomposée en des chaînes plus élémentaires possédant aussi un degré de mobilité nul.

Si nous prenons notre mécanisme (fig 1.3), la chaîne cinématique (C D A B O₂) est constituée par deux éléments 3 et 4 qui forment trois (3) couples cinématiques

de rotation O_2, B , et A ; son degré de mobilité W_{gr} est égal à zéro (0).

$$W_{gr} = 3n - 2P_6$$

n : nbre d'éléments = 2

P_6 : nbre de couples cinématiques de rotation = 3

$$\Rightarrow W_{gr} = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$$

c'est donc un groupe d'ASSOUR de 2^{ème} classe et 1^{er} type

Seul les groupes d'ASSOUR sont statiquement déterminés (isostatiques).

Prenons une des positions de la chaîne cinématique, par exemple (Position 2), reportons toutes les forces agissantes sur le mécanisme ainsi que les moments d'inertie et les réactions internes, et procédons au calcul de ces dernières (fig 1.6).

a. Calcul des forces de Résistance pour les positions en charge.

Le système étant statiquement déterminé, on peut avoir.

$$1^{\circ). \sum_3 M_B = 0 \Leftrightarrow P_3 \cdot h_5 + G_3 \cdot h_6 - P_{2-3}^t \cdot l_{2-3} - P_{1-4}^t \cdot l_{2-3} - P_2 \cdot h_7 - M_{A3} = 0$$

$$2^{\circ). \sum_4 M_B = 0 \Leftrightarrow P_{1-4}^t \cdot l_{2-3} = 0 \rightarrow P_{1-4}^t = 0$$

de (1^o) nous aurons.

$$P_{2-3}^t = \frac{P_3 \cdot h_5 + G_3 \cdot h_6 - P_2 \cdot h_7 - M_{A3}}{l_{2-3}} = \frac{100 \cdot 124 + 28,028 \cdot 57,5 - 3,56 \cdot 103 - 1,0209}{74}$$

$$P_{2-3}^t = 184,37 \text{ kg}$$

Pour la détermination de \bar{P}_{2-3}^n et \bar{P}_{1-4}^n , utilisons le polygone des forces.

Choisissons une échelle $\mu_f = \text{kg/mm}$ (fig 1.6). Connaissons l'intensité des forces et leur direction, déterminons les deux inconnues restantes.

$$\bar{P}_{2-3}^t - \bar{P}_3 + \bar{P}_{A3} + G_3 + \bar{P}_{1-4}^n + \bar{F}_{2-3}^n = 0$$

comment Procéder ?

Rapportons à l'échelle (P_3, P_{A3} et G_3) en respectant leur direction; et du point de départ du vecteur \bar{P}_{2-3}^t menons la parallèle à l'élément (3), et de l'extrémité du vecteur \bar{G}_3 menons la parallèle aussi à l'élément (4); l'intersection nous donne la fermeture de la chaîne (obtention du polygone).

Groupe d'ASSOUR (structural)
Position 2

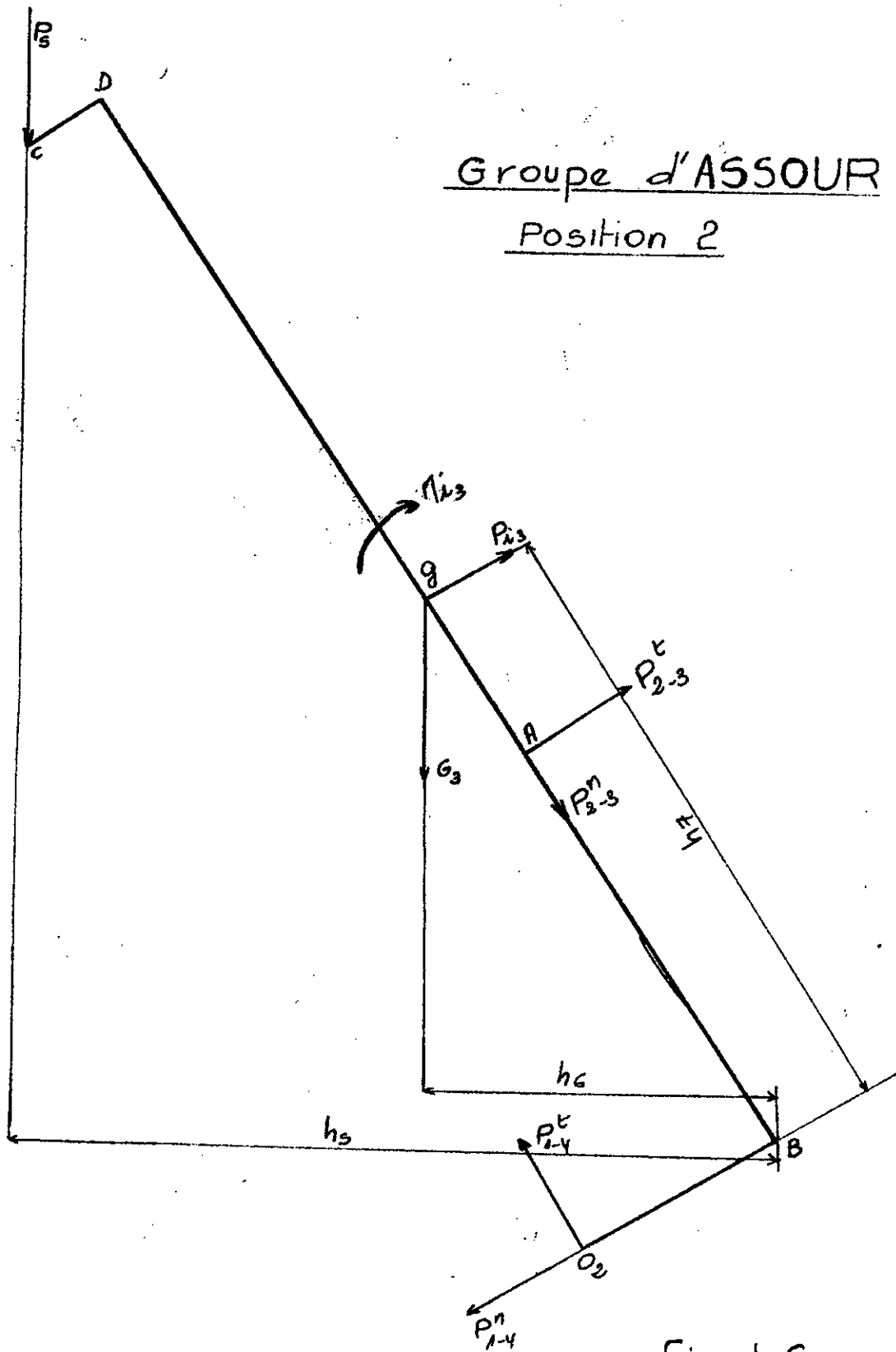
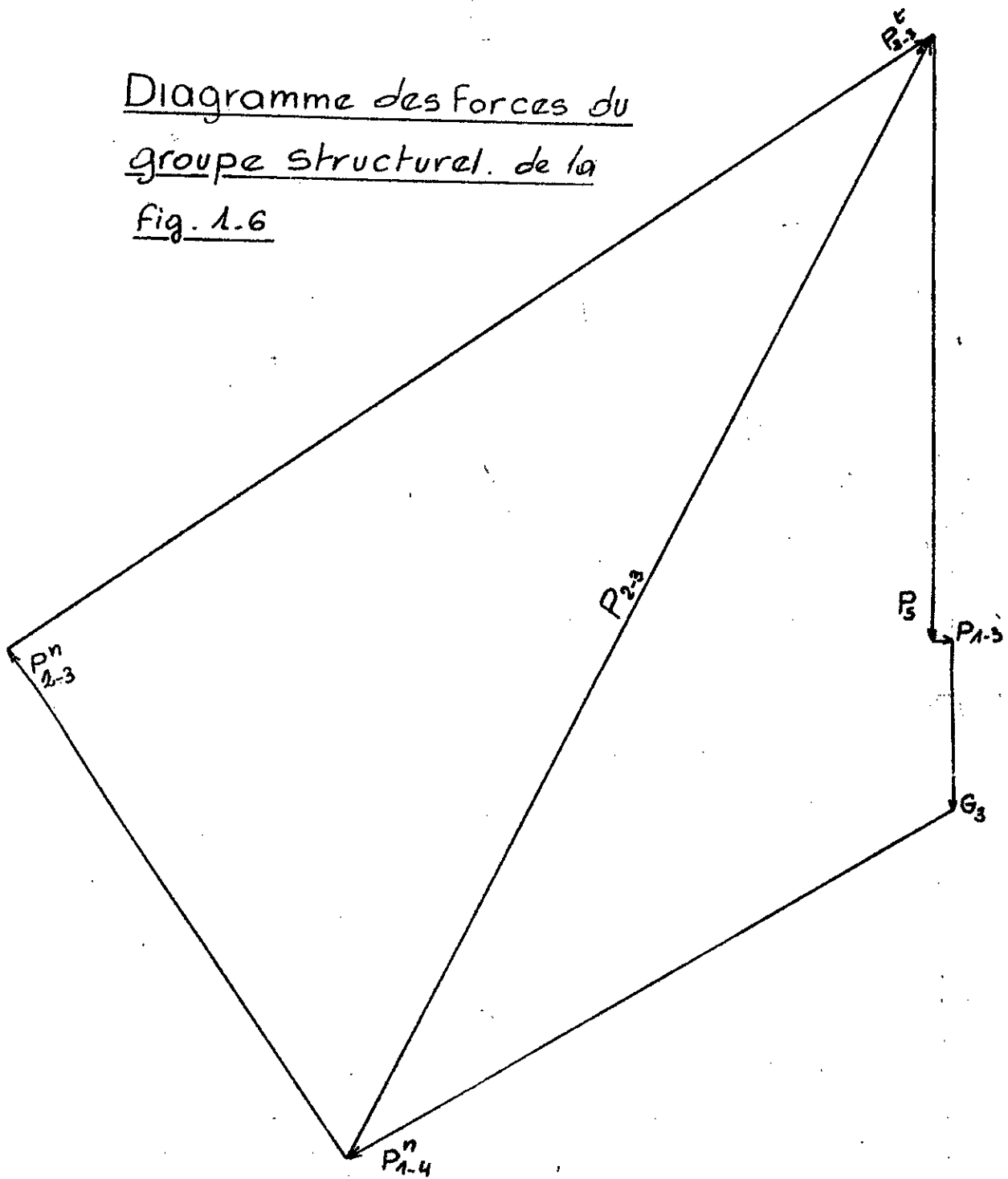


Fig. 1.6

Diagramme des Forces du
groupe structural. de la
fig. 1.6



φ°	0°	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330
$M_{0,3}^{dalle}$	1,5328	1,0209	1,3757	2,6729	3,7723	1,2187	4,4006	4,4791	9,9820	10,8080	10,0605	4,3628
$P_{0,3}^{kg}$	0,7664	0,5104	0,6879	1,3365	1,8862	0,6094	2,2003	2,2396	4,9910	5,4040	5,0303	2,1814
h_r^{mm}	44											
h_a^{mm}	Pas de charge	36	16	21,8	69	109	117	84	Pas de charge $h_{a=0}$			
h_b^{mm}	45	37,8	22	5	32	54	60	48,5	17	28	42	42,5
h_c^{mm}	21,5	2	12	17	8,5	3	9	5	27,5	58	24,5	21
h_u^{mm}	28	3	29,5	65	103	124,5	117	78	6	142,5	156	72,5
h_s^{mm}	44,5	1	4	50	18,5	5	10,5	15,5	2,25	47	58	20,5
P_1^{kg}	25,377	106,03	50,957	-57,837	-171,5	-276,24	-311,146	-227,05	-14,935	1,440	44,51	27,835
P_2^{kg}	3,363	3,559	3,363	3,811	3,924	3,688	3,839	4,372	5,997	6,110	2,178	3,839
h_{12}^{mm}		124	125,5	132	147,5	171	189	198				
h_c^{mm}		57,5	58,5	63	71,5	84,5	95,5	101,5				
h_f^{mm}		103	95,5	74,5	48,5	3	74	70,5				
P_3^{kg}		184,37	187,39	198,36	223,73	262,92	295,47	310,23				
P_4^{kg}		101	105	99,5	90	73	46,5	24				
P_{2V}^{kg}		116,5	118	124	118,5	158,5	176	182				
P_5^{kg}		210	215	222	223	273	299,5	311				
M_r^{dalle}	7,1	29,688	14,267	-16,19	-48	-77,34	-87,120	-63,374	-4,1818	0,4	12,46	7,79

34

Tableau No II

les valeurs de P_{1-4}^n et P_{2-3}^n se mesurent sur le diagramme (A-6)

$$\bar{P}_{2-3} = \bar{P}_{2-3}^n + \bar{P}_{2-3}^t \Rightarrow \bar{P}_{2-3} = \begin{pmatrix} P_{1-4}^n & P_{2-3}^t \end{pmatrix} \cdot \mu_P$$

b. détermination des réactions aux points (B, A, O₂)

$$\sum \vec{P}_i = 0 \Leftrightarrow \bar{P}_{1-4}^n + \bar{R}_B = 0 \Rightarrow P_{1-4}^n = -R_B$$

$$P_{2-3}^n(R_A) = \begin{pmatrix} P_{1-4}^n & P_{2-3}^t \end{pmatrix} \cdot \mu_P$$

$$P_{1-4}(R_{O_2}) = \begin{pmatrix} R_B & P_{1-4}^n \end{pmatrix} \cdot \mu_P$$

le calcul de toutes les forces se fera sur les 7 positions en charge (Tab. II).

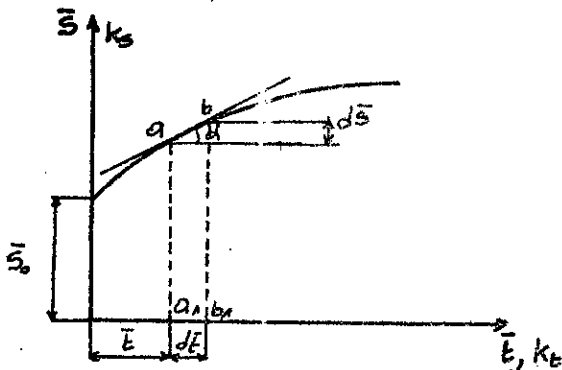
Toutes les forces ainsi calculées, de même que les moments réduits, construisons le diagramme des moments réduits et du travail pour la détermination de la puissance utile du mécanisme. (Planche I, ou Fig A-7).

la construction du diagramme de travail se fera par l'intégration graphique du diagramme des moments (voir ci-dessous la procédure d'intégration).

§. 4.4. Procédure d'intégration

méthode des diagrammes cinématiques (Généralités)

à titre d'exemple, examinons le graphe de $s = f(t)$, c.à.d. déplacement en fonction du (t)



$k_s \left[\frac{m}{mm} \right]$: échelle des déplacements

$k_t \left[\frac{s}{mm} \right]$: " " temps

\bar{s} : déplacement en mm

\bar{t} : temps en mm → mesurés sur le diagramme.

donc le temps et les déplacements réels sont déterminés par les équations suivantes

$$\begin{cases} t = \bar{t} \cdot k_t \\ s = \bar{s} \cdot k_s \end{cases}$$

à l'instant (t), le déplacement du point est déterminé sur le graphique par la coordonnée (a a₁).

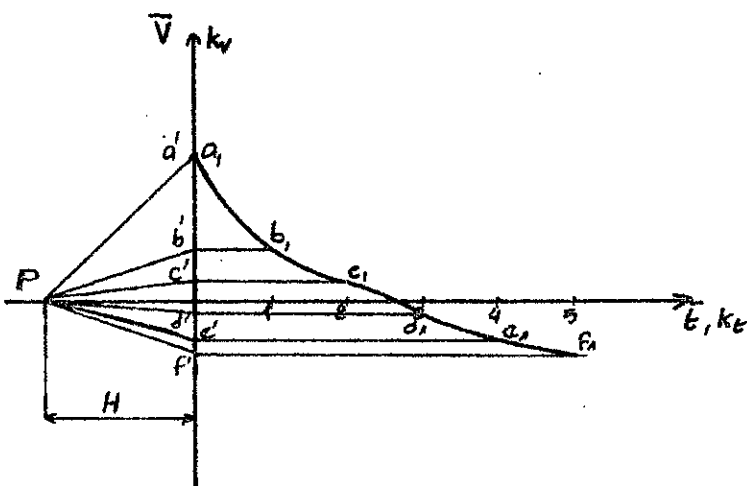
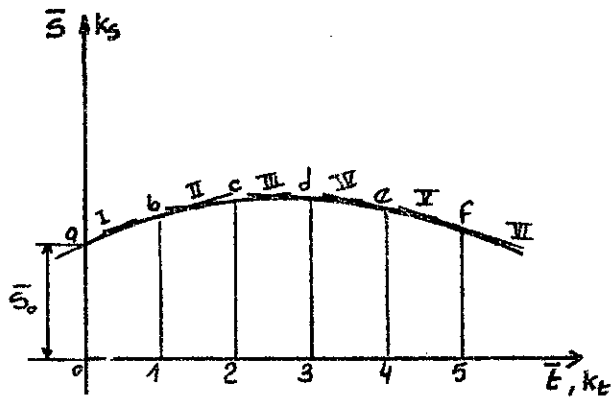
dans le temps infiniment petit $dt = k_t \cdot d\bar{t}$, le déplacement du point sera déterminé par la coordonnée (b b₁ = a a₁ + d \bar{s}), c.à.d. le déplacement est augmenté

de la valeur ($ds = k_s \cdot d\bar{s}$). la vitesse du point qui se déplace $V = \frac{ds}{dt} = \frac{k_s \cdot d\bar{s}}{k_t \cdot dt}$
 mais $\frac{d\bar{s}}{dt} = \text{tg } \alpha$ donc

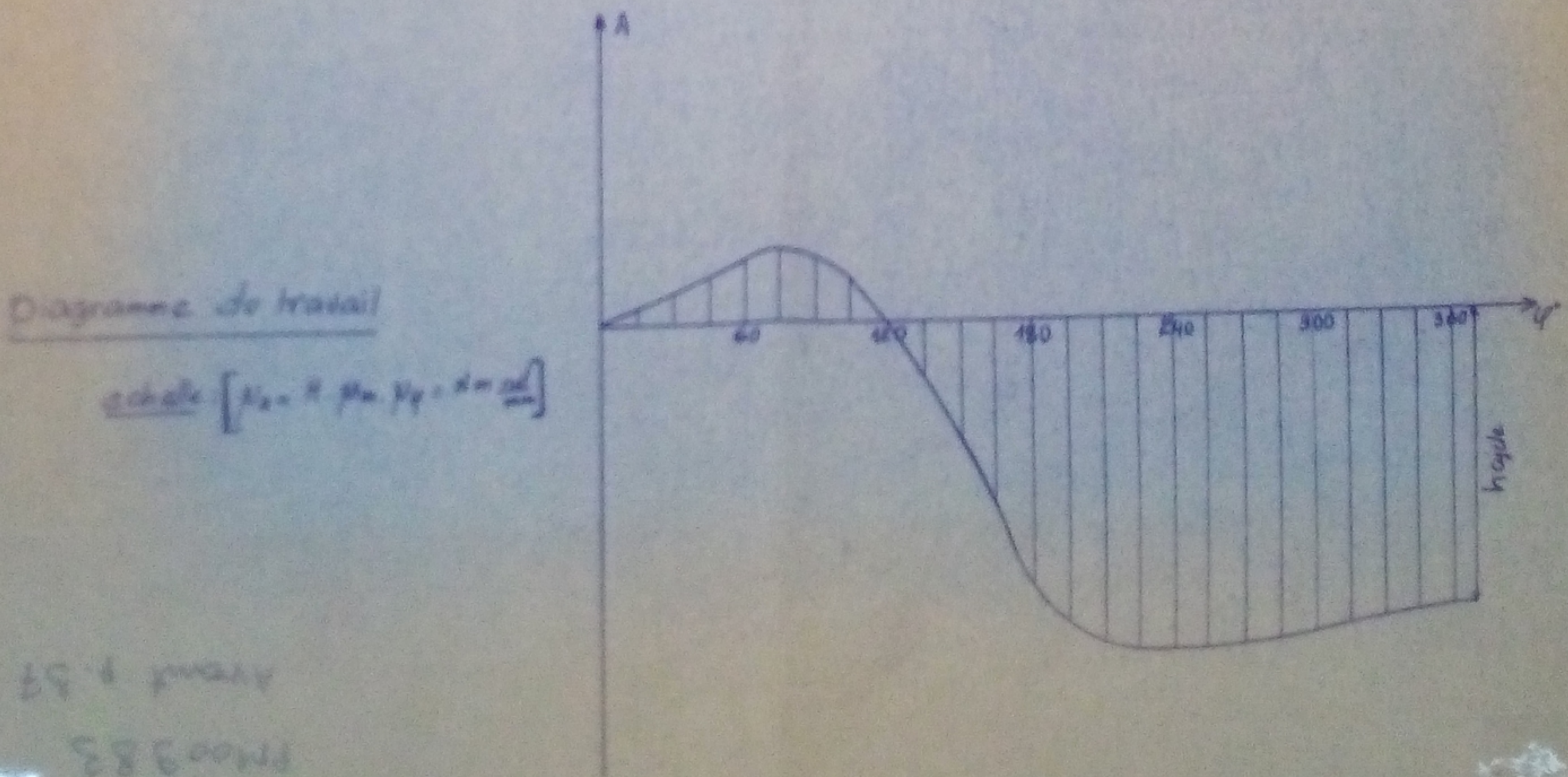
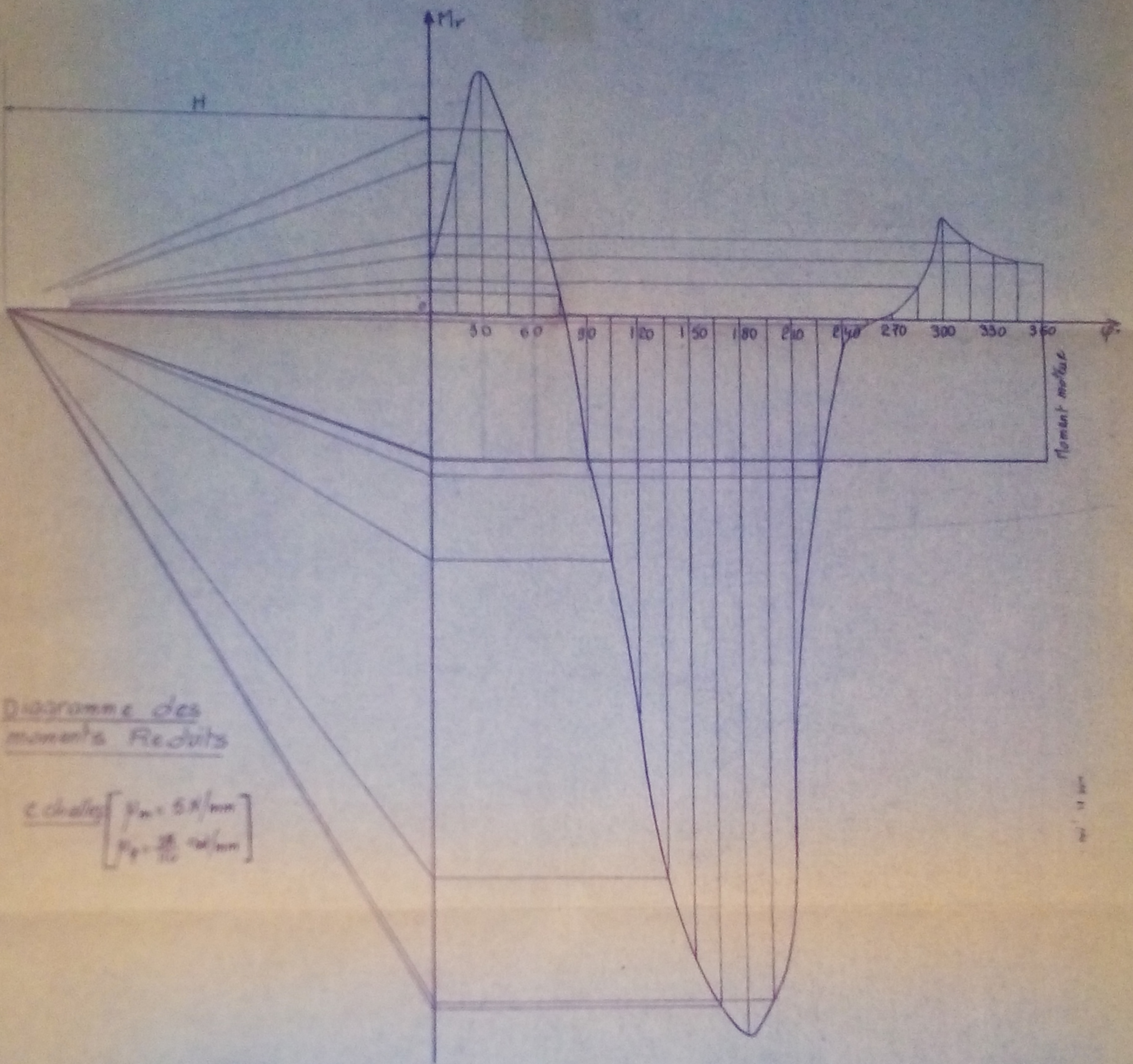
$$V = \frac{k_s}{k_t} \text{tg } \alpha$$

cette expression est l'équation sur laquelle est fondée
 La différentiation graphique.

disposons du graphe $S = f(t)$, les échelles sont (k_t et k_s)



divisons le déplacement du temps du point en portions égales, par exemple en 5 portions.
 sur le graphe de $S = f(t)$, repérons les points (a, b, c, d, e, f) et traçons en tangente
 en chaque point de la courbe (I, II, ... etc). au dessous du graphe $S = f(t)$, dessinons
 le système de coordonnées avec les mêmes portions du temps; l'axe des abscisses
 étant prolongé à gauche, repérons le pôle (P) distant de (H) de l'origine du système
 de coordonnées. du point (P) traçons les droites parallèles aux tangentes de $s(t)$ jusqu'à
 l'intersection de l'axe des coordonnées (a', b', \dots). des points $a', b', c' \dots$ etc; menons
 la parallèle à l'axe des abscisses jusqu'à l'intersection avec la coordonnée correspondante
 ainsi nous obtenons les points $a_A, b_A, c_A \dots$ etc. en reliant ces points obtenus, nous



avant p. 57

PM00983

obtenons une courbe.

que représente cette courbe ?

n'importe quelle ordonnée de cette courbe, par exemple $Ab_1 = Ob'_1 = H \cdot \operatorname{tg} \alpha$, ou

(α = angle d'inclinaison de la tangente à la courbe d'origine).

donc les ordonnées de la courbe obtenue (courbe de vitesse), sont proportionnelles aux tangentes d'angle d'inclinaison.

Ces ordonnées de cette courbe sont les vitesses du point considéré dont l'échelle k_v est inconnue. cette action est la différentiation graphique

a. Détermination de l'échelle des vitesses

$$V = \text{vitesse réelle} = k_v \cdot \bar{V} = k_v \cdot H \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

$$\text{nous savons que } V = \frac{k_s}{k_t} \operatorname{tg} \alpha$$

$$\Rightarrow k_v \cdot H \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{k_s}{k_t} \operatorname{tg} \alpha$$

donc

$$k_v = \frac{k_s}{k_t \cdot H}$$

de ces généralités nous pourrions dire que l'intégration graphique est comme action inverse de la différentiation

dans notre projet, on a utilisé l'action inverse pour la construction du diagramme du travail ayant le diagramme des moments en choisissant les données suivantes

$$\begin{cases} \mu_m: \text{échelle des moments} & [5 \text{ Nm/mm}] \\ \mu_\varphi: \text{" des angles} & \left[\frac{2\pi}{6} \text{ rad/mm} \right] \\ \mu_A: \text{" du travail} = H \cdot \mu_m \cdot \mu_\varphi & = [20,8 \text{ rd} \cdot \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{mm}}] \\ H & = 100 \text{ mm.} \end{cases}$$

le diagramme du travail étant construit, nous pourrions calculer la puissance du mécanisme pour un seul bras.

$$P_m = \frac{k_v \cdot \mu_A}{102 \cdot t_{cy}}$$

$$\text{avec } \begin{cases} t_{cy} = \frac{60}{n} = \frac{60}{6} = 10 \text{ sec} \\ h_{cy} = 52 \text{ mm. (voir graphe)} \end{cases}$$

$$P_m = \frac{52 \cdot 20,8}{102 \cdot 10} = 1,06 \text{ kW}$$

Puisque notre mécanisme est composé de trois (3) bras, multiplions cette puissance par (3)

$$P_{m_3} = 1,06 \cdot 3 = 3,18 \text{ kW}$$

§.4.5. Calcul de la Puissance utile du moteur d'entraînement

Prenons pour rendement du réducteur fermé à vis sans fin à 1 filet.

$$\eta_{\text{red}} = 0,7$$

transmission par courroie trapézoïdale $\eta_{\text{tr}} = 0,97$

$$P_{m_u} = \frac{P_{m_3}}{\eta_a \cdot \eta_{\text{red}}} = \frac{3,18}{0,7 \cdot 0,97} = \underline{\underline{4,68 \text{ kW}}}$$

a. choix du moteur

les critères de choix sont les suivants

- condition de marche : vitesse constante
- Pas d'effort dynamique : faible inertie
- Pas de grande variation du couple résistant
- nombre d'enclenchement par heure estimé à 5.

en vertu de ces critères notre choix se porte sur un moteur asynchrone fermé à arbre horizontal dont la fixation est à pattes.

caractéristique du moteur.

Serie	4A	exécution fermé à refroidissement forcé par air
type	132 MB	
n (tr/mn)	750	
Puissance	5,5 kW	

V. CHOIX ET DIMENSIONNEMENT DU REDUCTEUR

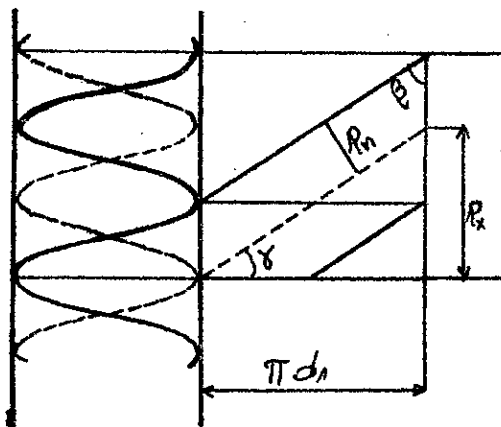


Fig. 1-7

p_x : pas axial

p_z : pas hélicoïdal

β : angle d'hélice

γ : " d'inclinaison du filet

i_c : rapport de transmission pour courroie trapézoïdale

i_{red} : " " Reducteur

i_t : " " Total = $i_c \cdot i_{red}$

La vis sans fin étant à 1 seul filet, nous obtenons de la relation $p_z = p_x \cdot z_v$

la valeur $p_z = p_x \cdot z_v = 1$

$$i_{red} = \frac{z_{roue}}{z_{vis}} = \frac{2-19}{1}$$

$$i_t = \frac{n_1}{n_2} = \frac{750}{6} = 125 = i_c \cdot i_{red} \quad \underline{2-20}$$

Connaissant $i_c = (2 \div 4)$ pour courroie trapézoïdale, prenons $i_c = 2,5$.

de la relation 2.20 nous obtenons

$$i_{red} = \frac{i_t}{i_c} = \frac{125}{2,5} = 50$$

de la relation 2.19 nous aurons

$$z_{roue} = z_v \cdot i_{red} = 1 \cdot 50 = 50 \text{ dents.}$$

Puisque z_v est compris entre (30 et 62) dents, notre angle de pression α_x doit être compris entre (15° et 30°).

Prenons $\alpha_x = 20^\circ$

§.5-1 calcul Préliminaire

nous obtenons pour la construction de la couronne de la roue le matériau suivant.

Br. Al. * 9. 4 π
Bronze AL Fer Moulée

de même, pour le calcul Préliminaire, prenons comme vitesse de glissement
 $v_s = 5 \text{ m/p}$ dans l'engrenage.

données du catalogue :

$$\left. \begin{array}{l} \text{contrainte de contact admissible } [\sigma_H] = 155 \text{ N/mm}^2 \\ \text{Contrainte à la flexion } [\sigma_o]'_F = 98 \text{ N/mm}^2 \end{array} \right\} \geq \text{HRC 45.}$$

d'après $N_L > 25 \cdot 10^7$ (nombre de cycle de chargement).

$$K_{FL} = 0,543$$

q : coefficient de diamètre de la vis sans fin = 12,5
 (nombre de modules contenu dans le ϕ du cercle primitif de la vis)

$$[\sigma_o]_F = \text{contrainte admissible réelle} = K_{FL} [\sigma_o]'_F = 0,543 \cdot 98 = 53 \text{ N/mm}^2$$

a. calcul du moment de Torsion sur la roue

$$M_{tr} = \frac{P_{mv}}{\omega_r} \quad \underline{2.20} \quad \text{avec } \omega_r = \frac{\pi n_z}{30} = \frac{\pi \cdot 6}{30} = 0,628 \text{ rad/p.}$$

$$\text{donc } M_{tr} = \frac{4,68 \cdot 10^3}{0,628} = \underline{7452 \text{ N.m.}}$$

prenons comme coefficient de service $k = 1,2$, et déterminons l'entre axe de la condition de résistance de contact.

$$a_w = \left(\frac{z_e}{q} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\frac{z_e}{q} \cdot [\sigma_H]} \right)^2 M_{tr} \cdot k } \quad \underline{2.21}$$

$$a_w = \left(\frac{50}{12,5} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{\frac{50}{12,5} \cdot 155} \right)^2 \cdot 7452 \cdot 10^3 \cdot 1,2 } = 438 \text{ mm.}$$

b. calcul du module

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{z_r + q} = \frac{2 \cdot 438}{50 + 12,5} = 14,01 \text{ mm}$$

d'après la littérature prenons $\left. \begin{array}{l} m = 16 \text{ mm} \\ q = 12,5 \end{array} \right\}$ et calculons l'entre axe.

$$a_w = \frac{m(q + z_r)}{2} = \frac{16(12,5 + 50)}{2} = \underline{500 \text{ mm}} \quad \text{valeur normalisée}$$

c. Normalisation

$a_w = 500 \text{ mm}$	entre axe
$m = 16 \text{ mm}$	module
$q = 12,5$		
$i_{red} = 50$	rapport de transmission du Reducteur
$Z_v = 1$	nbre de filet de la vis sans fin
$Z_r = 50$	nbre de dents de la roue.

d. Dimensions geometriques principales.Vis

diametre primitif $d_1 = q \cdot m = 12,5 \cdot 16 = 200 \text{ mm}$

" " de Tete $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 232 \text{ mm}$

" " de Pied $d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 161,6 \text{ mm}$.

Longueur de la Partie active.

$$b_1 \geq (11 + 0,06 \cdot Z_r) \cdot m + 25 = (11 + 0,06 \cdot 50) \cdot 16 + 25 = 249 \text{ mm}$$

Prenons $b_1 = 250 \text{ mm}$.

angle d'helice sur le diametre primitif

$$\tan \gamma = \frac{Z_v}{q} = \frac{1}{12,5} = 0,08 \Rightarrow \gamma = \arctan 0,08 = 4^\circ 34' 26''$$

couronne (roue)

diametre Primitif $d_2 = Z_r \cdot m = 50 \cdot 16 = 800 \text{ mm}$

" " de tete $d_{a2} = d_2 + 2m = 832 \text{ mm}$

" " de Pied $d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m = 761,6 \text{ mm}$.

" " maxi de la roue dentee. $d_{a_{r2}} \leq d_{a2} + \frac{6m}{Z_v + 2} = \underline{864 \text{ mm}}$

Partie active

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 232 = 174 \text{ mm}$$

Vitesse peripherique de la vis

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_v}{60} \quad \text{avec} \quad n_v = \frac{750}{2,5} = 300 \text{ tr/min.}$$

$$v_1 = \frac{\pi \cdot 232 \cdot 300 \cdot 10^{-3}}{60} = 3,644 \text{ m/s}$$

§. 5.2 vitesse de glissement relative de la vis à la dent

$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{3,644}{\cos(4^\circ 34' 26'')} = 3,655 \text{ m/s}$$

d'après la littérature, pour une vitesse $v_s = 4 \text{ m/s}$ on a $|\sigma_H| = 161 \text{ N/mm}^2$

Pourcentage de glissement

$$P.G = \frac{161 - 155}{161} = 3,72\% \quad \text{valeur admissible}$$

Pour la même valeur de $v_s = 4 \text{ m/s}$, le coefficient de frottement réduit (f'_0) et l'angle de frottement réduit (ρ'_0) sont égaux à

$$\left| \begin{array}{l} f'_0 = 0,02 \\ \rho'_0 = 1^\circ 10' \end{array} \right.$$

vu que notre matériau ne contient pas d'étain qui est un anti friction, d'après la littérature, il faudrait augmenter le coefficient de frottement réduit de 50%; ainsi nous aurons

$$\left| \begin{array}{l} f' = 0,02 \cdot 1,5 = 0,03 \\ \rho' = 1^\circ 43' \end{array} \right.$$

§. 5.3. calcul du rendement précis du réducteur.

les Pertes dans l'engrenage sont dues essentiellement au glissement des filets sur les dents. donc

$$\eta_{rv} = 0,96 \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \rho')} = 0,96 \frac{\tan(4^\circ 34' 26'')}{\tan(4^\circ 34' 26'' + 1^\circ 43')} = 0,697$$

$$\boxed{\eta_{rv} \approx 0,7}$$

§. 5.4. calcul du coefficient réel de service (K)

$$K = K_v \cdot K_\beta$$

K_v = coeff dynamique

K_β = coeff d'inégalité de distribution de charge

pour $(3 \leq v_s \leq 7,5) \text{ m/p}$ et une classe de Precision de 7 on a :

$$k_v = 1,1$$

$$k_\beta = 1 + \left(\frac{z_r}{\theta}\right)^3 (1-x) \quad \text{ou} \quad \theta: \text{coeff de deformation de la vis choisi suivant } q \text{ et } z_v.$$

x : jeu lateral admissible entre dents qui depend de la classe de Precision.

$$\theta = 147$$

$$x = 0,6 \quad \rightarrow \quad k_\beta = 1 + \left(\frac{50}{147}\right)^3 (1-0,6) = 1,0157$$

$$\text{donc} \quad k = k_v \cdot k_\beta = 1,1 \cdot 1,0157 = \underline{1,117}$$

en vertu de 2.21 calculons la resistance de contact $\sigma_H \leq |\sigma_H|$.

$$\sigma_H = \frac{170}{z_v/q} \sqrt{M_{tr} \cdot k \cdot \left(\frac{z_v+1}{9}\right)^3 \cdot \frac{1}{d_b^2}} = \frac{170}{50/12,5} \sqrt{7452 \cdot 10^3 \left(\frac{50+1}{12,5}\right)^3 \cdot \frac{1}{(100)^2}}$$

$$\sigma_H = 116 \text{ N/mm}^2$$

$$\underline{\sigma_H < |\sigma_H|} \quad \text{relation verifiee}$$

§.5.5. calcul du nombre de dents equivalents de la rove dentee.

$$z_{rv} = \frac{z_r}{\cos^3 \delta} = \frac{50}{\cos^3(4^\circ 34' 26'')} = 50,48 \text{ dents}$$

§.5.6 calcul de verification de la contrainte à la flexion. (σ_F)

$$\underline{2.22} \quad \sigma_F = \frac{1,2 \cdot M_{tr} \cdot k \cdot Y_F}{z_r \cdot b_2 \cdot m^2} \quad \text{ou} \quad Y_F: \text{coeff de forme des dents choisi suivant } z_{rv}$$

$$\sigma_F = \frac{1,2 \cdot 7452 \cdot 10^3 \cdot 1,117 \cdot 2,17}{50 \cdot 174 \cdot (16)^2} \quad Y_F = 2,17.$$

$$\underline{\sigma_F = 9,73 \text{ N/mm}^2}$$

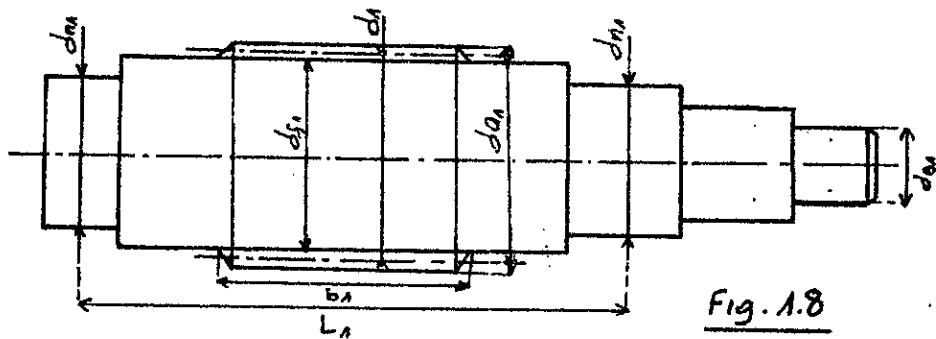
$$\sigma_F < |\sigma_F| \quad \Leftrightarrow \quad 9,73 \text{ N/mm}^2 < 53 \text{ N/mm}^2.$$

§.5.7. CALCUL Preliminaire des arbres

le moment de Torsion sur la rove étant connu, calculons cel de la vis.

$$M_{tr} = M_r = 7452 \cdot 10^3 \text{ N mm}$$

$$M_{tr} = M_v = \frac{M_r}{k_{red} \cdot z_{red}} = \frac{7452}{50 \cdot 0,7} = 212,91 \cdot 10^3 \text{ N mm}$$



calcul des ϕ .

$$d_{B_1} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tr}}{0,2 \cdot |\sigma_t|}} \quad \text{avec } |\sigma_t| : \text{contrainte admissible de Torsion}$$

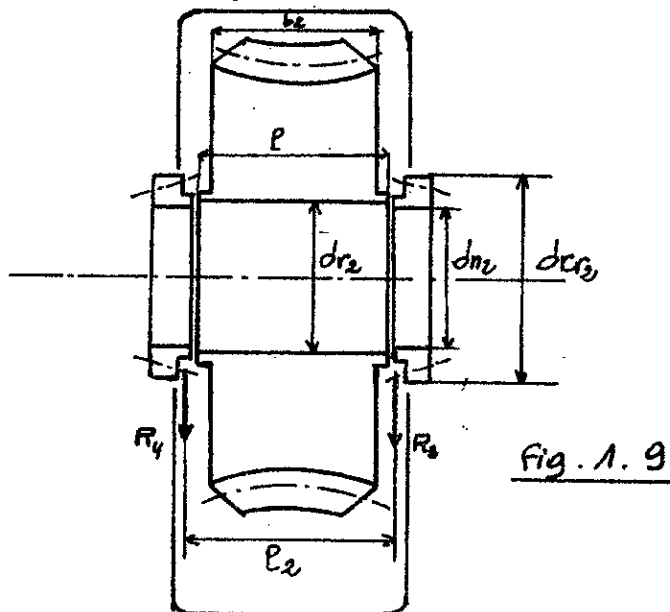
$$d_{B_1} \geq \sqrt[3]{\frac{212,9 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 34,9 \text{ mm} \quad |\sigma_t| = 25 \text{ N/mm}^2$$

prenons $d_{B_1} = 80 \text{ mm}$

puisque $d_{n_1} > d_{B_1}$, on pourrait normaliser d_{n_1} (diamètre de roulements)

$$d_{n_1} = 110 \text{ mm.}$$

$$L_1 \approx d_{a n_2} = \phi_{\text{max}} \text{ de la roue dentée} = 864 \text{ mm}$$



$$d_{B_2} = \sqrt[3]{\frac{M_{tr}}{0,2 \cdot |\sigma_t|}} = \sqrt[3]{\frac{7452 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 114,2 \text{ mm}$$

Normalisation.

$$d_{n2} = 110 \text{ mm}$$

$$d_{r2} = 140 \text{ mm}$$

$$d_{cr2} = (1,6 \div 1,8) d_{r2} = (224 \div 252) \text{ mm.}$$

$$d_{cr2} = 250 \text{ mm.}$$

$$P = (1,2 \div 1,8) d_{r2} = (168 \div 252) \text{ mm.}$$

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

$$P_2 = 250 \text{ mm.}$$

§. 5.8 calcul du corps du Reducteur

épaisseur du corps inférieur (δ)

$$\delta = 0,04 \cdot a_w + 2 = 22 \text{ mm}$$

épaisseur du corps supérieur δ_1

$$\delta_1 = 0,032 \cdot a_w + 2 = 18 \text{ mm.}$$

b : épaisseur de la partie de fixation (corps inférieur)

$$b_1 = 1,5 \cdot \delta = 33 \text{ mm.}$$

P_1 : épaisseur de la partie de fixation (corps supérieur)

$$P_1 = 1,5 \cdot \delta = 33 \text{ mm.}$$

ϕ des Boulons de fixation du Bati

$$d_{11} = (0,03 \div 0,036) a_w + 12 = (27 \div 30) \text{ mm.}$$

$$\text{prenons } d_{11} = 30 \text{ mm.}$$

ϕ des Boulons du couvercle.

$$d_{1,2} = 20 \text{ mm}$$

VI. CHOIX DE LA TRANSMISSION

Il est difficile de faire une comparaison, un choix global et impartial des différents modes de Transmission; Tout d'abord parce que certains éléments sont difficilement chiffrables: le silence des courroies par exemple. Par ailleurs les domaines d'utilisation ne se recouvrent pas entièrement, et par suite en se plaçant dans telle ou telle condition on peut soit avantager un mode de Transmission par rapport à l'autre, soit au contraire le désavantager; le choix s'avère un peu difficile, n'ai en moins, il se fait à base de certains critères tels que: résistance, encombrement, et surtout vitesses linéaires et angulaires en jeux. Actuellement, l'emploi des courroies pour la transmission de puissance est de plus en plus généralisée par suite de nombreux avantages qu'il procure: marche silencieuse, bon rendement, montage et entretien faciles, longue durée de vie, frais d'installation peu élevés. actuellement, la courroie a un rendement excellent de l'ordre de 98% lorsqu'elle est correctement déterminée et utilisée; de plus, elle fonctionne sans bruit parasite. notre choix repose donc sur une transmission par courroie trapézoïdale puisqu'elle répond à nos exigences.

a. Calcul de la Transmission

nous plaçons la transmission entre le moteur d'entraînement et le réducteur.

$$M_{tv} = 212 \text{ N.m}$$

le moment de torsion de départ (M_A) étant de

$$M_A = \frac{M_{tv}}{\eta_a} = \frac{212}{0,97} = 218 \text{ N.m}$$

en fonction de (M_A) nous choisissons la série de la courroie

pour ($120 < M_A < 600$) N.m on a les caractéristiques suivantes

type B

F: surface latérale de la courroie = 230 mm^2

$D_{\min A}$ = diamètre mini de la poulie (A) (moteur) = 200 mm.

D_2 = ϕ de la poulie (réducteur) = $i_u \cdot D_1 (1 - \epsilon) = 2,5 \cdot 200 (1 - 0,01) = 492,5 \text{ mm}$

avec ε : coefficient de glissement.

Normalisation: $D_2 = 500 \text{ mm}$.

b. vitesse périphérique (permettant de transmettre la puissance maxi)

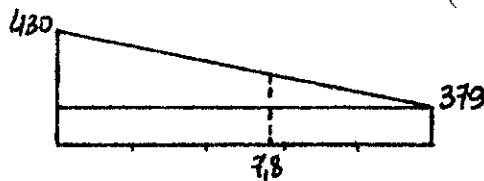
$$V = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot D_1 = 0,5 \cdot \frac{\pi \cdot 750}{30} \cdot 200 \cdot 10^{-3} = 7,8 \text{ m/s}$$

P_0 : effort périphérique transmis par une courroie en fonction de D_1 et de (V)

dans la littérature, il se trouve que les valeurs pour des vitesses de 5, 10, 15 m/s et (mais pas pour 7,8 m/s)

donc $P_0 = 430 \text{ N}$ pour $V = 5 \text{ m/s}$

$P_0 = 379 \text{ N}$ " $V = 10 \text{ m/s}$



ainsi pour $V = 7,8 \text{ m/s} \rightarrow P_0 = 404 \text{ N}$ pour une seule courroie.

$|P|$: effort périphérique admissible pour une seule courroie.

$$|P| = P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_p$$

C_α : coeff d'influence de l'angle d'enroulement de la courroie = $1 - 0,003(180 - 147)$

C_L : " " de la longueur de la courroie = 1 = 0,9

C_p : " tenant compte du régime de transmission = 1

$$|P| = 404 \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1 = 364 \text{ N}$$

c. effort périphérique transmis par la transmission

$$P = \frac{N}{7,8} = \frac{4,7 \cdot 10^3}{7,8} = 602,5 \text{ N} \quad N = \text{Puissance d'entraînement}$$

d. détermination du nombre de courroies

$$z = \frac{P}{|P|} = \frac{602,5}{364} = 1,65 \Rightarrow \underline{z = 2 \text{ courroies}}$$

Soit σ_0 , la contrainte due à la tension préliminaire en fonction de l'angle d'enroule et de la vitesse périphérique

$$\sigma_0 = 1,6 \text{ N/mm}^2$$

S_0 : tension préliminaire de chaque brin de la courroie.

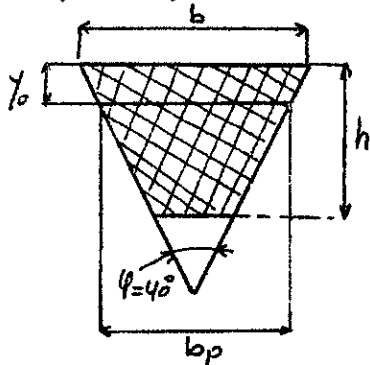
$$S_0 = \sigma_0 \cdot F = 1,6 \cdot 230 = 368 \text{ N}$$

e. Verification du rapport de transmission (i_h)

$$i_h = \frac{D_2}{D_1} = \frac{500}{200} = 2,5$$

f. entre axe minimum

$$a_{\min} = 0,55(D_1 + D_2) + h = 0,55 \cdot 700 + 13,5 = 398,5 \text{ mm.}$$



Type	b mm	b _p mm	h mm	y ₀ mm	F mm ²	L m	a _{min} mm	n ₀ N/m
B	220	130	13,5	4,8	230	1,8-10	200	120-600

g. entre axe maxi

$$a_{\max} = 2(D_1 + D_2) = 1400 \text{ mm.}$$

Preions un entre axe a = 500 mm.

$$L_c: \text{longueur de la courroie calculée} = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a} = 2144 \text{ mm}$$

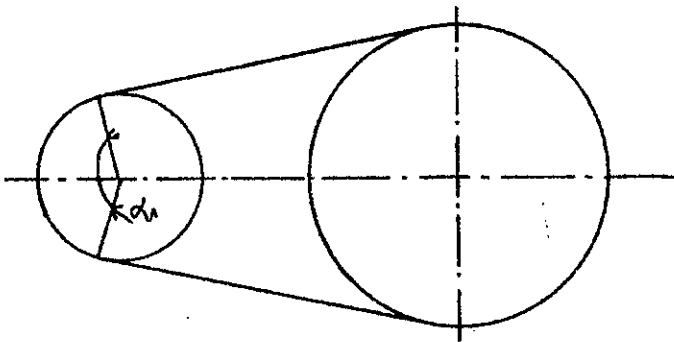
$$L_n: \text{ " " " normalisée} = 2240 \text{ mm.}$$

$$D_{\text{moyen}} \text{ des deux poulies} = 0,5(D_2 + D_1) = 350 \text{ mm.}$$

ayant toutes les valeurs, corrigeons l'entre axe.

$$a = 0,25 \left[L_n - \pi D_{\text{moy}} + \sqrt{(L_n - \pi D_{\text{moy}})^2 - 2(D_2 - D_1)^2} \right] =$$

$$\underline{a = 550 \text{ mm}}$$



$\alpha = \text{angle d'enroulement}$

$$\alpha_1 = 180 - 60 \frac{D_2 - D_1}{a} = 147^\circ$$

S_1 : tension du brin menant

$$S_1 = S_0 - \frac{P}{2 \cdot z} = 368 - \frac{602,5}{2 \cdot 2} = 518,5 \text{ N.}$$

h - calcul de l'effort s'exerçant sur l'arbre

$$Q = 2 \cdot S_0 \cdot z \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 368 \cdot 2 \cdot \sin \frac{147}{2} = 1411,2 \text{ N} = \underline{1410 \text{ N.}}$$

VII CALCUL DES FORCES DANS le REDUCTEUR et CALCUL DE ROULEMENTS

AUX APPUIS DES ARBRES

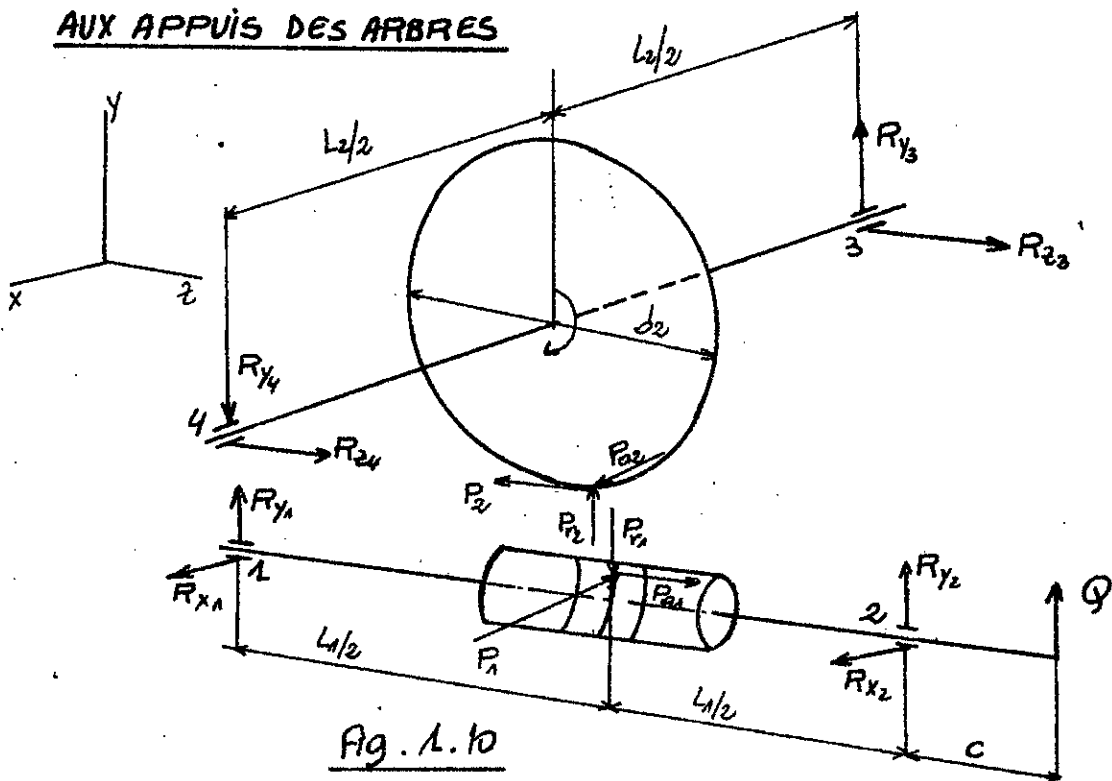


Fig. 1.10

considérons les efforts agissant dans un engrenage à vis sans fin.

L'arbre de la vis sans fin est sollicité par un moment moteur M_{tv} , tandis que l'arbre portant la roue tangente est soumise à l'action du moment résistant M_{tr} . Les flancs de la denture de la vis sont sollicités du côté de la roue par une force normale dirigée sous un angle α_n dont le vecteur se situe dans un plan normal à la surface hélicoïdale de la denture. Ce plan est incliné par rapport au plan de l'axe de rotation de la vis d'un angle (γ) qu'on appelle angle d'hélice.

Décomposons cette force suivant trois directions réciproquement perpendiculaires et écrivons l'égalité suivante (d'après fig 1.10).

- ou
- P_{a_1} : effort circonférentiel de la roue tangente égal à P_{t_2} qui est l'effort axial de la vis dont les vecteurs sont situés dans le plan \perp à l'axe de la roue.
 - P_{r_1} : effort radial dirigé vers l'axe de la vis suivant son rayon, égal à P_{r_2}
 - P_{a_2} : effort axial de la roue égal à P_{a_1} qui est l'effort circonférentiel de la vis sans fin

Une autre force vient s'ajouter qui est la force provoquée par les courroies de la transmission, et qui s'exerce sur l'arbre de la vis, dans le même plan que R_{y2} ; Puisqu'on connaît le moment de Torsion M_{tr} appliqué à la roue tangente menée, on commence par chercher l'effort circonférentiel P_{a1} de cette roue.

$$P_{a1} = \frac{M_{tr}}{R_2} = \frac{2 M_{tr}}{d_2} = \frac{2.7452.10^3}{800} = \underline{18,63.10^3 \text{ N}}$$

$$P_{r1} = P_{a1} \cdot \text{tg } \alpha_n = 18,63.10^3 \cdot \text{tg } \alpha_n$$

α_n : angle d'inclinaison du flanc de la section du filet de la vis égal à l'angle d'engrenement de l'outil crémaillère; $\alpha = 20^\circ$

$$P_{r1} = 18,63.10^3 \cdot \text{tg } 20^\circ = \underline{6,78.10^3 \text{ N}}$$

$$Q = 2.50.2. \sin \frac{\alpha_n}{2} = 2.368.2. \sin \frac{14,7}{2} = \underline{141.10^3 \text{ N}}$$

R_{z3}, R_{z4} : Reactions de l'effort circonférentiel (P_{a2}) de la vis sur la roue

R_{y1}, R_{y2} : " " radial (P_{r1}) de la roue sur la vis et de Q

R_{x1}, R_{x2} : " " axial (P_{a1}) " " "

R_{y3}, R_{y4} : " " (P_{a2}) qui crée un couple de flexion sur l'arbre de la roue.

Calcul de ces reactions

nous avons supposé une valeur estimative de la longueur aux appuis de l'arbre de la vis $L_1 \approx d_{a1} = 864 \text{ mm}$.

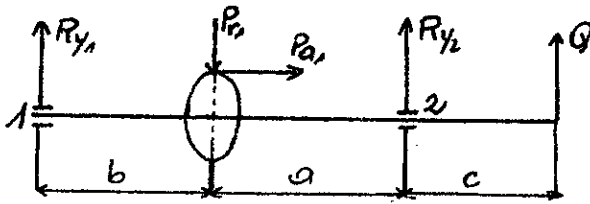
Vu les considérations de construction, cette longueur a été mesurée directement du schéma et a pour valeur

$$L_1 = 792 \text{ mm}$$

$$\text{de m pour } C = 134 \text{ mm}$$

nous avons considéré aussi que l'action des forces sur la denture s'exerce au milieu de la vis

considérons le plan YZ de la vis



$$a = 0,402 \text{ m}$$

$$b = 0,390 \text{ m}$$

$$c = 0,134 \text{ m}$$

$$\sum \mathcal{M}_1 = 0$$

$$\Leftrightarrow R_{y2} \cdot (a+b) + Q \cdot (a+b+c) - P_1 \cdot b - P_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0$$

$$\Rightarrow R_{y2} = \left[P_1 \cdot b + P_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - Q \cdot (a+b+c) \right] \frac{1}{a+b}$$

$$\underline{R_{y2} = 4,042 \cdot 10^3 \text{ N}}$$

$$\sum \mathcal{M}_2 = 0$$

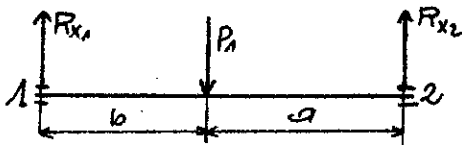
$$\Leftrightarrow -R_{y1} \cdot (a+b) + P_1 \cdot a + Q \cdot c - P_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0$$

$$R_{y1} = \left[P_1 \cdot a + Q \cdot c - P_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} \right] \frac{1}{a+b}$$

$$\underline{R_{y1} = 1,327 \cdot 10^3 \text{ N}}$$

Plan XZ

dans ce plan Q n'existe pas.



$$\sum \mathcal{M}_1 = 0$$

$$\Leftrightarrow R_{x2} \cdot (a+b) - P_1 \cdot b = 0 \Rightarrow R_{x2} = P_1 \cdot \frac{b}{a+b} = \frac{2,129 \cdot 10^3 \cdot 0,390}{0,792} =$$

$$\underline{R_{x2} = 1,048 \cdot 10^3 \text{ N}}$$

$$R_{x1} = P - R_{x2} = (2,129 - 1,048) \cdot 10^3 = \underline{1,081 \cdot 10^3 \text{ N}}$$

Plan YX de la roue

$$\sum \mathcal{M}_3 = 0 \Leftrightarrow R_{y4} \cdot L_2 - P_{r2} \cdot \frac{L_2}{2} - P_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0 \quad L_2 = 0,270$$

$$R_{y4} = \left[P_{r2} \cdot \frac{L_2}{2} + P_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} \right] \frac{1}{L_2} = 6,544 \cdot 10^3 \text{ N}$$

$$\sum \mathcal{M}_4 = 0 \Leftrightarrow R_{y3} \cdot L_2 + P_{r2} \cdot \frac{L_2}{2} - P_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0$$

$$\Rightarrow R_{y3} = \left[P_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - P_{r2} \cdot \frac{L_2}{2} \right] \frac{1}{L_2}$$

$$\begin{cases} R_{y_3} = -0,235 \cdot 10^3 \text{ N.} \\ R_{y_4} = 6,544 \cdot 10^3 \text{ N.} \end{cases}$$

Plan YZ

$$\begin{aligned} \sum M/3 = 0 & \Rightarrow R_{z_4} \cdot L_2 - P_2 \frac{d_2}{2} = 0 \\ \sum M/4 = 0 & \Rightarrow -R_{z_3} \cdot L_2 + P_2 \frac{d_2}{2} = 0 \end{aligned} \Rightarrow R_{z_3} = R_{z_4} = \frac{P_2 \cdot d_2}{2 \cdot L_2} = 27,6 \cdot 10^3 \text{ N.}$$

Reactions resultantes aux appuis 1, 2, 3, 4

$$\begin{cases} R_1 = \sqrt{R_{x_1}^2 + R_{y_1}^2} = 1,711 \cdot 10^3 \text{ N} \\ R_2 = \sqrt{R_{x_2}^2 + R_{y_2}^2} = 4,181 \cdot 10^3 \text{ N} \\ R_3 = \sqrt{R_{y_3}^2 + R_{z_3}^2} = 27,601 \cdot 10^3 \text{ N} \\ R_4 = \sqrt{R_{y_4}^2 + R_{z_4}^2} = 28,365 \cdot 10^3 \text{ N} \end{cases}$$

8.7.1. Calcul de la rigidité

le calcul de la rigidité à pour objet la détermination des fleches, des axes ou des arbres en des endroits précis. Par exemple la flexion de l'arbre sous un engrenage, entraîne l'augmentation de l'entre axe, et par conséquent la diminution du coefficient de conduite, (ϵ) de l'engrenage

d'après l'élément de machine, la fleche est déterminée de la manière suivante.

$$f = \frac{L_1 \sqrt{P_A^2 + P_B^2}}{48 \cdot E \cdot J_A}$$

J_A : moment d'inertie de la vis sans fin.

$$J_A = \frac{\pi d_A^4}{64} \left[0,375 + 0,625 \frac{d_A}{d_A} \right] = 4259 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$$

E : module d'élasticité = $2,1 \cdot 10^5 \text{ daN/mm}^2$

$$f = 0,008 \text{ mm.}$$

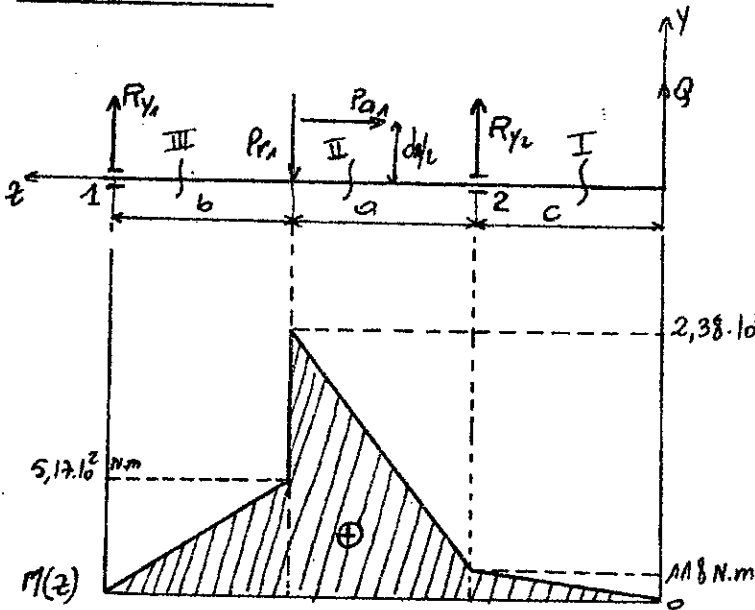
or la valeur admissible de la fleche est comprise entre $(0,005 \div 0,01) \cdot m = (0,08 \div 0,16)$

$$f = 0,008 < |0,08| = \text{valeur minimale admissible}$$

§. 7.2. Determination des efforts agissants sur l'arbre

schema de calcul et épure des moments de flexion (vissans fin)

Plan Vertical



L'effort Q s'exergant sur l'arbre est dans le m plan, vertical, dirigé vers le haut.

Zone I $0 \leq z \leq c$

$$M_I(z) = +Q \cdot z \begin{cases} z=0 \rightarrow M_I(0) = 0 \\ z=c \rightarrow M_I(c) = 0,188 \cdot 10^3 \text{ N.m.} \end{cases}$$

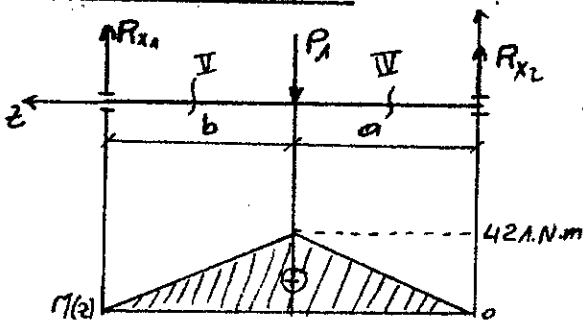
Zone II $c \leq z \leq a+c$

$$M_{II}(z) = Q \cdot z + R_{y2} (z-c) \begin{cases} z=c \rightarrow M_{II}(c) = 0,188 \cdot 10^3 \text{ N.m} \\ z=(a+c) \rightarrow M_{II}(a+c) = 2,380 \cdot 10^3 \text{ N.m.} \end{cases}$$

Zone III $(a+c) \leq z \leq (a+b+c)$

$$M_{III}(z) = Q \cdot z + R_{y2} (z-c) - P_1 (z-a-c) \begin{cases} z=a+c \rightarrow M_{III}(a+c) = 5,17 \cdot 10^3 \text{ N.m} \\ z=a+b+c \rightarrow M_{III}(a+b+c) = 0 \end{cases}$$

Plan horizontal $Q=0$



Zone IV $0 \leq z \leq a$.

$$M_{IV}(z) = R_{x2} \cdot z \quad \begin{cases} z=0 \rightarrow M_{IV}(0) = 0 \\ z=a \rightarrow M_{IV}(a) = 0,421 \cdot 10^3 \text{ N.m.} \end{cases}$$

Zone V $a \leq z \leq a+b$.

$$M_{V}(z) = R_{x2} \cdot z - P_1(z-a) \quad \begin{cases} z=a \rightarrow M_{V}(a) = 0,421 \cdot 10^3 \text{ N.m.} \\ z=a+b \rightarrow M_{V}(a+b) = 0 \end{cases}$$

a. Détermination du moment de flexion

$$M_{fmax} = \sqrt{M_{fv}^2 + M_{fh}^2}$$

le moment de flexion aux appuis est nul, reste à

calculer le moment résultant max au centre de la vis

$$M_{fmax} = \sqrt{(2,38 \cdot 10^3)^2 + (0,421 \cdot 10^3)^2} = \underline{2,417 \cdot 10^3 \text{ N.m}}$$

les dimensions de l'axe (axe) données par le calcul étant connues, déterminons le coeff de sécurité pratique dans les sections dangereuses. à cet effet, on a fait appel à la formule suivante.

$$n = \frac{n_s \cdot n_g}{\sqrt{n_s^2 + n_g^2}}$$

$$n_g = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_g \cdot \sigma_v}{E_g} + \psi_g \cdot \sigma_m} = \text{coeff de sécurité à la flexion.}$$

E_g : facteur de similitude (en fonction du ϕ)

$$\sigma_v : \text{amplitude du cycle} = \frac{M_{fmax}}{W_{net}} = \sigma_{max}$$

σ_{-1} : contrainte de limite à la fatigue = $0,43 \cdot \sigma_{acier}$

k_g : coeff de concentration de contraintes normales

$$\sigma_m : \text{contrainte normale du cycle} = \frac{P_1}{\pi d^2/4}$$

ψ_g : coeff de susceptibilité du matériau de l'arbre à la symétrie du cycle.

$$n_g = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_g \cdot \sigma_v}{E_g} + \psi_g \cdot \sigma_m} ; \text{coeff de sécurité à la torsion.}$$

$$E_g = 0,52$$

$$E_g = 0,52$$

$$\psi_g = 0,1$$

$$\psi_g = 0,3$$

$$k_g = 1,58$$

$$k_g = 1,72$$

σ_{-1} : Limite d'endurance à la fatigue = $0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,56 \cdot 516 = 299,28 \text{ N/mm}^2$.

$$\sigma_v = \sigma_m = \frac{\sigma_{max}}{2} = \frac{25}{2} = 12,5 \text{ N/mm}^2$$

Pour le calcul de ce coeff de sécurité pratique, prenons le centre de la vis sans t

$$\sigma_{acier} = 1200 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 1200 = 516 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_v = \frac{2417 \cdot 10^3}{0,1 \cdot (161,6)^3} = 5,72 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_m = \frac{P_{ax}}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{18,63 \cdot 10^3 \cdot 4}{\pi \cdot (200)^2} = 0,59 \text{ N/mm}^2$$

donc

$$n_g = \frac{516}{\frac{1,72 \cdot 5,72 + 0,3 \cdot 0,59}{0,52}} = 27,019$$

$$n_g = \frac{299,28}{\frac{1,58 \cdot 12,5 + 0,1 \cdot 12,5}{0,52}} = 7,62$$

$$n = \frac{27,019 \cdot 7,62}{\sqrt{(27,019)^2 + (7,62)^2}} = 7,62$$

ce qui est raisonnable pour un matériel lourd

§.7.3. calcul de Roulements

le choix de Roulements étant fait à partir de ses possibilités et de ses conditions de montage; on procède habituellement à partir des éléments suivants.

- vitesse de rotation en tr/mn.

- charge (P) en daN

de déterminer

- L_h : durée nominale en heures de fonctionnement.

- les dimensions en calculant la charge dynamique de base (C); mais il est nécessaire

de se donner une durée nominale requise (L_h)

Les différents éléments sont liés par les relations suivantes.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^k \quad L_h = \frac{16666}{n} \left(\frac{C}{P}\right)^k$$

n : vitesse de rotation
 C : charge dynamique de base
 P : " " " équivalente
 k : coeff dépendant du genre de roulement

mais pour un roulement soumis à des charges axiales et radiales, la charge dynamique équivalente est calculée de la manière suivante.

$$P = (X \cdot V \cdot F_r) + (Y \cdot F_a)$$

F_r : force radiale
 F_a : " axiale
 Y : facteur "
 X : " radial.
 V : " de rotation (bague intérieure tournant par rapport à la charge)
 $V = 1$

Paliers de la roue

Puisqu'on a des forces axiales, optons pour des roulements à rouleaux coniques en consultant le Tableau [(40.63), G. dessinateur] et en prenant toujours les valeurs de Y dans la colonne $\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$, on trouve.

$$X_3 = 0,4 \quad \rightarrow \quad Y_3 = 1,45$$

$$X_4 = 0,4 \quad \rightarrow \quad Y_4 = 1,45$$

→ Série de dimensionnement 02

Calcul des forces axiales

le calcul de ces forces est fonction de la valeur relative des rapports $\frac{R_3}{Y_3}$ et $\frac{R_4}{Y_4}$
 R_3 et R_4 : (forces axiales résultantes respectivement sur (3) et (4), en daN).

$$\frac{R_3}{Y_3} = \frac{27,601 \cdot 10^2}{1,45} = 19,02 \cdot 10^2 \text{ daN}$$

$$\Rightarrow \frac{R_4}{Y_4} > \frac{R_3}{Y_3}$$

$$\frac{R_4}{Y_4} = \frac{28,365 \cdot 10^2}{1,45} = 19,56 \cdot 10^2 \text{ daN}$$

le calcul du produit $0,5 \left(\frac{R_4}{Y_4} - \frac{R_3}{Y_3} \right)$ est égal à 12,9 daN; par conséquent

$K_a < 0,5 \left(\frac{R_4}{Y_4} - \frac{R_3}{Y_3} \right)$, les valeurs des charges axiales F_{a3} et F_{a4} sont données par la condition 1.c du tableau (G. dessinateur).

$$F_{a3} = F_{a4} - k_a = 978 - 12,9 = 965 \text{ daN}$$

$$F_{a4} = 0,5 \frac{R_4}{Y_4} = 978 \text{ daN.}$$

charges dynamiques équivalentes.

Roulement . 3

$$\frac{F_{a3}}{V.R_3} = \frac{965}{27,601 \cdot 10^2 \cdot 1} = 0,349 < 0,41 = e \quad \text{La charge axiale peut être négligée et l'on a.}$$

$$\underline{F_3 = R_3 = 27,601 \cdot 10^2 \text{ daN}}$$

Roulement . 4

$$P_4 = (X_4 \cdot V \cdot R_4) + Y_4 \cdot F_{a4} = 0,4 \cdot 1 \cdot 28,365 \cdot 10^2 + 1,41 \cdot 978 = \underline{2552,7 \text{ daN.}}$$

La durée nominale en heure est.

$$L_h = \frac{16666}{n} \left(\frac{C}{P} \right)^k \quad k = \frac{10}{3} \text{ (roulement à roulements).}$$

$$L_h = 5000 \text{ heures (imposée).}$$

$$C_3 = \left(\frac{5000 \cdot 6}{16666} \right)^{3/10} \cdot 27,601 \cdot 10^2 = \underline{3292 \text{ daN.}}$$

$$C_4 = \left(\frac{6 \cdot 5000}{16666} \right)^{3/10} \cdot 25,527 \cdot 10^2 = \underline{3044 \text{ daN}}$$

Paliers de la vis sans fin

on conserve la même procédure qu'avant.

$$\text{Roulement: 1} \quad X_1 = 0,56 \quad Y_1 = 1,80$$

$$\text{Roulement: 2} \quad X_2 = 0,4 \quad Y_2 = 1,41$$

→ serie de dimensionnement
02

calcul des forces axiales

$$\frac{R_2}{Y_2} = \frac{418}{1,41} = 288 \text{ daN}$$

$$\frac{R_1}{Y_1} = \frac{117}{1,8} = 65,5 \text{ daN.}$$

$$k_a = 0,5 (288 - 65,5) = 111,25 \text{ daN}$$

Par conséquent $k_a > e$ les charges axiales sont données par la relation

(16 G. dessinateur)

$$F_{a1} = \frac{0,5 \cdot R_1}{Y_1} = 0,5 \frac{117}{1,8} = 32,5 \text{ daN}$$

$$F_{a2} = F_{a1} + K_a = 32,5 + 111,25 = 143,75 \text{ daN.}$$

Charges dynamiques équivalentes

Roulement. 1

$$\frac{F_{a1}}{V \cdot R_1} = \frac{32,5}{1 \cdot 117} = 0,277 > e \quad (\text{La charge axiale ne peut \u00eatre n\u00e9glig\u00e9e}).$$

$$P_1 = (0,56 \cdot 1 \cdot 117) + (1,8 \cdot 32,5) = \underline{124,02 \text{ daN.}}$$

Roulement. 2

$$P_2 = (0,4 \cdot 1 \cdot 418) + (1,45 \cdot 143,75) = \underline{375,63 \text{ daN.}}$$

D\u00e9termination de la capacit\u00e9 de charge de base.

$$C_1 = \left(\frac{5000 \cdot 750}{2,5 \cdot 16666} \right)^{1/3} \cdot 124 = \underline{554,8 \text{ daN}} \quad (\text{roulement \u00e0 billes. } k=3)$$

$$C_2 = \left(\frac{5000 \cdot 750}{2,5 \cdot 16666} \right)^{2/10} \cdot 375,63 = \underline{1448,89 \text{ daN}}$$

apr\u00e8s ces calculs, on remarque que la capacit\u00e9 de charge des roulements pris du Tableau est nettement sup\u00e9rieure \u00e0 la capacit\u00e9 de charge des roulements calcul\u00e9s. Ces roulements peuvent travailler sans risque de d\u00e9terioration, de m\u00eame que la dur\u00e9e de vie sera prolong\u00e9e.

§. 7. 4. calcul \u00e0 l'\u00e9chauffement

Puisqu'il s'agit du mat\u00e9riel lourd dont la charge de service est \u00e9quivalente \u00e0 300kg, et que la vitesse de rotation est peu importante, les pertes de puissance provoquent l'\u00e9chauffement du r\u00e9ducteur; pour \u00e9viter toute d\u00e9terioration, la Temp\u00e9rature ne doit pas d\u00e9passer la valeur admissible; cette condition est observ\u00e9e lorsque la quantit\u00e9 de chaleur d\u00e9gag\u00e9e par le r\u00e9ducteur est inf\u00e9rieure \u00e0 la quantit\u00e9 de chaleur que la surface du carter du r\u00e9ducteur est susceptible de transmettre au milieu ambiant; la Temp\u00e9rature du r\u00e9ducteur \u00e9tant limit\u00e9e par une valeur d\u00e9termi

Pour augmenter cette dernière, il convient de prévoir des dispositifs de refroidissement supplémentaires, ce qui est généralement obtenu par le nervurage du Carter, ainsi que par la pose d'un ventilateur à ailes en bout d'arbre de la Vis sans fin pour créer un courant d'air continu le long du Carter nervuré.

appliquons pour cela la formule citée ci dessous pour la détermination de la différence de température (Δt).

$$\Delta t = (t_c - t_a) = \frac{P_{mu} (1 - \eta_{ud})^3}{k_t \cdot F} \leq \Delta t$$

F: surface soufflées et non soufflées du Carter en (m^2)

k_t : coeff. d'échange (7,5 ÷ 17) proportionnel au soufflage

Détermination de F

$$F_1 = \frac{2A \cdot D^2}{4} \quad D = \text{diamètre du Carter (vue de face)} = 1 \text{ m}$$

$$= 1,57 \text{ m}^2$$

$$F_2 = 2 \cdot L \cdot S = 2 \cdot 0,28 \cdot 0,8 = 0,448 \text{ m}^2$$

$$F_3 = 2(L_3 + L_4) \cdot B = 2 \cdot 1,18 \cdot 0,292 = 0,689 \text{ m}^2$$

$$F_4 = B \cdot D = 0,292 \cdot 1 = 0,292 \text{ m}^2$$

$$\text{Donc } F = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 = \underline{2,586 \text{ m}^2}$$

$$\Delta t = \frac{4,68 (1 - 0,7)^3}{16 \cdot 2,586} = 34^\circ \text{C}$$

$k = 16$ (ventilateur)

La valeur admissible de $\Delta t = 72^\circ \text{C}$; donc notre réducteur travail sans risque de grippage, loin de toute anomalie d'échauffement.

§. 7.5. Calcul de Paliers

on a affaire à des Tourillons porteurs qui supportent principalement des efforts radiaux. le diamètre de l'arbre peut être celui du Tourillon.

donc le Tourillon est défini par son diamètre, sa longueur et sa pression diamé-

qui peut être déterminée par la relation suivante.

$$p = \frac{F}{L \cdot d} \leq |p| \quad (\text{Pression de contact admissible})$$

cette Pression est fonction de la vitesse relative de rotation, des matériaux de l'arbre du Palier et du graissage.

Sa valeur est déterminée en 1^{er} lieu des conditions de graissage.

Pour les paliers rigides $\frac{L}{d} = k = (0,8 \div 1,4)$.

$$k \cdot p = \frac{F}{d^2} \Rightarrow \boxed{p = \frac{F}{k \cdot d^2}}$$

du calcul dynamique, la valeur de (F) exercée sur chaque palier peut être prise pour le cas le plus défavorable.

F_A : au Point A (voir schéma cinématique) = 299,5 daN.

F_B : " B (" ") = 182 daN.

connaissons (d), calculons la Pression de contact dans chaque palier

Point A :

$$d_A = 140 \text{ mm.}$$

$$p_A = \frac{299,5}{0,9 \cdot (14)^2} = 1,69 \text{ daN/cm}^2$$

Point B

$$d_B = 62 \text{ mm.}$$

$$p_B = \frac{182}{0,9 \cdot (6,2)^2} = 5,26 \text{ daN/cm}^2$$

pour de petites vitesses de rotation, $|p| \approx 5 \text{ daN/cm}^2$; or les Pressions de contact calculées ont pour valeurs

$$\begin{cases} p_A = 1,69 \text{ daN/cm}^2 \\ p_B = 5,26 \text{ daN/cm}^2 \end{cases} \rightarrow \underline{\text{relation vérifiée.}}$$

a. Vérification des conditions d'échauffement

le calcul de l'échauffement est un calcul vérificatif.

le frottement qui existe au contact de l'arbre avec le coussinet, est la cause d'une perte d'énergie qui se transforme en chaleur qui doit être évacuée si l'on veut éviter l'échauffement du palier dont la température doit être inférieure à 60°C .
 la détermination exacte des échanges de chaleur étant difficile, on se base sur le produit $p.v$ ou (p) la pression diamétrale de l'arbre sur le coussinet en (daN/cm^2) et (v) , la vitesse périphérique du tourillon en (m/s)

$p.v$ doit être compris entre $(0,1 \div 0,3)$ [refroidissement quelconque et graissage ordinaire].

Prenons toujours le cas le plus défavorable pour le calcul de (v) .

$$\omega_L = \omega_1 + \omega_3 = 0,6283 + 0,3621 = 0,99 \text{ rd/s}$$

Point A

$$v_A = \omega_L \cdot r = 0,99 \cdot 0,28 = 0,277 \text{ m/s}$$

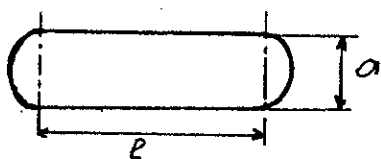
$$\text{donc } p.v = 1,65 \cdot 0,277 = \underline{0,4}$$

puisque c'est un calcul estimatif, disons que $(0,4 \approx 0,3)$.

§. 7.6. Calcul de clavettes.

les clavettes employées dans notre mécanisme sont des clavettes longitudinales Libres; La construction de ce type s'emploie essentiellement sur les assemblages (arbre - moyeu) transmettant le moment de Torsion pour assurer la fixation sur les arbres et les axes des engrenages, des poulies, des disques etc.
 cette clavette est ajustée sans jeu latéral sur les flancs de la rainure de l'arbre et avec un léger jeu latéral dans la rainure du moyeu, ainsi que sa surface supérieure.

cas de la roue



$$h = 16 \text{ mm}$$

$$a = 32 \text{ mm} \rightarrow \phi = 120 \text{ mm}$$

Ayant le couple de torsion agissant sur la clavette, on peut calculer la pression (P) agissant sur la partie active de la clavette provoquant des contraintes à la compression, et dans la section longitudinale, les contraintes aux cisaillements.

$$P = \frac{2 \cdot C_{t2}}{d} = \frac{2 \cdot 7452 \cdot 10^2}{120} = \underline{124,2 \cdot 10^4 \text{ daN}}$$

En choisissant un $|\sigma_{comp}| = 1000 \text{ daN/cm}^2$ (assemblage rigide, acier, à coups faibles), nous obtenons de la formule ci-dessous la longueur minimale de la clavette.

$$\sigma = \frac{2 \cdot P}{L \cdot h} \leq |\sigma_{comp}| \Rightarrow L \geq \frac{2 \cdot P}{h \cdot |\sigma_{comp}|} = \frac{2 \cdot 124,2 \cdot 10^2}{1,2 \cdot 1000} = 13,6 \text{ cm}$$

D'après la littérature $L \approx 1,5 \cdot d$

$$\frac{L}{d} = \frac{13,6}{12} = 1,15 \quad \underline{\text{relation vérifiée}}$$

on prend $L = 14 \text{ cm}$

ayant la longueur de la clavette, déterminons la contrainte au cisaillement

$$\tau_{cis} = \frac{P}{b \cdot L} = \frac{124,2 \cdot 10^2}{3,2 \cdot 14} = 277,23 \text{ daN/cm}^2$$

D'après le matériau choisi de la clavette, $|\tau_{cis}| = 870 \text{ daN/cm}^2$.

Donc on a bien.

$$(277,23 < 870) \text{ daN/cm}^2$$

Conclusion

L'étude de ce projet qui a été pour nous une simple mise en valeur de nos capacités intellectuelles acquises au cours de notre cycle universitaire; nous a permis, de connaître le problème de la mécanisation et de l'automatisation des travaux dans diverses branches de l'industrie, le rôle exact de l'ingénieur.

Cette étude nous a ouvert l'esprit de créativité et de maîtrise; nous a rendue responsable et maître de soi-même; prendre des décisions et savoir juger.

Du point de vue industrialisation, nous nous sommes rendue compte de l'importance de la manutention, sa place dans les branches du secteur industriel, sa tendance exceptionnelle vers le progrès.

Nous voudrions souligner combien est importante la réalisation des idées et des études nées dans les instituts de recherches et expérimentaux.

Nous estimons que les machines de ce genre sont prometteuses dans l'avenir; nous souhaitons l'ouverture dans le département de Génie mécanique, d'une branche sur la mécanisation et l'automatisation pour la formation de spécialistes.

Bibliographie

ouvrages

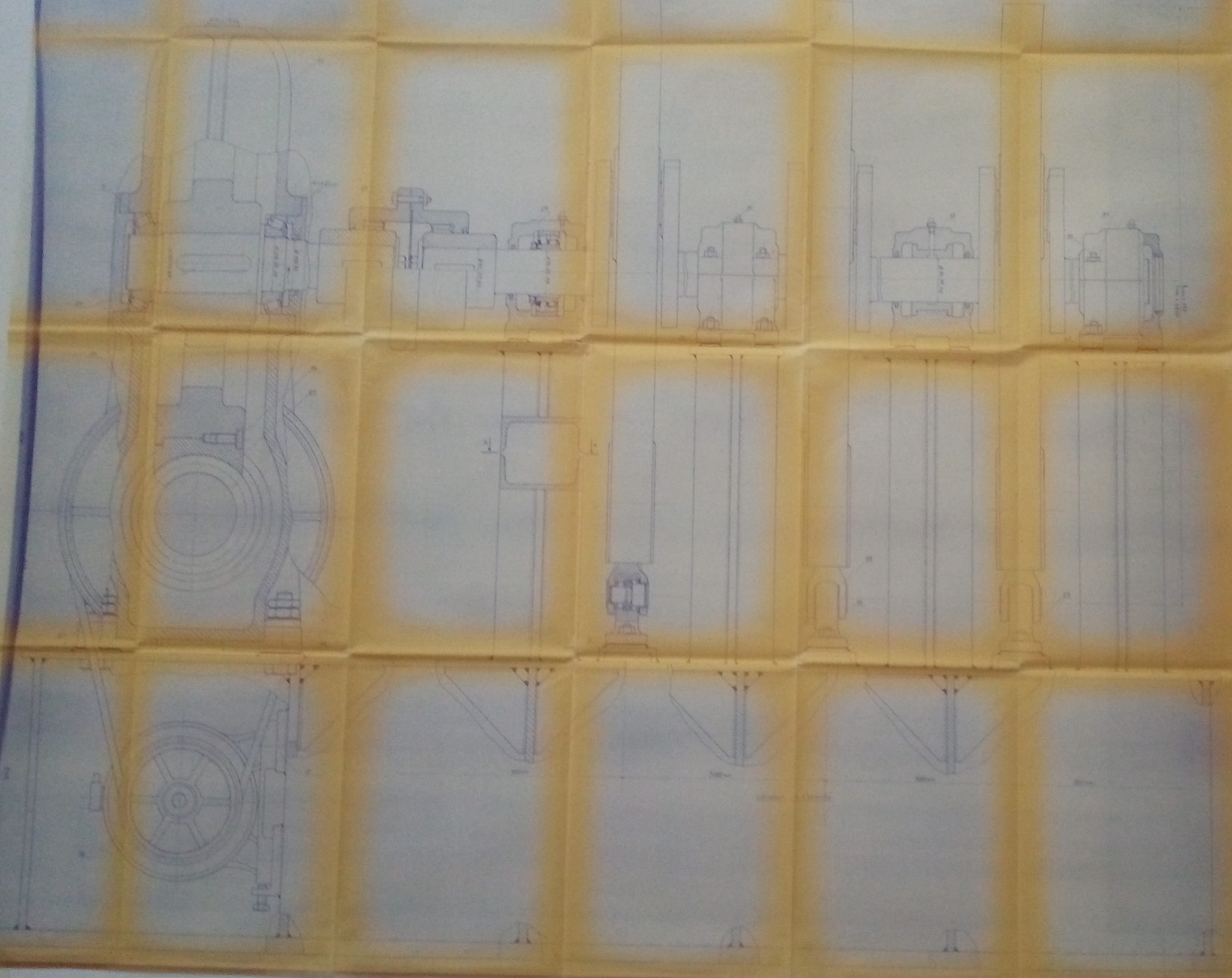
- I. ARTOBOLEVSKI ... theorie des mecanismes et des machines
- Technique de l'ingenieur
- A. CHEVALIER ... Guide du dessinateur industriel
- K.H. BOKOV ... Projet sur les mecanismes des machines
- ATLAS Technique des Reducteurs

Documentation Generale.

S.K.F

Documentation industrielle.

-(catalogues, Notices)

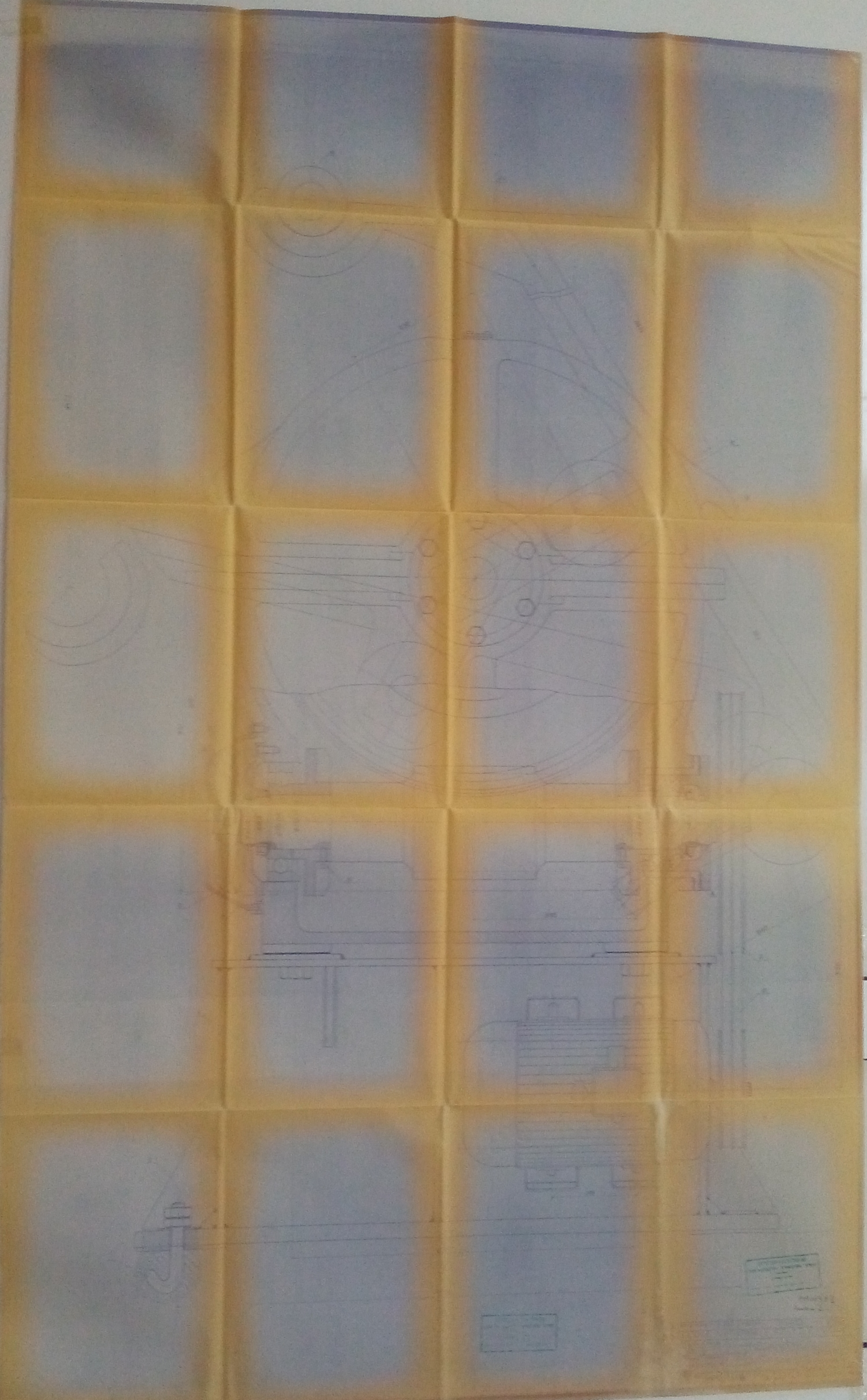


VALVE
PUMP

FIGURE 1

NO.	DESCRIPTION	QTY.	REMARKS
1	VALVE	1	
2	PUMP	1	
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50

NO.	DESCRIPTION	QTY.	REMARKS
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50



TRAVAILLES 403
ACCELERATIONS
Echelle (g/mm)

POSITIONS
3 6 9 0

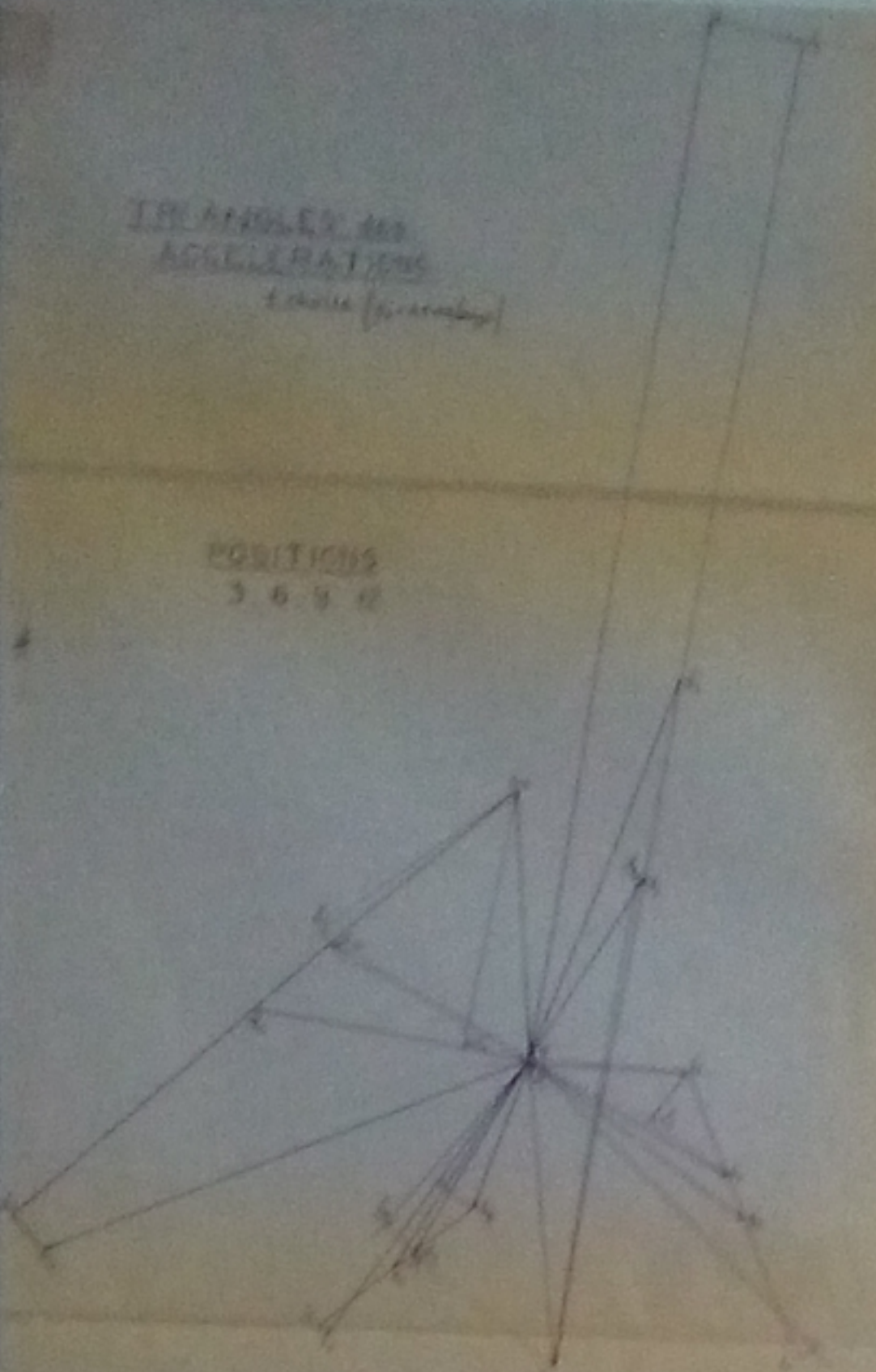
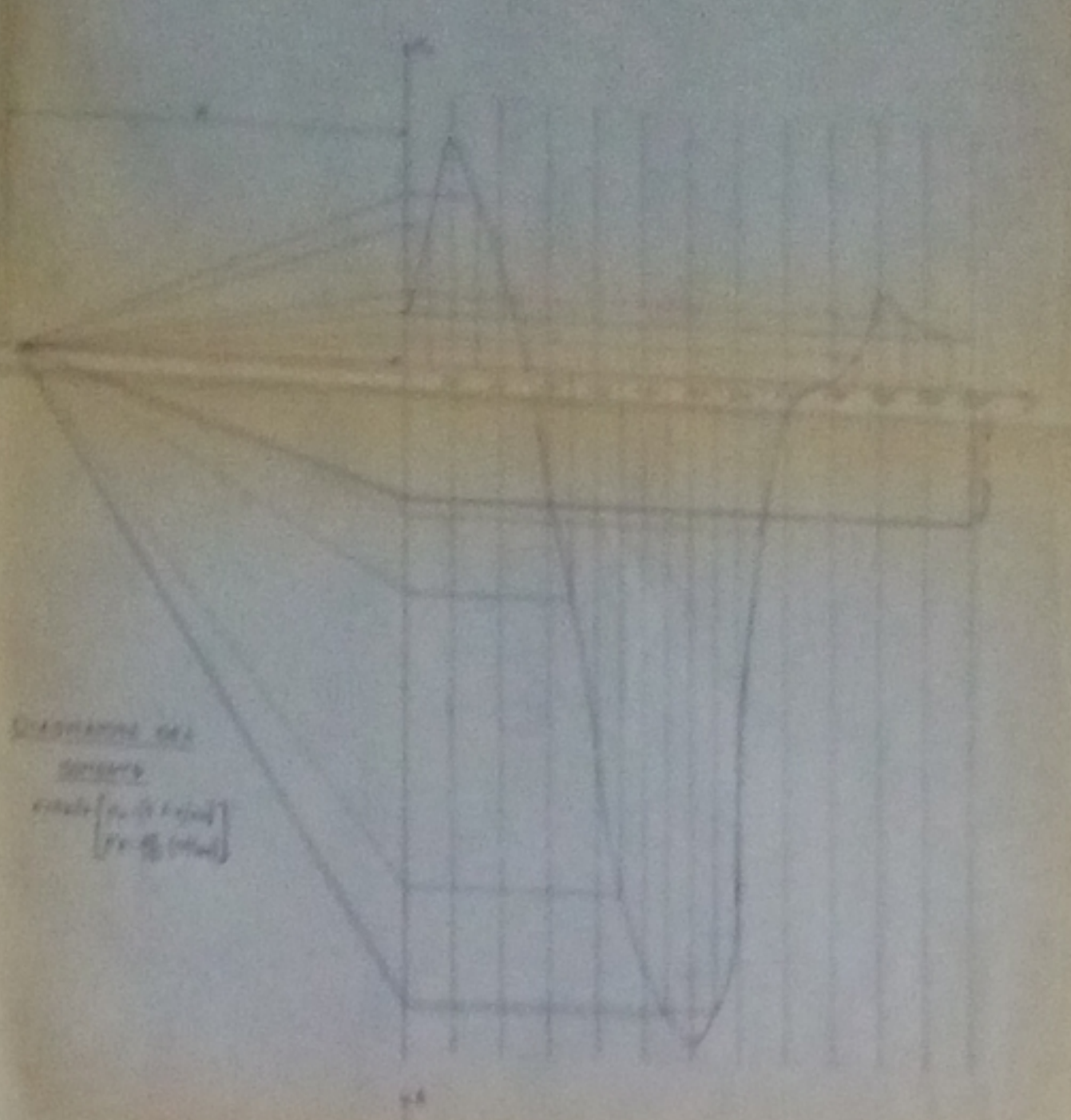
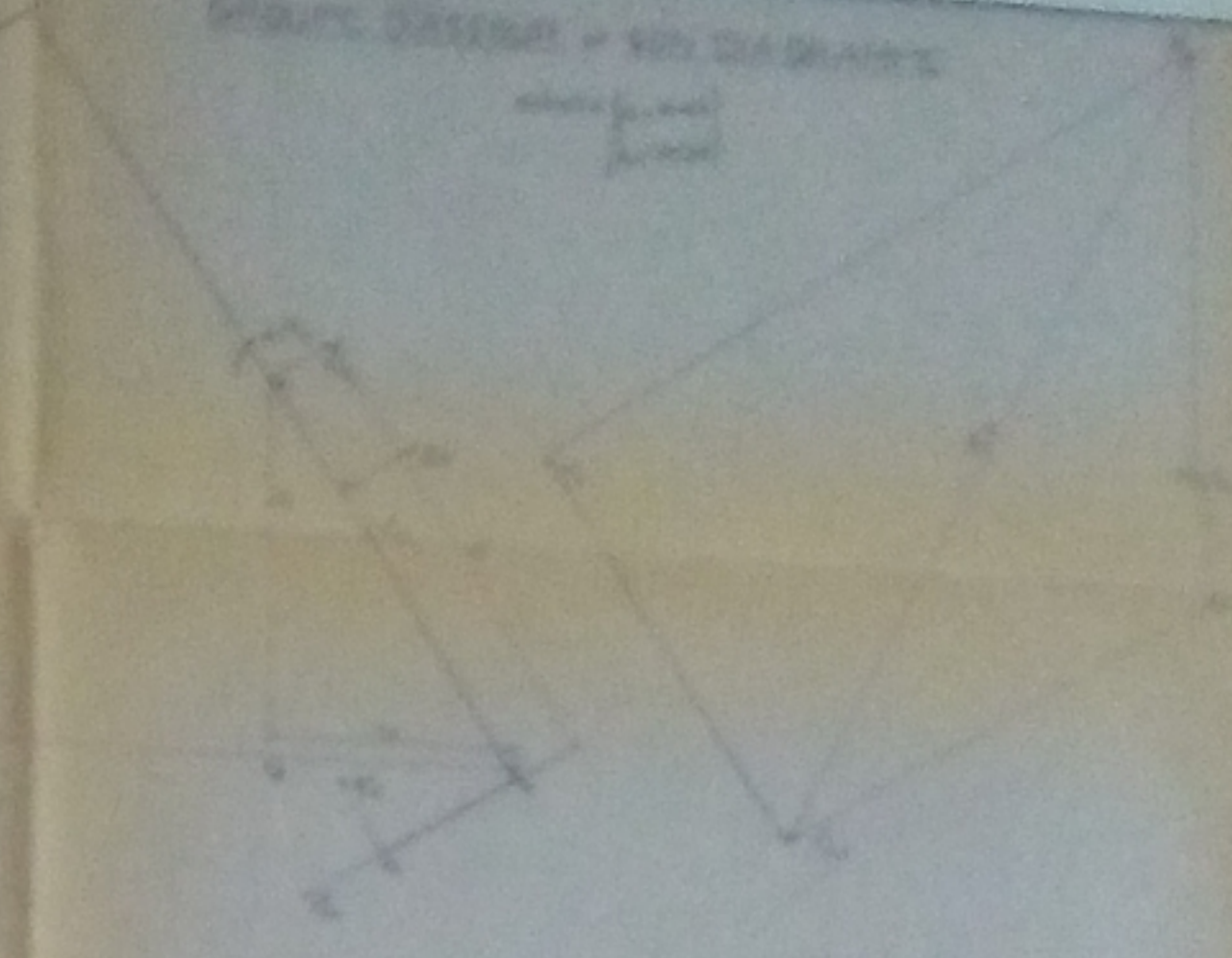


DIAGRAMME DE
SPEEDS
Echelle (m/s/mm)

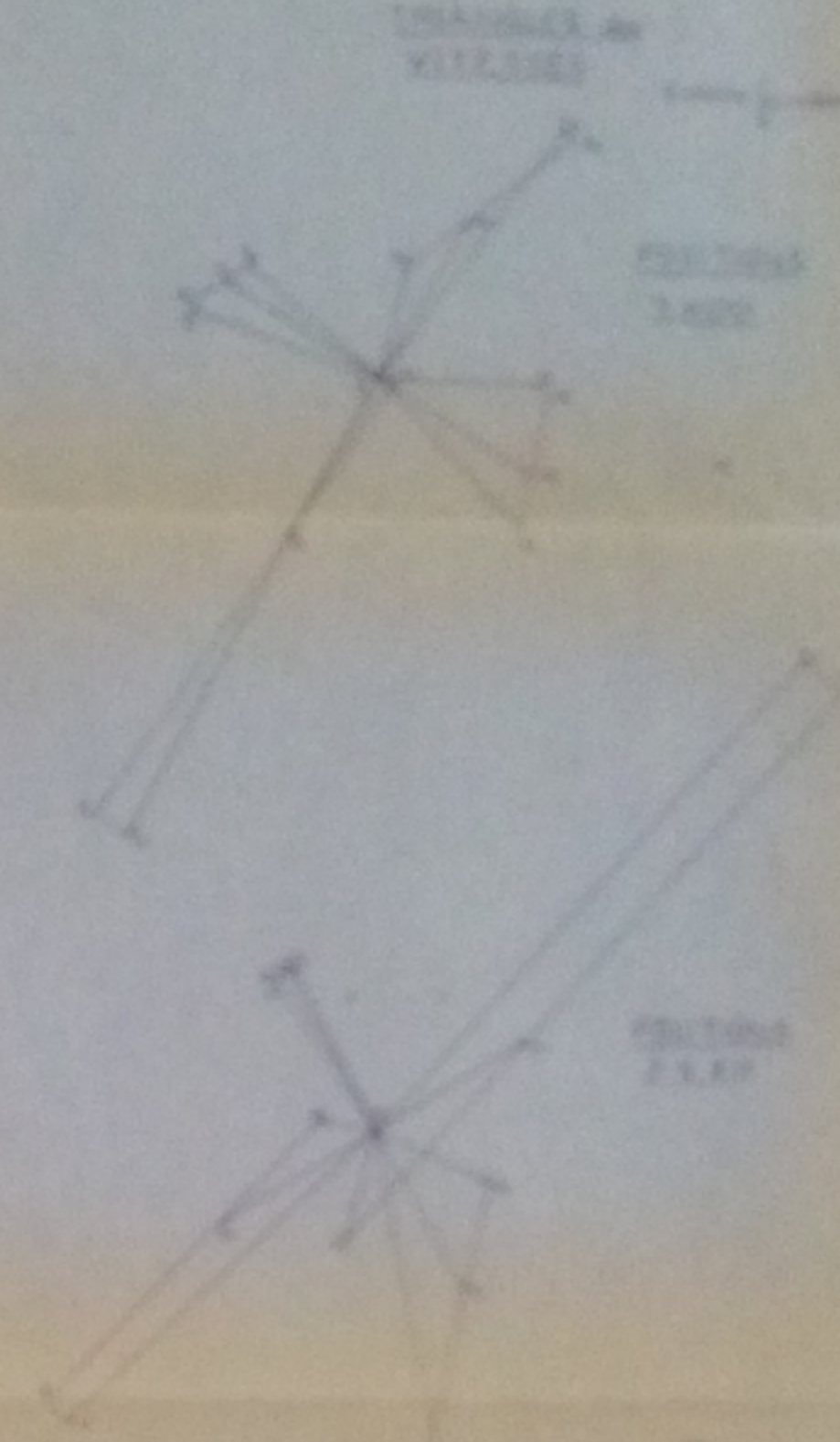


RESULTATS D'UN
MONTAGE



TRAVAILLES 403
VITESSES

POSITIONS
3 6 9 0



POSITIONS
2 5 8 1

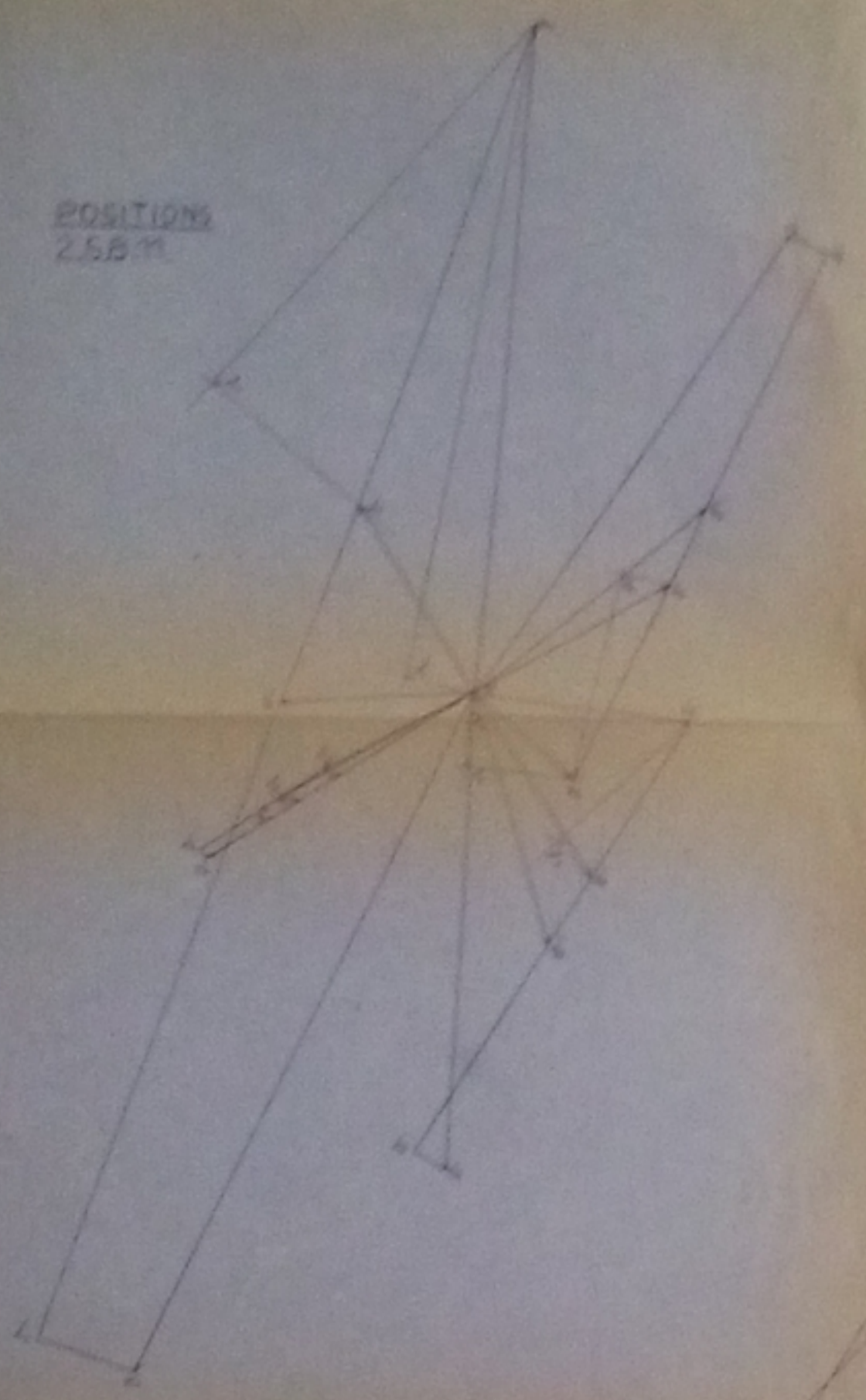
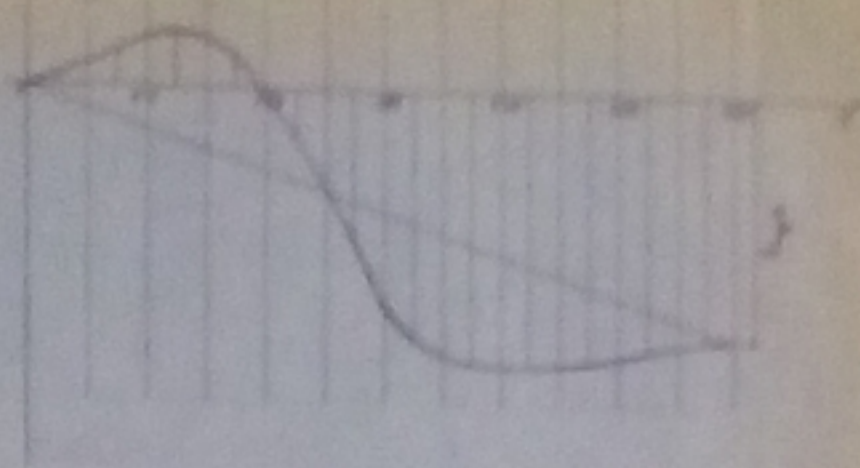
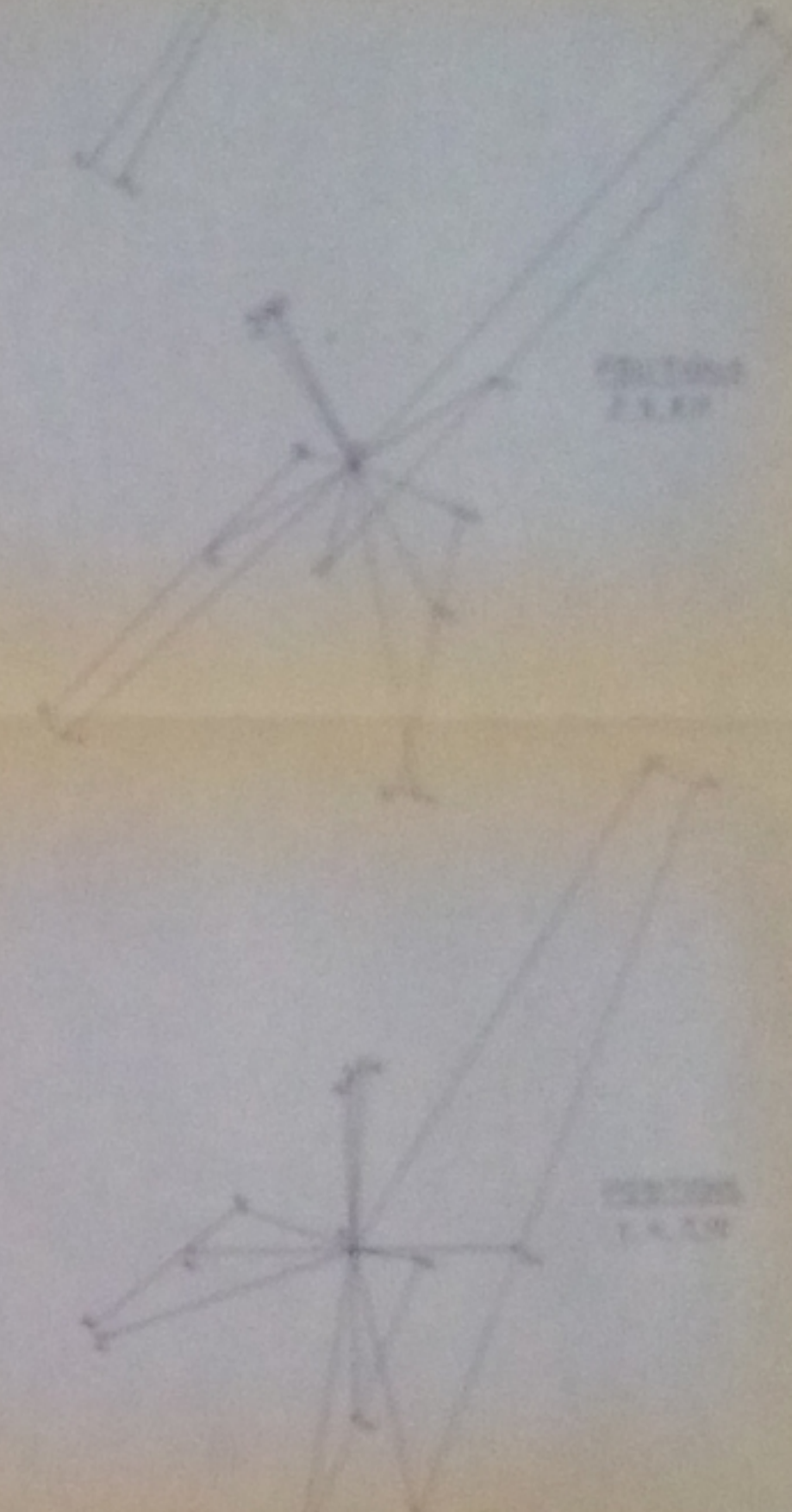


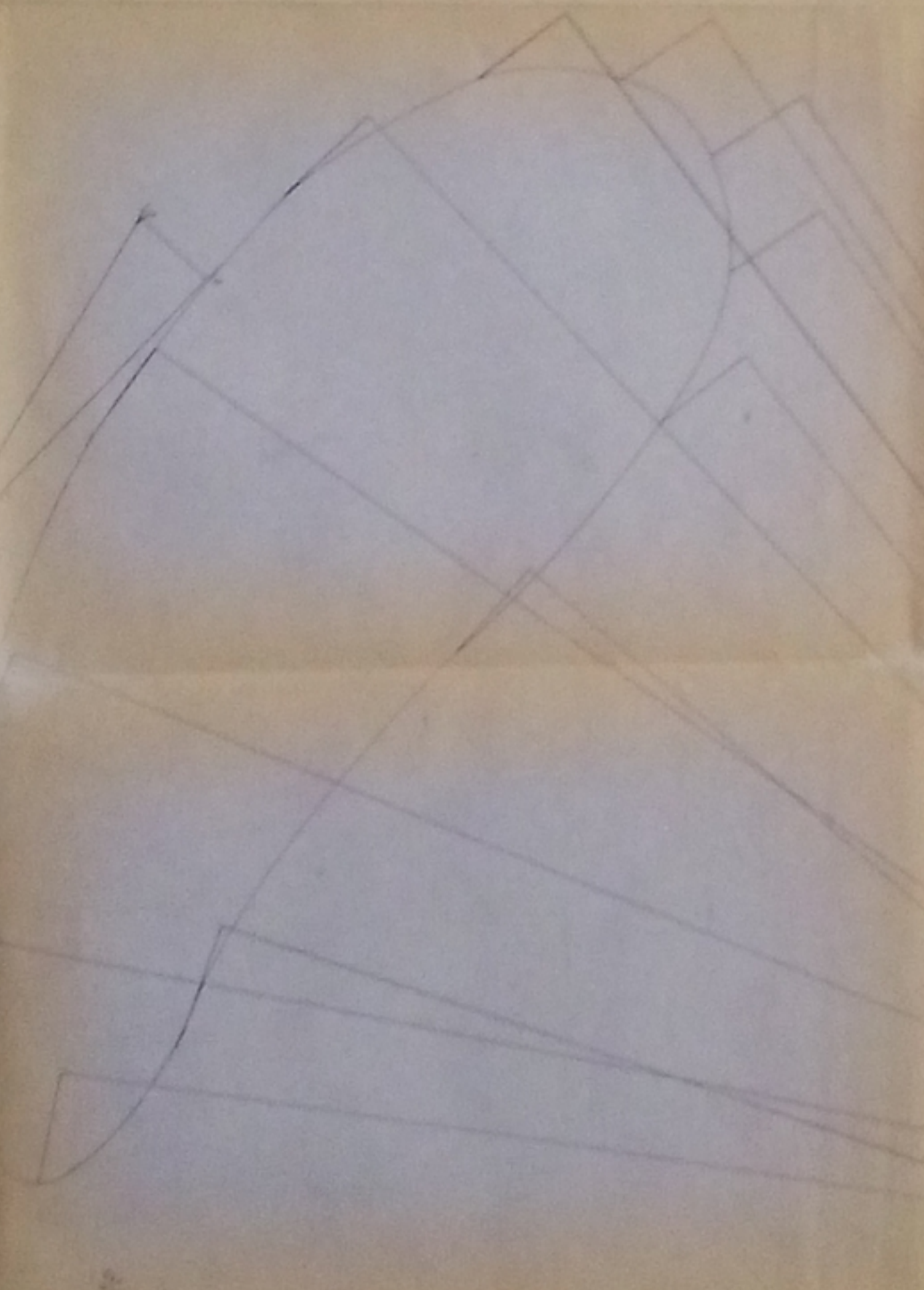
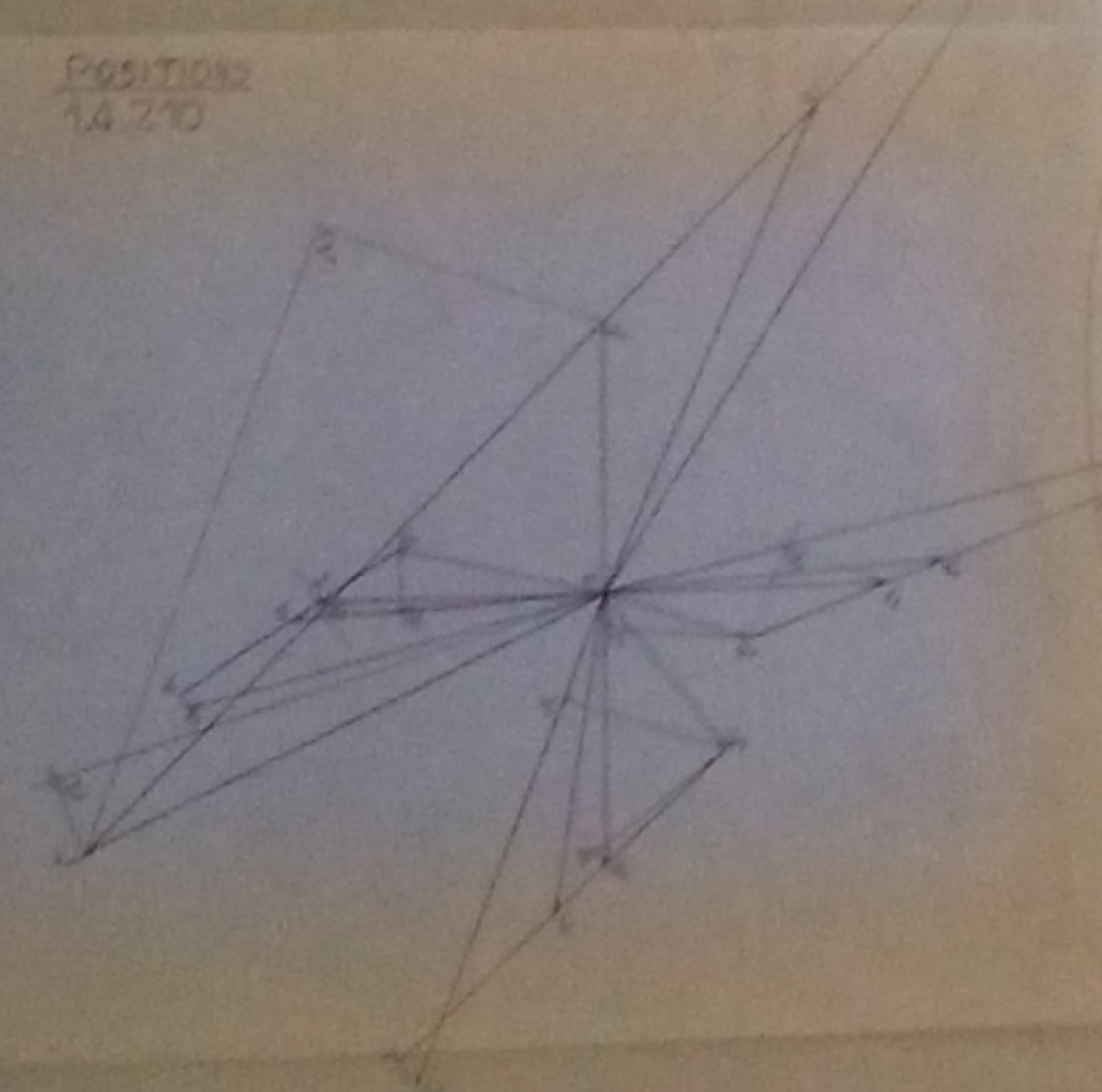
DIAGRAMME DE
TERRAIN
Echelle (m/s/mm)



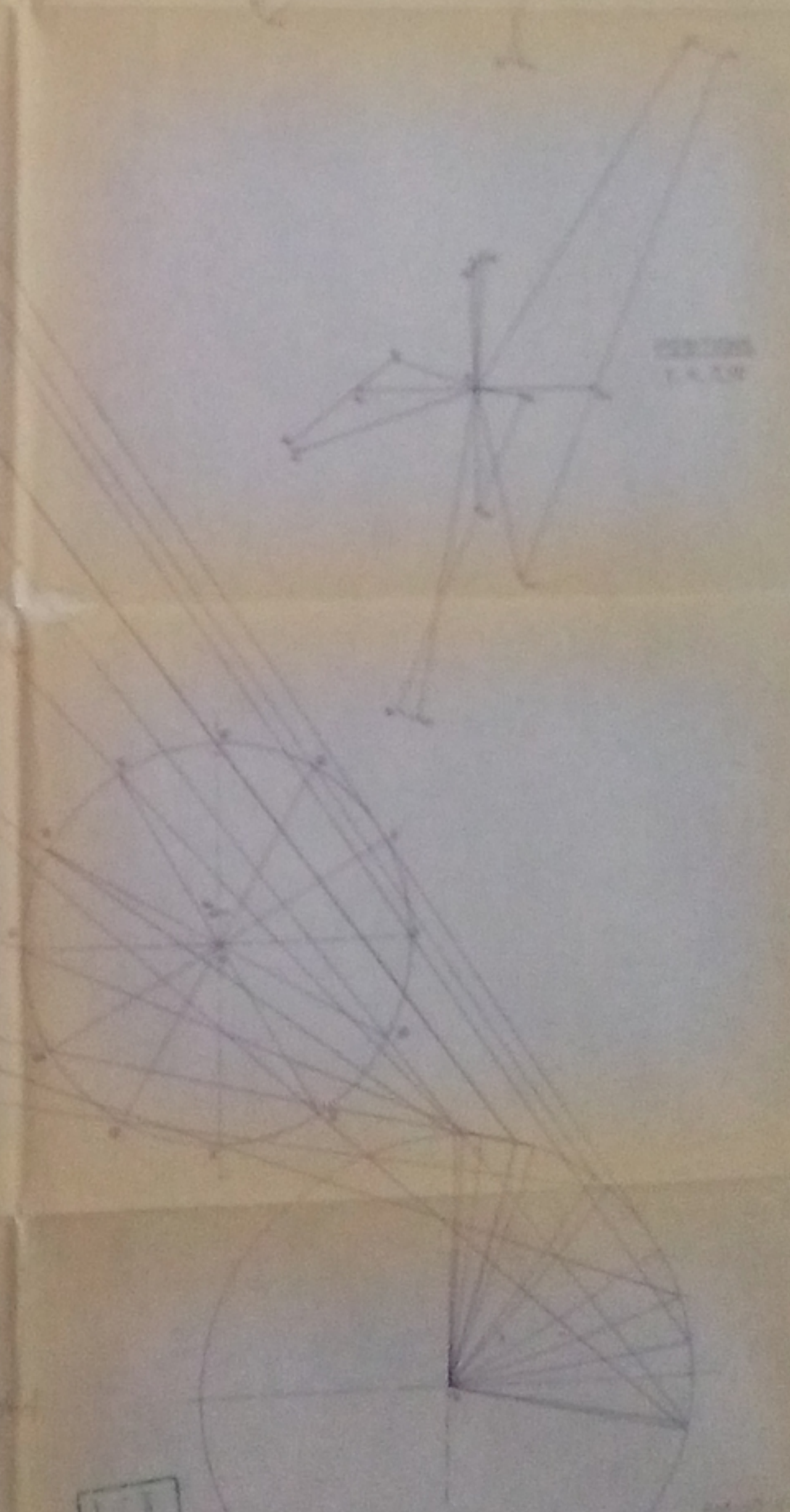
POSITIONS
2 5 8 1



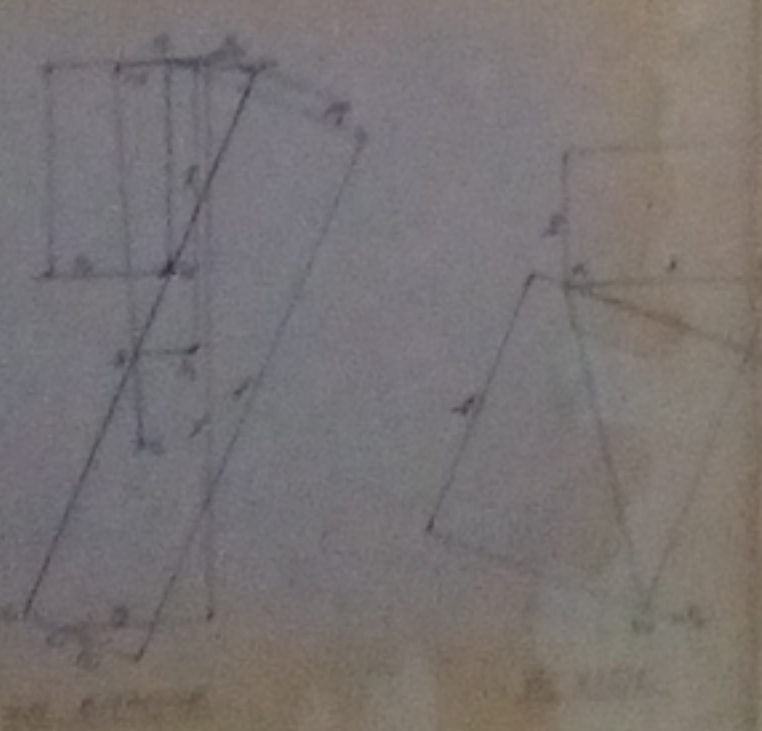
POSITIONS
1 4 7 0



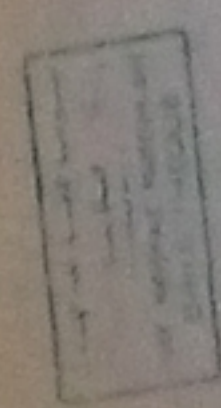
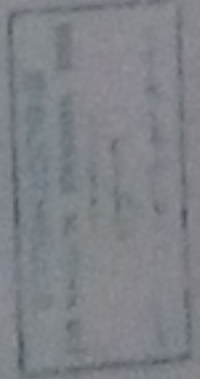
POSITIONS
1 4 7 0



LEVER DE
POSITIONS 7 5 0



CHAIR CINEMATIQUE



Designation: _____
 ÉCOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE
 ANALYSE
 CINÉMATIQUE
 & DYNAMIQUE EN 2D
 EN 3D