

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : Génie - Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Frein Automatique
à Mâchoires

2 PLANS

Proposé par :

M^r A. GREFKOWICZ

Etudié par :

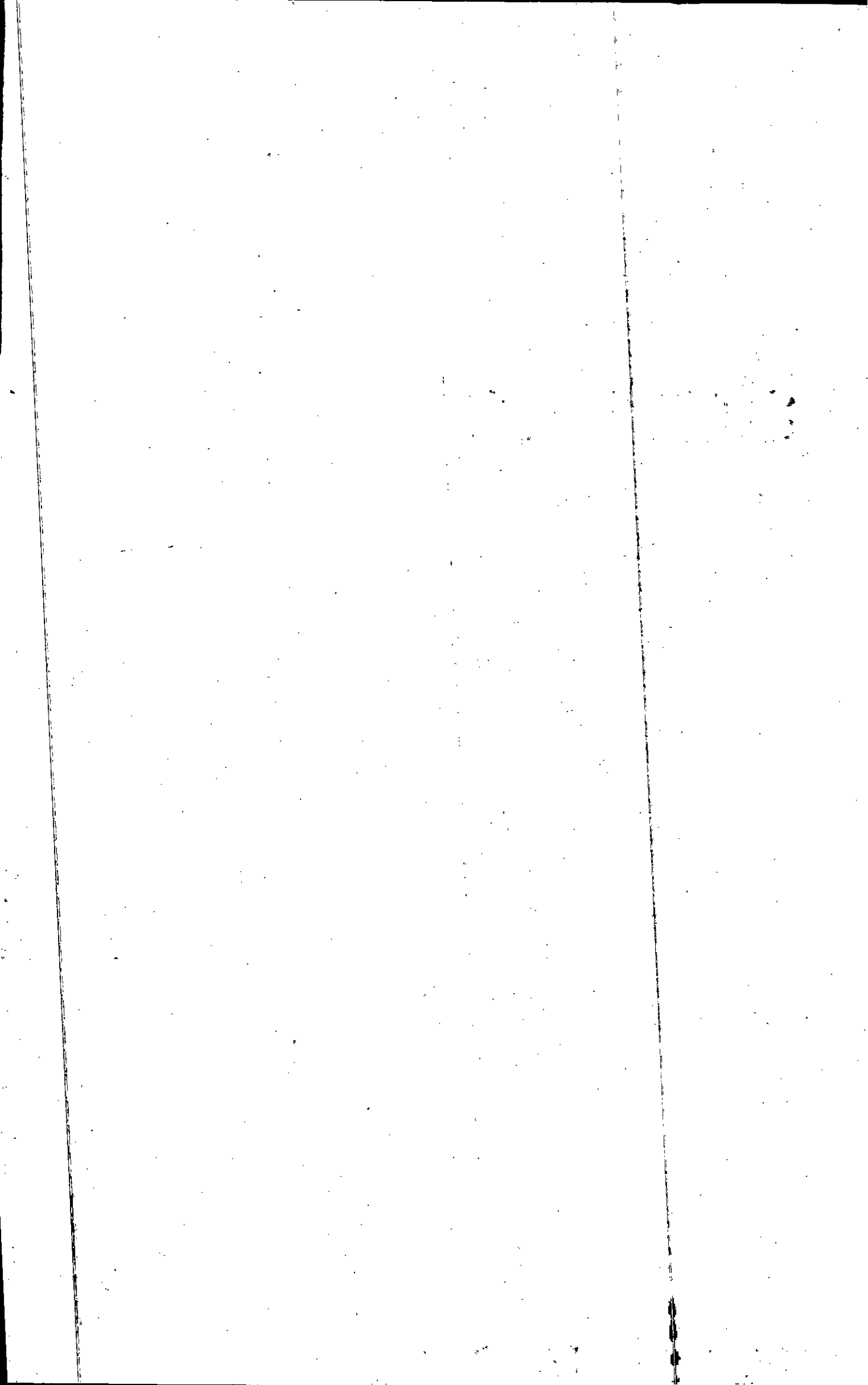
M. BENMACHICHE

Dirigé par :

M^r A. GREFKOWICZ



PROMOTION : Juin 1984



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم والبحث العلمي
MINISTÈRE DE L'ENSEIGNEMENT ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

DEPARTEMENT : Génie-Mécanique

PROJET DE FIN D'ETUDES

SUJET

Frein Automatique
à Mâchoires

Proposé par :

A. GREFKOWICZ

Étudié par :

M. BENMACHICHE

Dirigé par :

M^FA. GREFKOW



PROMOTION Juin 1984

Remerciements

Je tiens à remercier vivement M^r: A. GREFKOWICZ pour son aide précieuse et ses conseils judicieux tout au long de cette étude.

Je remercie également mon frère Abderrahmane pour son aide, ainsi que tous ceux qui ont participé de près ou de loin au tirage de ce polycopé.

Dedicaces

C'est à :

- Mes parents
- Mes frères et sœurs
- Mes amis : BEKHOUCHE El hachemi
BERGADI Mohamed
ATMANI Amor
- Tous mes amis

que je dedie ce modeste travail.

M. BENMACHICHE

NACER

RESUME

sujet :

Ce travail a pour objet l'étude d'un frein automatique, à deux mâchoires, normalement serré, destiné aux appareils de levage.

Les dimensions du frein ont été déterminées pour un moment de freinage de 500 N.m et pour 300 freinages par heure au maximum. Différentes méthodes pour la vérification thermique ont été employées et comparées. Un calcul de la durabilité de la garniture clot cette étude.

SUMMARY

subject :

The subject of this work consists to study an automatic brake which has 2 blocks, normally applied, destined to the hoisting gear.

The brak's dimensions have been determined for a braking moment of 500 N.m and, to the maximum 300 brakings per hour. For the thermic verification, many methods have been treated and compared. We have finished this study by the calculation of the shoe's durability.

ملخص

الموضوع :

يتناول موضوعنا هذا دراسة مكبح اوتوماتيكي ذي فكين، في وضعية احكام في الاصل، مهيء للآلات الرافعة.

وقد حسبت أبعاد هذا المكبح بحيث تناسب عزم مكبح قدره 500 ن.م و 300 كبحه في الساعة على الأكثر. إن طرقا عديدة لاختبار مدى التحمل التحمل الحراري قد عولجت وقورنت فيما بينها، واختتمنا هذه الدراسة بحساب أجل صلاحية الحكاكة.

SOMMAIRE

GENERALITES	PAGE
1 - <i>Definition</i>	1
2 - <i>Classification</i>	2
3 - <i>Comparaison du frein à disque et du frein à mâchoires</i>	6
4 - <i>Description du frein à deux mâchoires</i>	8
CH.1 : CALCULS PRELIMINAIRES	
1_1 : <i>Choix de la poulie</i>	12
1_2 : <i>Choix du desserreur</i>	12
1_3 : <i>Determination de la force disponible de desserrage</i> ...	15
1_4 : <i>force de pression</i>	15
1_5 : <i>Determination du rapport de transmission</i>	15
1_6 : <i>force necessaire de desserrage</i>	16
1_7 : <i>pression moyenne sur les sabots</i>	16
1_8 : <i>Verification de la valeur $P_m \cdot V$</i>	17
1_9 : <i>Force tangentielle</i>	17
CH.2 : CALCUL DES FORCES	
2-1 Frein serré	
2.11 <i>Determination de la force dans le ressort</i>	18
2.12 <i>Dimensionnement du ressort</i>	20
2.13 <i>force de traction dans le levier 6</i>	24
2.14 <i>forces agissant sur le levier coudé</i>	24
2.15 <i>forces agissant sur le levier 1</i>	25
2.16 <i>forces agissant sur le levier 2</i>	26
2-2 Frein desserré	
2.21 <i>forces agissant sur le levier 1</i>	27
2.22 <i>forces agissant sur le levier coudé</i>	27
2.23 <i>forces agissant sur le levier 2</i>	29
2.24 <i>forces agissant sur le levier 7</i>	30

CH_3	: CALCUL DE RESISTANCE	
3.1	: <i>Calcul d'axes</i>	31
3.2	: <i>Résistance des leviers à la flexion</i>	37
3.3	: <i>Vérification des leviers au flambement</i>	39
CH_4	: DISTRIBUTION EXACTE DES PRESSIONS	44
CH_5	: VERIFICATION DE LECHAUFFEMENT ET DE LA DURABILITE DE LA GARNITURE	
5.1	- <i>Introduction</i>	52
5.2	- <i>Caractéristique thermique</i>	54
521	- <i>Détermination de la chaleur dissipée</i>	55
5211	- <i>par radiation</i>	55
5212	- <i>par convection naturelle</i>	55
5213	- <i>par convection forcée</i>	55
522	- <i>Tracé de la caractéristique</i>	58
5.3	- <i>Détermination de la chaleur dégagée</i>	64
5.4	- <i>Différentes méthodes pour la vérification thermique</i>	67
541	- <i>avec utilisation d'abaques</i>	67
542	- <i>Vérification analytico graphique</i>	67
543	- <i>Vérification analytique</i>	68
544	- <i>Comparaison des trois méthodes</i>	68
5.5	- <i>Exemple d'application</i>	70
CONCLUSION	78

GENERALITES

GENERALITES

- 1 -

1- DEFINITION :

Le frein est un organe ou dispositif servant à ralentir ou à arrêter le mouvement d'un ensemble mécanique.

Que ce mouvement soit une translation, une rotation ou un mouvement complexe, pour l'arrêter, il faut soustraire à l'organe l'énergie cinétique qu'il possède.

Lorsqu'on cesse de faire agir toute force motrice, le mouvement s'arrêtera de lui-même au bout d'un certain temps à cause des frottements.

Mais comme les résistances passives sont généralement réduites à leur minimum (graissage, roulements...) le temps d'arrêt risque d'être fort long.

Pour des raisons d'économie (machine-outil) et de sécurité (voiture automobile par exemple) ce temps d'arrêt doit être réduit.

Dans certains cas (appareils de levage), l'effort produisant le mouvement est parfois un poids qu'il n'est pas possible de supprimer et le travail du poids pendant la course descendante doit être absorbé. De plus, à l'arrêt, l'effet du poids doit être équilibré pour qu'un mouvement ne puisse pas naître.

Pour absorber l'énergie mécanique, on la transforme en une autre sorte d'énergie qui est ainsi parfois récupérée (en énergie électrique par exemple dans les dynamos freins)

Mais dans la très grande majorité des cas c'est en chaleur qu'on transforme l'énergie.

L'organe opérant cette transformation est un FREIN MECANIQUE.

2- CLASSIFICATION :

Pour les appareils de levage on distingue en principe deux types de freins mécaniques.

— Freins d'arrêt :

Doivent être capables de tenir la charge suspendue à la fin du mouvement de levage ou de descente.

— Freins de maintien :

Ils permettent de régler la vitesse de descente.

Selon le mode de fonctionnement on distingue :

— Freins normalement ouverts :

Pour freiner le mécanisme il faut actionner le frein qui se trouve en position ouverte. On rencontre ce type de frein dans les mécanismes de translation, ou pour contrôler les mouvements autres que ceux provoqués par une force motrice extérieure (le vent par exemple)

— Freins normalement serrés :

Dans leur position normale, ils ne permettent aucun mouvement du mécanisme. Pour permettre le mouvement il faut desserrer le frein. Généralement le desserrage s'effectue automatiquement à l'aide d'un desserreur.

Selon le mode de réalisation on distingue :

— Freins radiaux :

dans lesquels la force freinante est perpendiculaire à l'axe de rotation.

— Freins axiaux :

la force freinante étant parallèle à l'axe de rotation.

FREINS RADIAUX

FREIN A UN SEUL SABOT

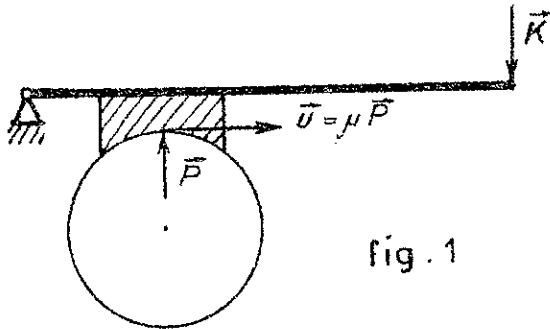


fig. 1

Le frein à un seul sabot consiste en un levier portant le sabot qui est appliqué contre un tambour.

Ce type de frein n'est exécuté que pour des couples relativement faibles puisque la force appliquée sollicite l'arbre à la flexion.

FREIN A DEUX SABOTS (OU A DEUX MACHOIRES)

Ce type de frein, qui fait d'ailleurs l'objet de cette étude, est le plus répandu dans les appareils de levage. La description du fonctionnement et des différents éléments se fera plus tard.

FREIN A BANDE

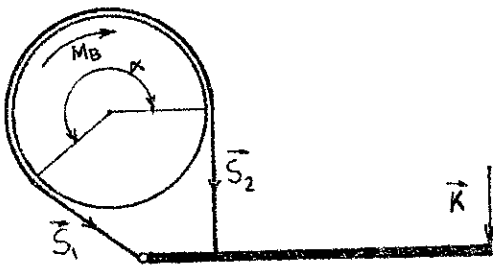


fig. 2

Le frein à bande consiste en une bande d'acier qui enveloppe la poulie de frein et dont les extrémités sont fixées sur le levier du frein ou sur un levier fixe.

Actuellement l'utilisation de ce type de frein sur les appareils de levage est moins importante qu'autrefois. Les freins à double sabots sont préférables. Cependant pour certaines applications spéciales le frein à bande peut être intéressant. Il est plus simple, plus ramassé

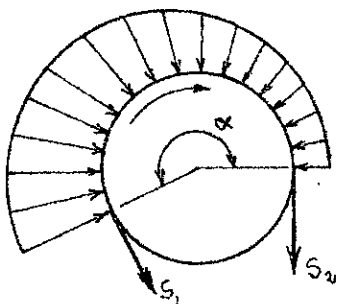


fig. 3

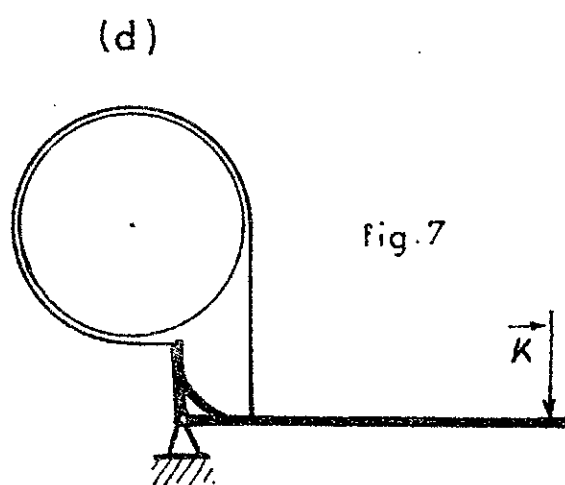
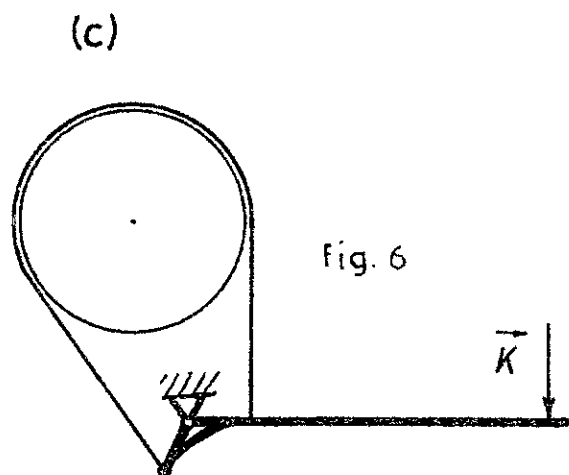
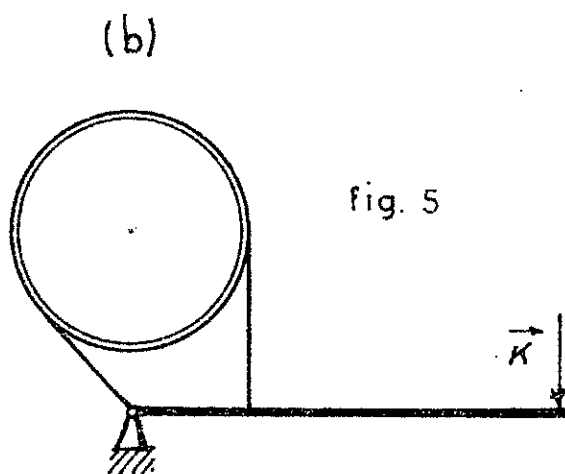
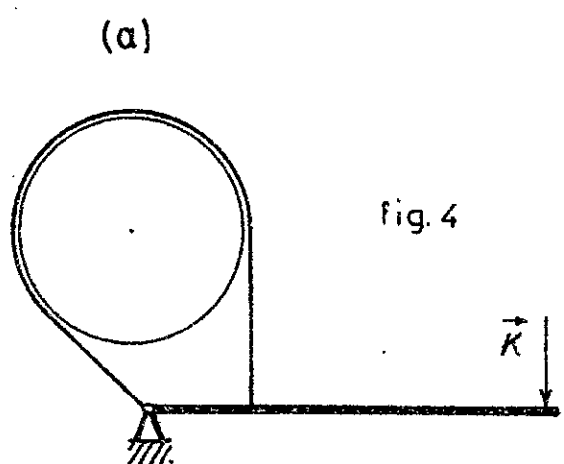
répartition des pressions

et permet des freinages énergiques ; d'un autre côté il sollicite fortement l'arbre à la flexion.

On rencontre plusieurs sortes de freins à bande, selon la fixation des extrémités de la bande on distingue :

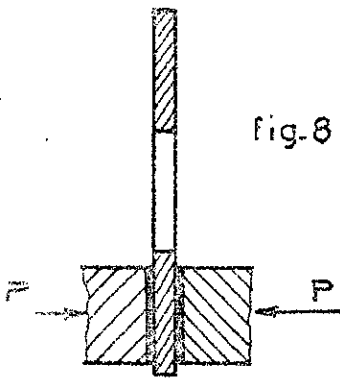
- a. Frein à bande simple
- b. Frein à enroulements multiples.
- c. Frein différentiel.
- d. Frein additionnel.

Ces quatre types sont représentés schématiquement par les figures suivantes :



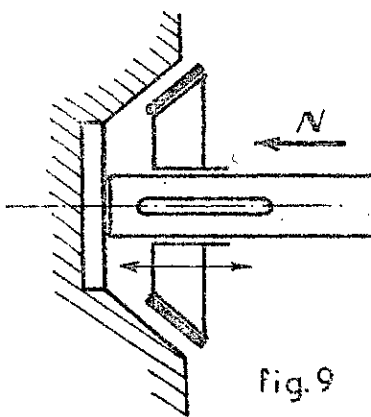
FREINS AXIAUX

FREIN A DISQUE



Le fonctionnement du frein à disque dépend d'un déplacement axial pour établir le contact entre les surfaces frottantes. Il permet une construction très ramassée c'est pourquoi il trouve un emploi de plus en plus étendu.

FREIN A CÔNE



Le frein à cône, représenté schématiquement par la figure ci-contre, est aussi un frein axial. La surface frottante est ici conique.

FREINS SPECIAUX

FREINS A ENCLIQUETAGES

Ils permettent de lever la charge sans desserrer le frein et la maintiennent freinée dans toutes les positions. Pour effectuer la descente, on doit desserrer le frein.

FREINS ACTIONNES PAR LA CHARGE

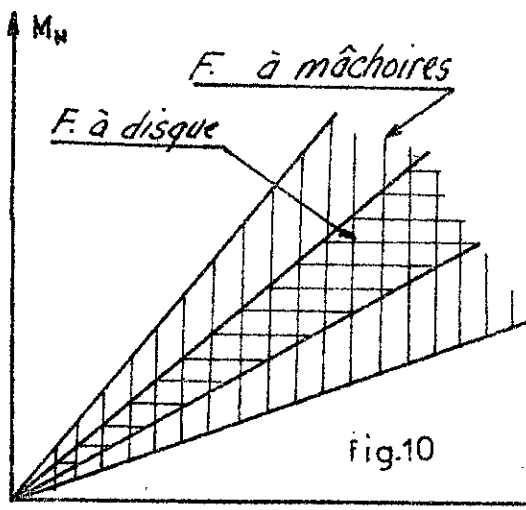
La charge donne naissance à la force de freinage qui est ainsi proportionnelle à celle-ci. La charge est immobilisée dans n'importe quelle position. Pour effectuer la descente on doit exercer un moment positif.

FREINS CENTRIFUGES

Les freins sont appelés à la force centrifuge des sabots en révolution. Ils s'emploient pour stabiliser la vitesse de descente à une certaine valeur. A l'arrêt il n'y a pas de force centrifuge et par conséquent pas de freinage, donc ces freins ne peuvent pas servir de freins d'arrêt.

3. COMPARAISON DU FREIN A DISQUE ET DU FREIN A MACHOIRES

Le frein à disque et le frein à mâchoires sont les deux types les plus employés, de plus ils ont le même champs d'application.



Dans les deux cas le couple de freinage M_H est proportionnel à la force de freinage N .

Mais pratiquement la caractéristique du frein n'est pas rectiligne : Les courbes $M_H = f(N)$ sont moins dispersées pour le frein à disque que pour le frein à mâchoires.

Le frein à disque présente les avantages suivants :

- Il assure une meilleure dissipation de la chaleur. L'échauffement du disque est plus symétrique, par conséquent les contraintes thermiques sont inférieures et la possibilité des détériorations thermique est réduite.
- Les freins à disque sont caractérisés par une meilleure tenue des matériaux de friction.
- Facilité du réglage automatique du jeu.
- Construction plus simple et plus ramassée.
- Moment d'inertie inférieur par rapport à celui d'un frein à mâchoires.

-1-

Avantages du frein à mâchoires :

- Pour le même diamètre et autres paramètres, le frein à mâchoires est caractérisé par un couple de freinage supérieur
- Dans le frein à mâchoires symétrique, la résultante des forces de freinage est nulle.
- Montage plus facile sur un accouplement.

4- DESCRIPTION DU FREIN A DEUX MACHOIRES

Le frein qui fait l'objet de cette étude est un frein à deux mâchoires, automatique, normalement serré, destiné aux appareils de levage. Il est représenté schématiquement par la figure de la page suivante.

Le frein, y compris le desserreur forme un ensemble qu'on monte complet sur le châssis général.

Le châssis du frein est formé de deux cornières, en acier laminé, soudées à deux plaques qui portent les trous de fixation du frein sur le châssis général.

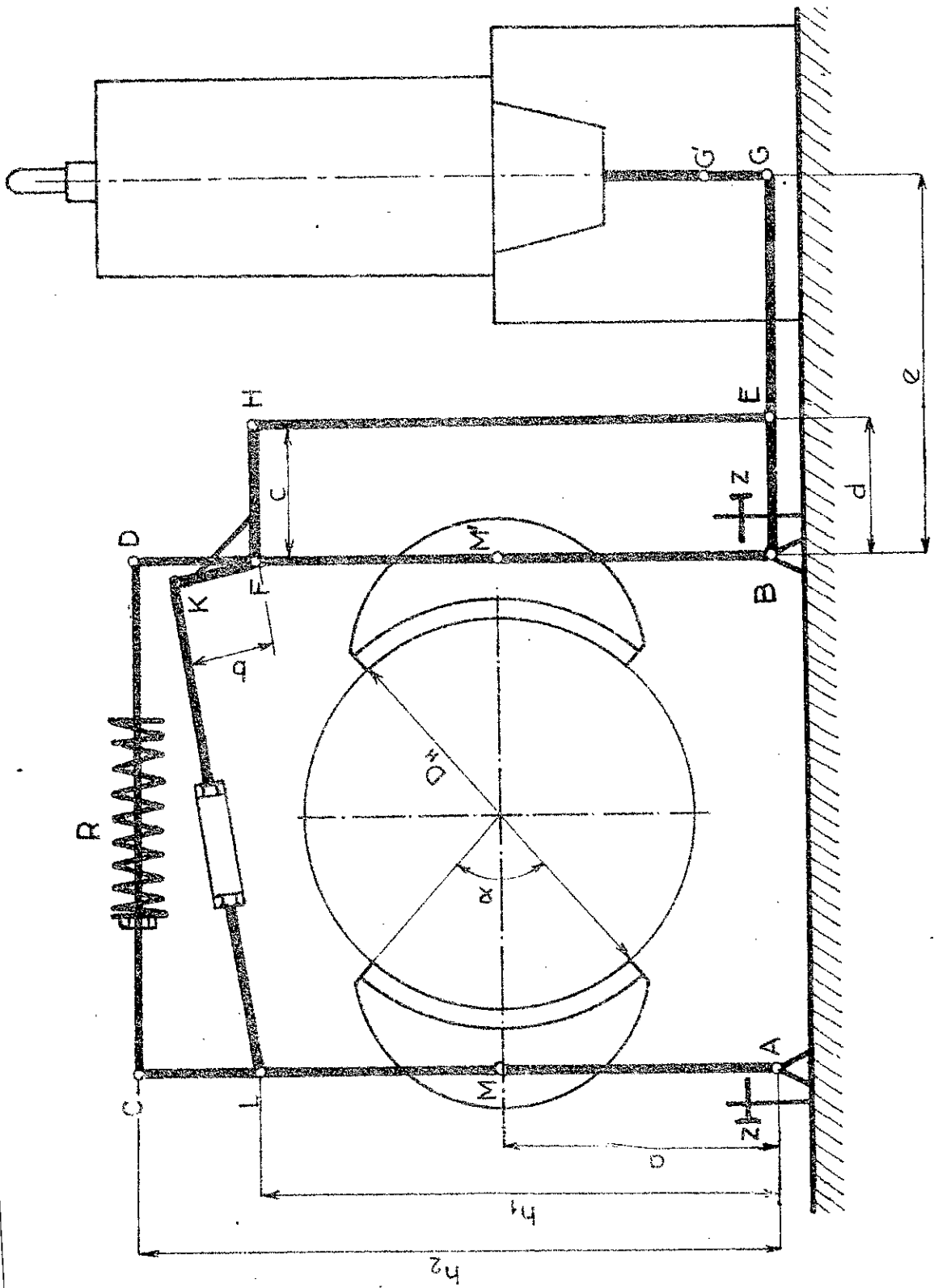
Les cornières portent les articulations pour les leviers de frein (AC et BD) découpés dans la tôle.

Ces leviers portent les sabots soudés articulés aux points M et M'. Ces sabots pivotant sont préférables aux sabots fixes parce qu'ils assurent une distribution plus uniforme de la pression entre les sabots et la poulie et ils s'appliquent bien contre celle-ci même si elle se trouve un peu décalée par rapport à l'axe du frein.

Pour empêcher les sabots de culbuter par leurs poids propres en étant desserrés, on les munit d'un dispositif ressort-piston logé dans un tube soudé sur la nervure centrale du sabot. Le moment de la force de frottement du piston contre le levier permet d'équilibrer celui du poids propre du sabot par rapport au point d'articulation et empêcher ainsi les sabots de culbuter.

Les vis (Z) passant par des fers soudés au châssis du frein limitent le battement des leviers. On les règle pour obtenir un decollage égal des deux leviers. Leur réglage ne doit pas empêcher l'aspiration complète du noyau - cela risquerait de griller l'électro.

Fig.11 - SCHEMA DU FREIN A DEUX MACHOIRES



Le ressort R est un ressort de compression qui tend à rapprocher les deux leviers AC et BD et à les presser contre la poulie de frein de diamètre D_H . La tension initiale S du ressort se règle par un écrou situé sur la tige fileté CD. Cette tige est formée de deux parties qui aboutissent aux articulations supérieures C et D.

L'électro-aimant de frein se compose d'un boîtier en fonte contenant les bobines. Lors de la mise en circuit les bobines aspirent le noyau et desserrent le frein.

Les catalogues indiquent le travail et la course de l'électro. On utilise 75 à 80% de la course pour garder une réserve qui compensera l'usure des garnitures de frein.

On accouple l'électro à la timonerie de frein par une biellette GG pour ne pas coincer le noyau. Le boîtier de l'électro est monté sur le châssis soudé par des boulons. La tige de l'électro porte deux trous décalés de 90° pour la fixation de la timonerie.

L'électro développe une force de traction qui doit être utilisée à 66% au moins, ceci pour éviter des coups trop violents lors de l'enclenchement.

L'effort de l'électro est transmis par la tringle EH et le levier coudé KFH à la barre KL qui écarte les deux leviers de frein. Avec l'usure croissante des garnitures le levier BG descend de plus en plus en position fermée. Avant d'atteindre la limite de course de l'électro un nouveau réglage du frein est nécessaire. A cette fin on agit sur la longueur de la tige KL. Cette tige est formée au fait de deux parties qui peuvent pénétrer dans la pièce centrale en vissant celle-ci et par conséquent on peut faire varier la longueur de la tige et rattraper le jeu dû à l'usure de la garniture. Des contre-écrous bloquent la position de la barre.

Le ressort R agit sur les deux leviers AC et BD dans le sens de serrage. Ainsi lorsque l'électro se trouve sans tension (ou lors d'une panne de courant par exemple), le poids propre de son noyau ainsi que ceux des différentes tiges, agissent dans le sens du serrage. Les sabots articulés s'appliquent alors contre la poulie de frein et empêchent ainsi son mouvement.

Pour desserrer le frein on met l'électro sous tension. Celui-ci développe une force suffisamment grande pour vaincre l'action du ressort et les poids propres du noyau et des leviers. Cette force est transmise par le système de leviers à la barre KL qui provoque l'écartement des leviers et par conséquent le decollage des sabots.

CHAPITRE 1

CALCULS PRELIMINAIRES

Données : Couple de freinage $M_H = 500 \text{ N.m}$
 Nombre max de freinages 300 /h

1.1- Choix de la poulie de frein

Pour un tel couple de freinage, une poulie de diamètre $D_H = 320 \text{ mm}$ est suffisante (Cette poulie a été choisie après les tentatives préliminaires). Elle a les caractéristiques suivantes (d'après la norme polonaise).

D_H mm	B mm	GD^2 max kg m^2	Masse max kg	N°
320	110	1,373	32,4	0.14 ATg

TAB. I

B étant la largeur de la poulie.

1.2- Choix du desserreur

On calcule le travail de desserrement d'un frein à deux sabots par la formule :

$$A = \frac{2,5 M_H S}{\mu \cdot D_H \cdot \eta} \quad (1)$$

où :

S est la course de decollage

μ est le coefficient de friction.

η est le rendement mécanique.

La course S dépend du diamètre de la poulie. Le decollage doit être suffisant. On peut le choisir d'autant plus petit que le montage du frein est précis. Le jeu dans les articulations a une influence notable sur le decollage nécessaire. Pour les appareils de levage de construction normale on choisira les decollages d'après le tableau suivant :

D_H mm	120 - 250	250 - 400	400 - 630	630 - 800
δ mm.	0,6 - 1,0	1,0 - 1,8	1,6 - 2,2	2,2 - 2,5

TAB. 2

Le coefficient de friction depend de la matiere de la garniture
 Il sera choisi d'après le tableau suivant :

GROUPE	Matière de friction	coeff ^t de friction μ			température admissible		pression de surface admissible [daN/cm ²]
		à sec	légerement graissé	huile	de courte durée	durable	
I	sur st - stg - Ge { tissus en coton tissus en amiante avec résine artificielle amiante avec résine artificielle comprimée à la presse hydraulique laine métallique avec buna comprimée }	0,65 - 0,4		0,2 - 0,1	150	100	0,5 - 12(12)
		0,5 - 0,3		0,2 - 0,1	300	200	0,5 - 20
		0,4 - 0,2	0,35 - 0,15		500	250	0,5 - 80
		0,65 - 0,45		0,15 - 0,1	300	250	0,5 - 80
II	peuplier sur Ge	0,35 - 0,2	0,2				
	peuplier sur St	0,55 - 0,25	0,25 - 0,15	0,1	160	100	
	Cuir sur métal	0,6 - 0,3	0,25				
	liège sur métal	0,35	0,3	0,15	160	100	
III	Bronze sur bronze	0,2	0,15				
	Ge sur Ge	0,25 - 0,15	0,1 - 0,05	0,1 - 0,02			
	Ruban d'acier sur Ge	0,2 - 0,15	0,1 - 0,15	0,1 - 0,02			
	Acier trempé sur Acier trempé			0,1 - 0,03			7 - 30

TAB 3

st = acier stg = acier moulé Ge = fonte.

Le matériau choisi pour la garniture est l'amiante avec résine artificielle comprimée.

$$\mu = \begin{cases} 0,2 - 0,4 & \text{à sec} \\ 0,15 - 0,35 & \text{légerement graissé.} \end{cases}$$

Pour $D_H = 320$ le decollage $\delta = 1,0 - 1,8$ [mm].

soient :

$$\delta = 1,2 \text{ mm} \quad \mu = 0,35 \quad \eta = 0,9$$

D'où le travail de desserrage d'après l'équation (1)

$$A = \frac{2,5 \cdot 500 \cdot 1,2}{0,35 \cdot 320 \cdot 0,9}$$

$$A = 14,86 \text{ Nm}$$

Cette valeur nous permet de choisir le desserreur d'après le tableau suivant :

Type	Tension V	Travail de desserrage N.m	Course Scat mm	pois du noyau N	Nb de freinage par heure	F. d. m ε	pois total. N.
DZEM 10	$\frac{380}{220}$	6,3	30	40	300	40	160
	500	4,8			10	100	
	500	6,3			300	40	
DZEM 20	$\frac{380}{220}$	11	50	80	300	40	300
	500	8			10	100	
	500	11			300	40	
DZEM 30	$\frac{380}{220}$	22,5	60	150	300	40	550
	500	17,5			10	100	
	500	22,5			300	40	
DZEM 40	$\frac{380}{220}$	42	60	300	150	40	1100
	500	30			300	40	
	500	30			10	40	
	500	48			150	100	
	500	30			300	100	

TAB. 4

On choisit un electro dont le travail A_{cat} est supérieur à A.

soit DZEM 30 le type de notre desserreur.

3 - Determination de la force de desserrage disponible

Nous avons $A_{cat} = Z_{cat} \cdot S_{cat}$ (2)

Z_{cat} étant la force de desserrage disponible.

S_{cat} est la course disponible.

$$Z_{cat} = \frac{A_{cat}}{S_{cat}} = \frac{22,5}{0,05} \quad Z_{cat} = 450 \text{ N}$$

4 - Force de pression

Elle est donnée approximativement par la relation

$$M_H = \mu N D_H \rightarrow N = \frac{M_H}{\mu D_H} \quad (3)$$

Cette relation ne donne qu'une valeur approchée de N que nous utiliserons pour les calculs préliminaires. Un calcul plus exact de cette force se fera plus tard.

$$N = \frac{500}{0,35 \cdot 0,320} \quad N = 4464 \text{ N.}$$

1.5 - Determination du rapport de transmission

Le rapport de transmission i doit vérifier la double inégalité suivante :

$$\frac{M_H}{\mu D_H Z_{cat} \eta} \leq i \leq \frac{S_{cat}}{2,5 \delta} \quad (4)$$

La première inégalité nous indique que pour un couple de freinage M_H la force du desserreur doit être suffisamment grande pour pouvoir decoller les mâchoires du frein.

La seconde concerne la course du desserreur qui doit être suffisante pour nous donner un déplacement δ pour chaque mâchoire, compte tenu des jeux dans les articulations.

$$\frac{M_H}{\mu D_H Z_{cat} \eta} = \frac{500}{0,35 \cdot 0,32 \cdot 450 \cdot 0,9} = 11,02$$

$$\frac{Scat}{2,58} = \frac{50}{2,5 \cdot 1,2} = 16,66$$

Donc : $11,02 \leq i \leq 16,66$ soit $i = 12$

D'une autre part le rapport i est donné par la relation suivante (voir schéma du frein page 9).

$$i = \frac{h_1 \cdot c \cdot e}{a \cdot b \cdot d}$$

et puisque dans ce cas $c = d$ alors :

$$i = \frac{h_1 \cdot e}{a \cdot b} \quad (5)$$

Les dimensions des différents leviers doivent vérifier la relation

$$\frac{h_1 \cdot e}{a \cdot b} = 12$$

Si nous prenons les valeurs suivantes :

$h_1 = 385$	$b = 40$	$a = 200$
$h_2 = 465$	$c = 90$	$e = 250$

TAB.5

$$\text{alors : } \frac{h_1 \cdot e}{a \cdot b} = \frac{385 \cdot 250}{200 \cdot 40} \approx 12.$$

1.6. Force nécessaire de desserrage :

Elle est donnée par la relation :

$$Z = \frac{N}{i \cdot \eta} = \frac{4464}{12 \cdot 0,9} = 413,3$$

$$Z = 413,3 \text{ N}$$

La force nécessaire est inférieure à la force disponible de desserrage, ce qui justifie le bon choix du desserreur.

1.7. Pression moyenne sur les sabots :

Une valeur moyenne de la pression sur les sabots est donnée par la relation

$$p_m = \frac{N}{b_0 D_H \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (6)$$

où b_0 est la largeur du sabot.

N.B. Un calcul plus détaillé sur la distribution exacte des pressions sur le sabot sera fait plus tard.

Dans l'équation (6) on considère que la pression est uniformément répartie sur la longueur du sabot.

avec : $b = 100 \text{ mm}$, $\alpha = 80^\circ$

on aura :
$$p_m = \frac{4464}{10 \cdot 32 \cdot \sin \frac{80}{2}} = 2,17$$

$$p_m = 2,17 \frac{\text{daN}}{\text{cm}^2}$$

Cette valeur est acceptable d'après le tableau 3 page 13.

1.8. Vérification de la valeur $p_m \cdot v$ (échauffement)

Cette valeur dépend de la pression moyenne et de la vitesse circonférentielle de la poulie de frein. On respecte généralement la valeur :

$$p_m \cdot v = 12 \text{ à } 25 \text{ kg m / cm}^2 \text{ s}$$

Des valeurs supérieures peuvent être admises dans le cas d'un service léger et peu intensif.

La valeur $p_m \cdot v$ n'est qu'une vérification approximative de l'échauffement, il existe d'autres méthodes plus exactes qui permettent de vérifier thermiquement un frein (v. chap.

1.9. Force tangentielle :

Elle est donnée par la relation

$$T = 2 \mu N \quad (7)$$

$$T = 2 \cdot 0,35 \cdot 4464 = 3124,8 \text{ N}$$

Cette valeur est aussi une valeur approchée de la force tangentielle. Un calcul plus exact de cette force est donné au chapitre (Distribution exacte des pressions)

CHAPITRE 2

CALCUL DES FORCES

Notations : . Dans ce qui suit nous designerons les leviers du frein par des chiffres :

Levier AC :	1	Levier KFH :	5
" BD :	2	" HE :	6
KL :	3	BG :	7

. La force F_{ij} designe l'action du levier i sur le levier j (par consequent F_{ji} designera la reaction de celui ci)

. La force G_i designe le poids propre du levier. Son point d'application sera, bien entendu, le centre de gravité du levier.

Les forces dans les differentes articulations seront differentes dans le cas du frein serré et du frein desserré c'est pourquoi le calcul sera fait en tenant compte des deux cas.

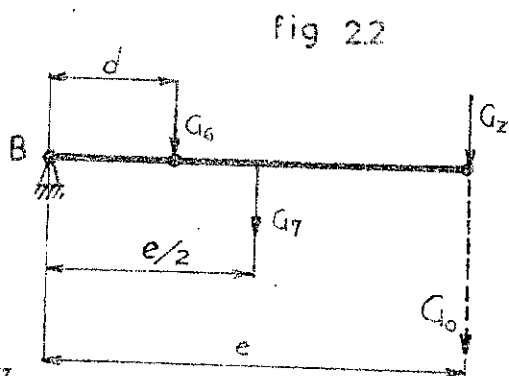
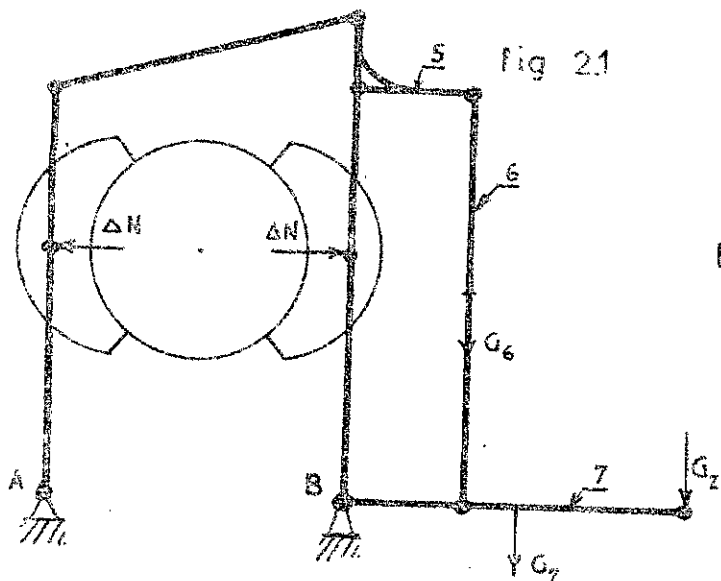
2-1 FREIN SERRE (fig 2-4 page: 23)

2.1.1 Determination de la force dans le ressort

La force de compression du ressort, S , sera déterminée avec la consideration de la force ΔN qui est due aux forces autres que celle du ressort. Ces forces sont : Le poids propre du noyau G_2 et les poids propres des leviers (6) et (7). Ainsi nous aurons une force de pression :

$$\Delta N = i \cdot \eta \cdot G_0 \quad (8)$$

G_0 est une force equivalente exerçant le même moment sur le levier (7) que l'ensemble des force G_2 , G_6 et G_7 (voir schema de la page suivante.)



Determination de G_0 :

La force G_0 se détermine d'après l'équation:

$$G_z \cdot e + G_7 \cdot \frac{e}{2} + G_6 \cdot d = G_0 \cdot e$$

$$G_z = 150 \text{ N}$$

$$G_6 = 60 \text{ N}$$

$$G_7 = 80 \text{ N}$$

$$d = 90 \text{ mm}$$

$$e = 250 \text{ mm}$$

$$150 \cdot 250 + 80 \cdot 125 + 60 \cdot 90 = 250 G_0$$

$$G_0 = 211 \text{ N}$$

D'où $\Delta N = G_0 \cdot i \cdot \eta$

$$\Delta N = 211 \cdot 12 \cdot 0,9$$

$$\Delta N = 2278,8 \text{ N}$$

L'action de la force du ressort sera donnée donc par la relation:

$$\eta_2 \cdot S \cdot h_2 = (N - \Delta N) a \quad (9)$$

η_2 étant le rendement des leviers (2) et (5).

$$\eta_2 = 0,96$$

$$a = 200$$

$$h_2 = 465$$

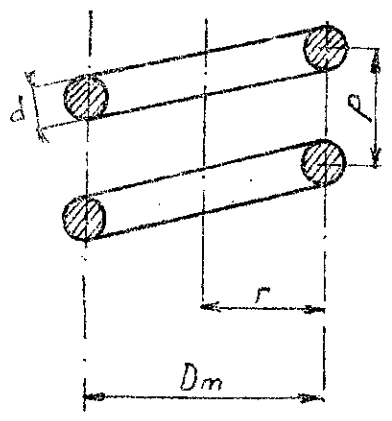
$$S = \frac{(N - \Delta N) a}{\eta_2 h_2} = \frac{(4464 - 2278,8) 200}{0,96 \cdot 465}$$

$$S = 979 \text{ N}$$

2.1.2 Dimensionnement du ressort

Le ressort choisi est un ressort hélicoïdal de compression, fabriqué en acier au silicium correspondant à l'acier 60SC7 de l'AFnor.

Sa limite élastique est $[\sigma] = 120 \text{ dan/mm}^2$.



La contrainte de torsion est donnée par la relation

$$\tau = \frac{8 D_m \cdot S}{\pi d^3}$$

S étant la charge.
 D_m le diamètre moyen du ressort
 d le diamètre du fil.

Le ressort sera choisi tel que $k \tau \leq [\tau]$

$[\tau]$ étant la contrainte de torsion admissible

k étant un facteur de correction tenant compte aussi bien de l'influence de la force tranchante que de certains autres facteurs (flexion, ...)

on prendra $k = 1,1$

$[\tau]$ est donnée, d'après la quatrième théorie de résistance par

$$[\tau] = \frac{[\sigma]}{\sqrt{3}}$$

$$[\tau] = \frac{120}{\sqrt{3}} = 69,28 \text{ dan/mm}^2$$

D'où :

$$\frac{k \cdot 8 D_m \cdot S}{\pi d^3} \leq 69,28$$

En prenant un diamètre moyen $D_m = 36 \text{ mm}$:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{8 \cdot S \cdot D_m \cdot k}{\pi \cdot 69,28}} = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 97,9 \cdot 36 \cdot 1,1}{\pi \cdot 69,28}} = 5,22 \text{ mm}$$

soit $d = 6 \text{ mm}$ le diamètre du fil

Flèche sous la charge S :

Si on considère un ressort de $n = 15$ spires, la flèche sous la charge S est donnée par la formule :

$$f_s = \frac{8 S D_m^3 \cdot n}{G d^4}$$

G étant le module d'élasticité en daN/mm^2 .

pour l'acier choisi $G = 8000 \text{ daN/mm}^2$.

D'où :

$$f_s = \frac{8 \cdot 979 \cdot 36^3 \cdot 15}{8000 \cdot 6^4} = 52,8 \text{ mm.}$$

Flèche correspondant au decollage

$$f_s = 2\delta \cdot \frac{h_2}{a} = 2 \cdot 1,2 \cdot \frac{465}{200} = 5,58 \text{ mm.}$$

d'où la course totale pour la charge S_2

$$f_{st} = f_s + f_s = 52,8 + 5,58 = 58,38$$

S_2 étant la force maximale à laquelle est soumis le ressort.

$$S_2 = S \cdot \frac{58,38}{52,8} = 979 \cdot \frac{58,38}{52,8} = 1082,4 \text{ N}$$

Pour une longueur $L = 210 \text{ mm}$ du ressort, le pas p est donné par

$$p = \frac{L - 1,5d}{n}$$

$$p = \frac{210 - 1,5 \cdot 6}{15} = 13,4 \text{ mm.}$$

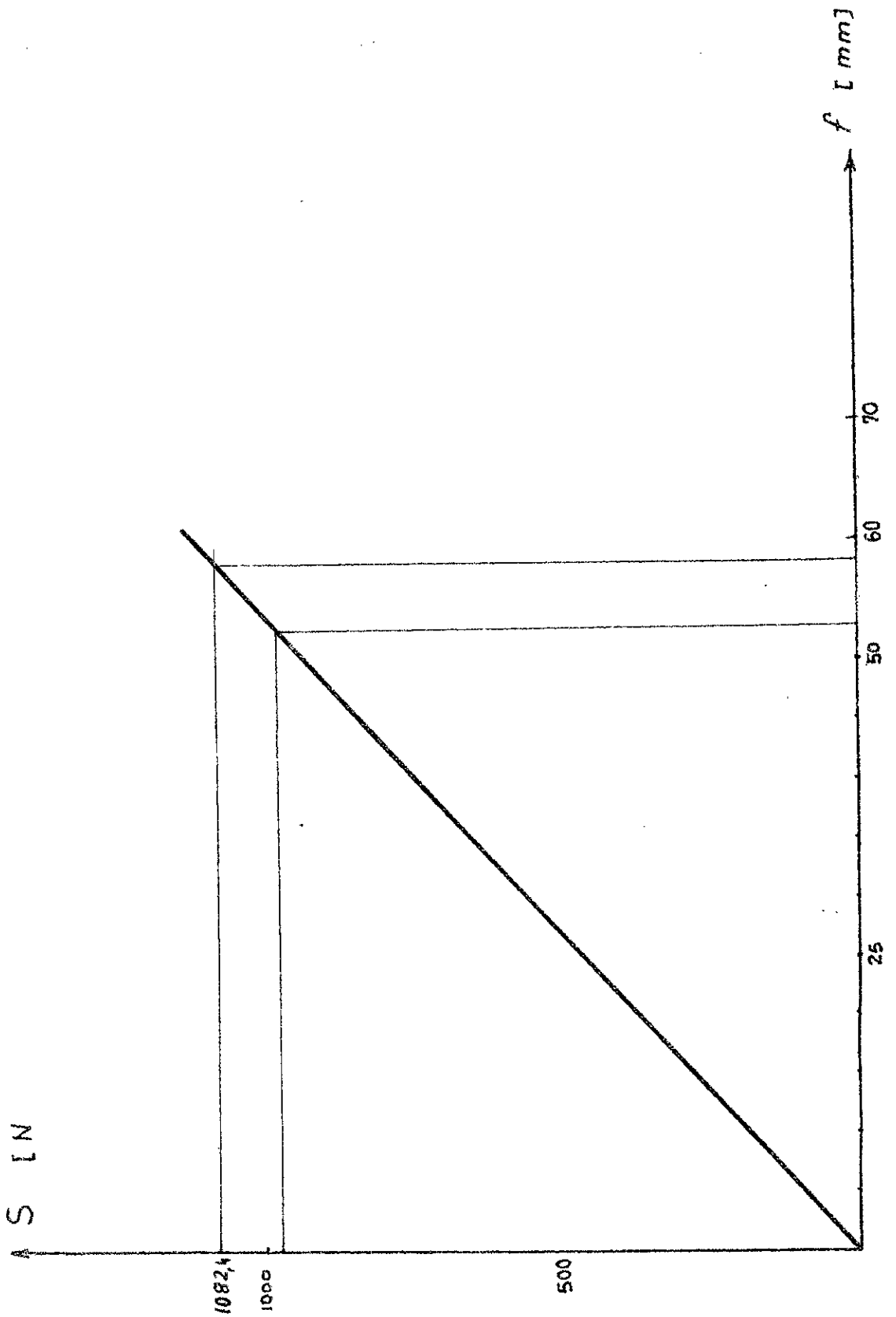
Dans le cas du desserrage du frein, la distance entre deux spires est :

$$e = \frac{L - f_{st} - 1,5d}{n} - d$$

$$e = \frac{210 - 58,38 - 1,5 \cdot 6}{15} - 6$$

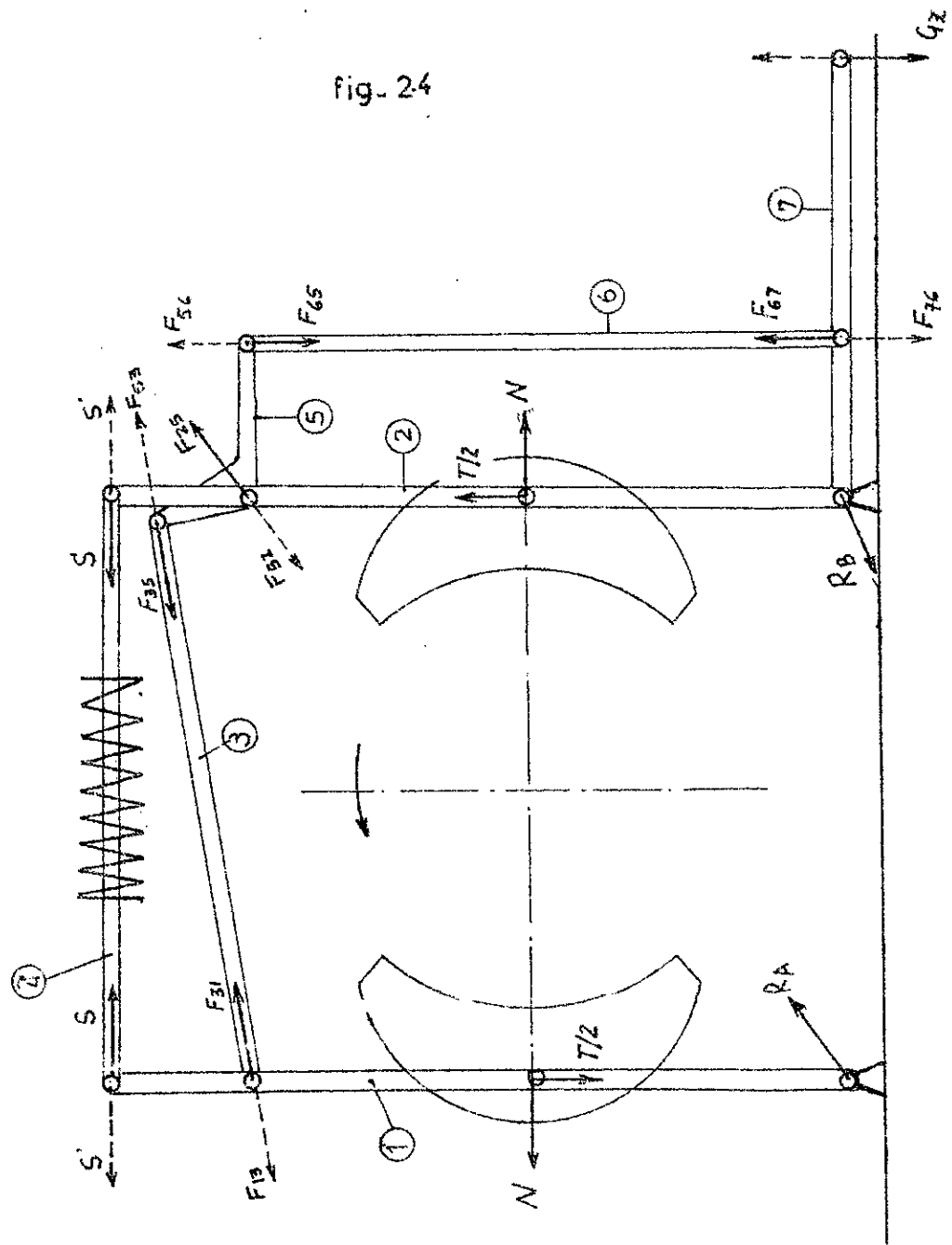
$$e = 3,5 \text{ mm.}$$

fig-23 Caractéristique du ressort $S = F(f)$



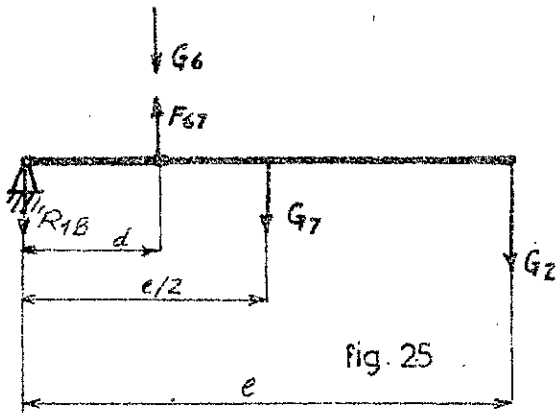
FREIN SERRE

fig. 24



2.1.3 Force de traction dans le levier 6

Cette force se determine en considerant l'equilibre du levier



$$\Sigma M / B = 0$$

$$F_{67} \cdot d = G_6 \cdot d + G_7 \cdot \frac{e}{2} + G_2 \cdot e$$

$$F_{67} = \frac{60 \cdot 90 + 80 \cdot 125 + 150 \cdot 250}{90}$$

$$F_{67} = 588 \text{ l}$$

La reaction en B sera determinee en faisant:

$$\Sigma F / y = 0$$

$$R_{1B} = F_{67} - G_6 - G_7 - G_2$$

$$R_{1B} = 588 - 60 - 80 - 150$$

$$R_{1B} = 298 \text{ l}$$

2.1.4 Forces agissant sur le levier coudé 5

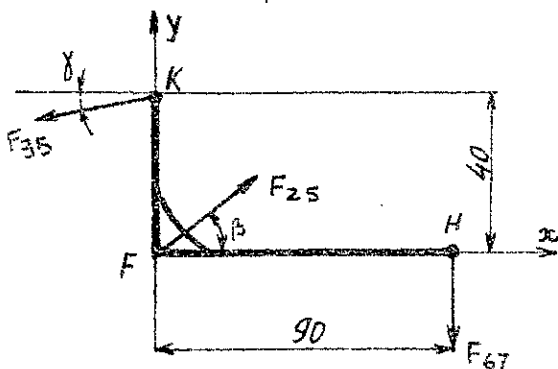


fig. 2.6

L'angle γ (figure ci contre).

$$\text{tg } \gamma = \frac{40}{410}$$

$$\gamma = 5,57$$

Determination de F_{35} :

$$\Sigma M / F = 0$$

$$40 \cdot F_{35} \cos 5,57 = 90 \cdot F_{67}$$

$$F_{35} = \frac{90 \cdot 588}{40 \cos 5,57}$$

$$F_{35} = 1329$$

Determination de F_{25} :

$$\Sigma F / x = 0 \quad (F_{25})_x = F_{35} \cos \gamma = 1329 \cos 5,57 = 1323 \text{ N}$$

$$\Sigma F / y = 0 \quad (F_{25})_y = F_{67} + F_{35} \sin \gamma = 588 + 1329 \sin 5,57 = 717 \text{ N}$$

$$\text{d'où } F_{25} = \sqrt{(F_{25})_x^2 + (F_{25})_y^2} = \sqrt{1323^2 + 717^2}$$

$$F_{25} = 1505 \text{ l}$$

l'angle β :

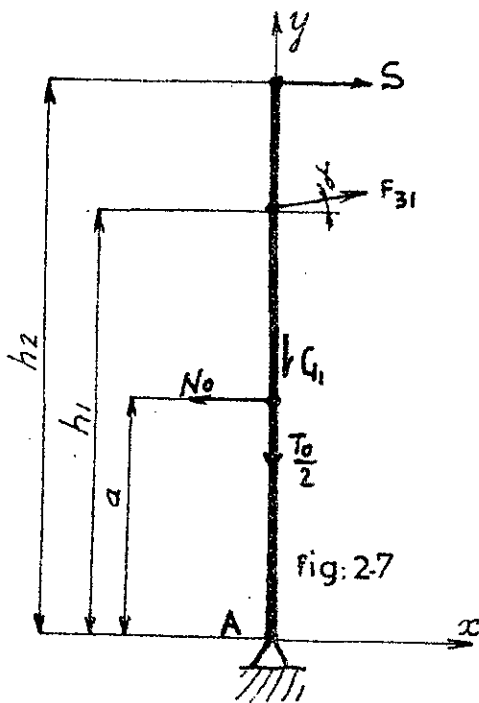
$$\operatorname{tg} \beta = \frac{(F_{25})_y}{(F_{25})_x} = \frac{717}{1323}$$

$$\beta = 28,45^\circ$$

2.1.5 Forces agissant sur le levier 1 :

Les forces agissant sur le levier (1) sont : l'action du ressort l'action de la barre (3), la force de pression N ainsi que la force tangentielle et le poids propre de ce levier.

Or, la force dans le ressort est calculée en tenant compte des pertes mécaniques dans les différentes articulations, mais dans le calcul de F_{35} , on en a pas tenu compte. C'est pourquoi pour assurer l'équilibre, la force N n'aurait plus la même valeur que celle déjà calculée, au début, en tenant compte de ces pertes. Elle sera augmentée d'une certaine valeur qui représente les pertes, et que nous allons déterminer.



$$\Sigma M/A = 0$$

$$S h_2 + F_{31} \cos \gamma h_1 = N_0 \cdot a$$

$$F_{31} = F_{35} \text{ (déjà déterminée)}$$

$$S = 979 \text{ N}$$

$$F_{31} = 1329 \text{ N}$$

$$h_1 = 385 \text{ mm}$$

$$h_2 = 465$$

$$a = 200$$

$$N_0 = \frac{979 \cdot 465 + 1329 \cdot \cos 5,57 \cdot 385}{200}$$

$$N_0 = 4823 \text{ N}$$

N_0 étant la valeur de la force de pression calculée sans tenir compte des frottements dans les articulations.

Détermination de la réaction en A :

$$\Sigma F/x = 0 ; \quad R_{Ax} = N_0 - F_{31} \cos \gamma - S$$

$$R_{Ax} = 4823 - 979 - 1329 \cos 5,57 = 2521 \text{ N}$$

$$T_0/2 = \mu N_0 ; T_0 = 2\mu N_0 = 2 \cdot 0,35 \cdot 4823 \quad T_0 = 3376 \text{ N}$$

$$\Sigma F/y = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{T_0}{2} + G_1 - F_{31} \sin \gamma = \frac{3376}{2} + 100 - 1329 \sin 5,57 = 1659 \text{ N}$$

D'où la réaction en A :

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{2521^2 + 1659^2}$$

$$R_A = 3018 \text{ N}$$

2.1.6 Forces agissant sur le levier 2 :

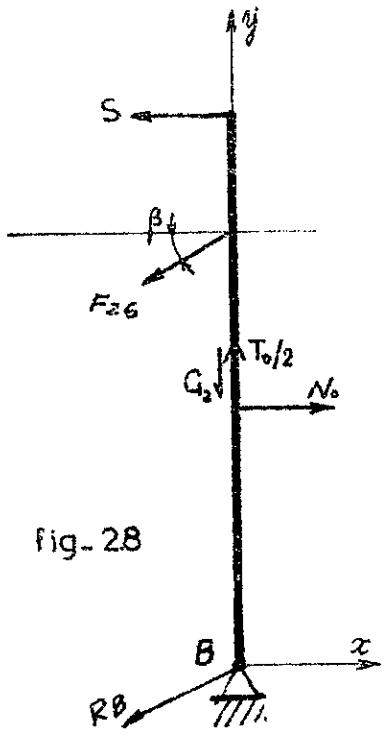


fig-28

L'angle \$\beta\$ a déjà été calculé :

$$\beta = 28,45^\circ$$

$$F_{25} = F_{52} = 1505 \text{ N}$$

$$N_0 = 4823 \text{ N}$$

$$S = 979 \text{ N}$$

$$T_0 = 3376 \text{ N}$$

$$G_2 = 100 \text{ N}$$

Donc, toutes les forces agissant sur le levier 2 ont déjà été déterminées.

La réaction en B :

$$\Sigma F/x = 0 ; R_{Bx} = N_0 - S - F_{52} \cos \beta$$

$$R_{Bx} = 4823 - 979 - 1505 \cos 28,45 = 2521 \text{ N}$$

$$\Sigma F/y = 0 ; R_{By} = \frac{T_0}{2} - G_2 - F_{52} \sin \beta$$

$$= \frac{3376}{2} - 100 - 1505 \sin 28,45 = 871 \text{ N}$$

D'où la réaction en B :

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{2521^2 + 871^2}$$

$$R_B = 2667 \text{ N}$$

2.2 FREIN DESSERRE (fig 2.10 page:28)

Pendant le desserrage du frein, la force de compression du ressort augmente. Cette force a déjà été calculée (voir page 21), elle est égale à :

$$S_2 = 1082,4 \text{ N}$$

2.2.1 Forces agissant sur le levier 1 :

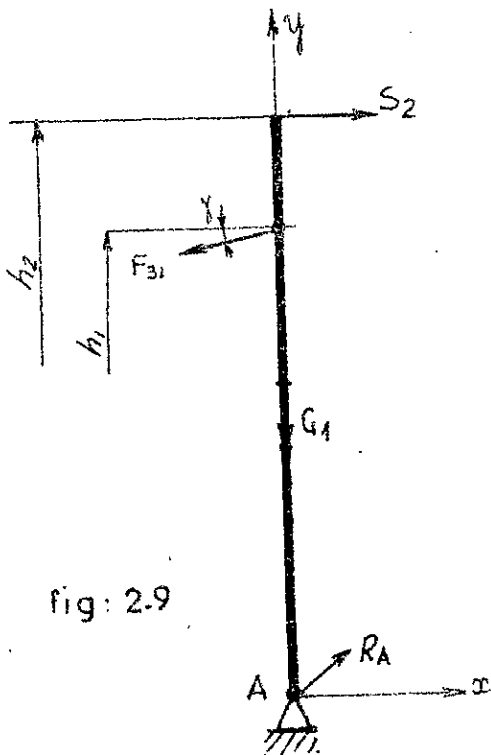


fig: 2.9

La condition d'équilibre du levier nous permet de déterminer la force F_{31} .

$$\sum M/A = 0$$

$$S_2 h_2 = F_{31} \cos \alpha \cdot h_1$$

$$F_{31} = \frac{S_2 h_2}{h_1 \cos \alpha}$$

$$= \frac{1082,4 \cdot 465}{385 \cos 5,57}$$

$$F_{31} = 1313 \text{ N}$$

Reaction en A:

$$\sum F/x = 0$$

$$R_{Ax} = F_{31} \cos \alpha - S_2$$

$$R_{Ax} = 1313 \cos 5,57 - 1082,4$$

$$R_{Ax} = 224 \text{ N}$$

$$\sum F/y = 0 ;$$

$$R_{Ay} = G_1 + F_{31} \sin \alpha$$

$$R_{Ay} = 100 + 1313 \sin 5,57$$

$$R_{Ay} = 227 \text{ N}$$

A'où la réaction en A :

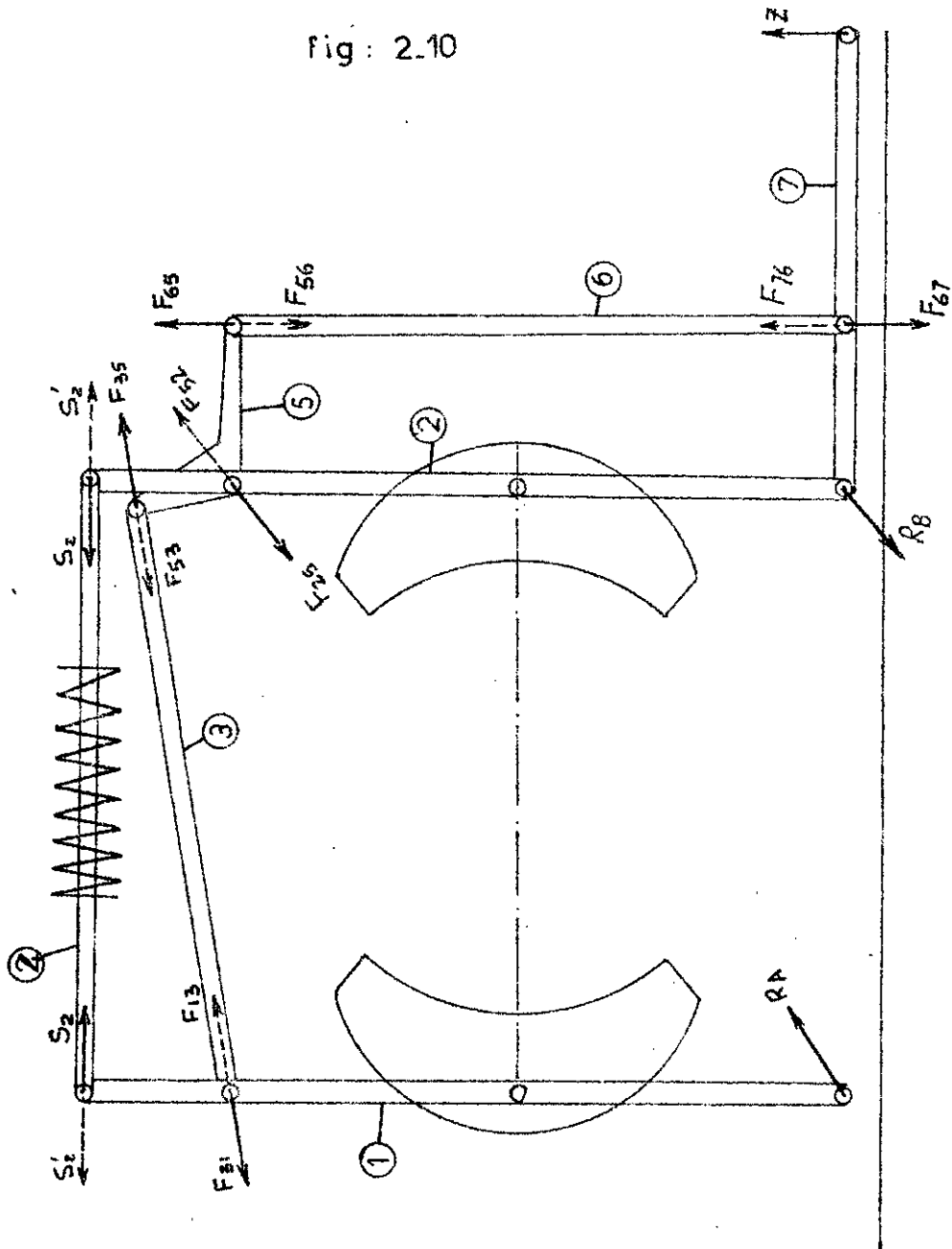
$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{224^2 + 227^2}$$

$$R_A = 319 \text{ N}$$

2.2.2 Forces agissant sur le levier coudé 5 :

FREIN DESSERRE

fig: 2.10



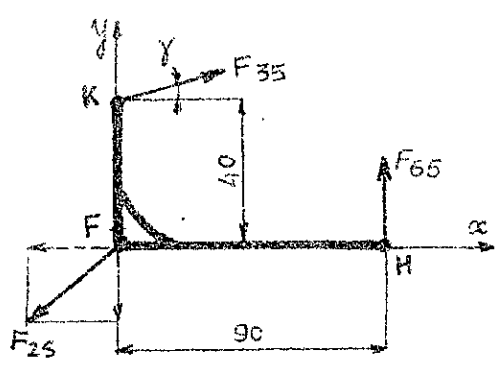


fig: 2.11

Determination de F_{65} :

$$\begin{aligned} \sum M / F &= 0 \\ 40 \cdot F_{35} \cos \gamma &= 90 F_{65} \\ F_{35} &= F_{31} = 1313 \text{ N} \\ F_{65} &= \frac{40 F_{35} \cos \gamma}{90} \\ F_{65} &= \frac{1343 \cdot \cos 5,57 \cdot 40}{90} \\ F_{65} &= 581 \text{ N} \end{aligned}$$

Determination de F_{25} :

$$\begin{aligned} \sum F / x = 0 ; \quad (F_{25})_x &= F_{35} \cos \gamma = 1313 \cos 5,57 = 1307 \text{ N} \\ \sum F / y = 0 ; \quad (F_{25})_y &= F_{65} + F_{35} \sin \gamma = 581 + 1313 \sin 5,57 = 708 \text{ N} \end{aligned}$$

$$F_{25} = \sqrt{(F_{25})_x^2 + (F_{25})_y^2} = \sqrt{1307^2 + 708^2} \quad F_{25} = 1487 \text{ N}$$

2.2.3 Forces agissant sur le levier 2

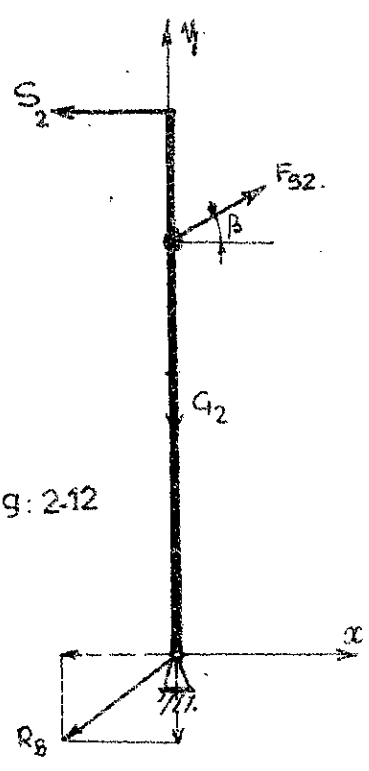


fig: 2.12

$$\begin{aligned} F_{52} &= F_{25} = 1487 \text{ N} \\ \text{Angle } \beta : \\ \tan \beta &= \frac{(F_{25})_y}{(F_{25})_x} = \frac{708}{1307} \\ \beta &= 28,44^\circ \end{aligned}$$

Reaction en B :

$$\begin{aligned} \sum F / x = 0 \\ R_{Bx} &= F_{52} \cos \beta - S_2 \\ &= 1487 \cos 28,44 - 1082,4 \\ R_{Bx} &= 225 \text{ N} \\ \sum F / y = 0 \\ R_{By} &= F_{52} \sin \beta - G_2 \\ &= 1487 \sin 28,44 - 100 \\ R_{By} &= 608 \text{ N} \end{aligned}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{225^2 + 608^2}$$

$$R_B = 648 \text{ N}$$

2.2.4 Forces agissant sur le levier 7 :

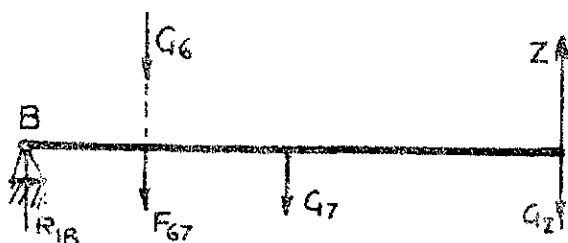


fig 2.13

$$G_6 = 60 \text{ N}$$

$$G_7 = 80 \text{ N}$$

$$F_{67} = F_{65} = 581 \text{ N}$$

$$G_z = 150 \text{ N}$$

La force nécessaire de desserrage, Z , se détermine en écrivant.

$$\Sigma M/B = 0 ; 250 Z = (F_{67} + G_6) 90 + G_7 125 + G_z 250$$

$$Z = \frac{(581 + 60) 90 + 80 \cdot 125 + 150 \cdot 250}{250}$$

$$Z = 420 \text{ N}$$

Reaction en B :

$$R_{1B} = F_{67} + G_6 + G_7 + G_z - Z$$

$$= 581 + 60 + 80 + 150 - 420$$

$$R_{1B} = 451 \text{ N}$$

CHAPITRE 3

CALCUL DE RESISTANCE

Les éléments du frein sont surtout définis par leur rigidité et leur durabilité. Les contraintes admissibles seront de 5 à 7 MPa pour la pression superficielle et de 70 à 80 MPa pour la flexion des leviers.

Les axes d'articulations seront vérifiés à la flexion et à la pression superficielle, les leviers 1 et 2 à la flexion et les tiges 3 et 6 au flambement.

3.1. CALCUL D'AXES

Axe A :

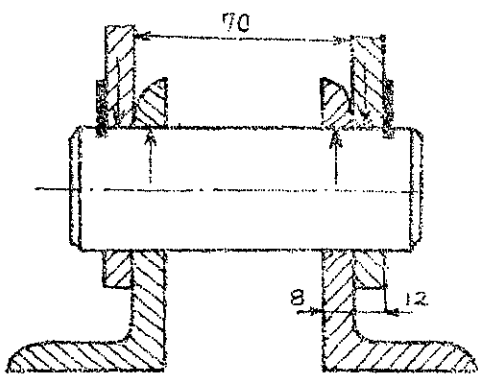
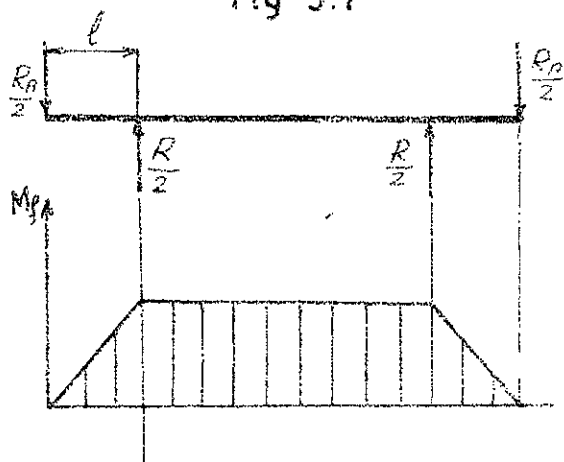


fig 3.1



Nous avons la réaction $R = R_A$.

$$l = 10 \text{ mm} \quad R_A = 3018 \text{ N}$$

Le moment de flexion:

$$M_f = \frac{R_A}{2} \cdot l$$

$$= \frac{3018}{2} \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 15,09 \text{ Nm}$$

$$\text{La contrainte } \sigma = \frac{M_f}{W} \leq \sigma_{adm}$$

W étant le moment résistant

$$W = \frac{\pi d_A^3}{32} \approx 0,1 d_A^3$$

$$\text{d'où } \frac{M_f}{0,1 d_A^3} \leq \sigma_{adm}$$

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_f}{0,1 \sigma_{adm}}}$$

Soit $\sigma_{adm} = 70 \text{ MPa}$.

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{15,09}{0,1 \cdot 70 \cdot 10^6}} = 0,0129 \text{ m}$$

on prendra $d_A = 0,030 \text{ m}$

L'axe doit être aussi vérifié à la pression superficielle. La section la plus sollicitée est la projection de la surface de contact de l'axe avec la cornière :

$$A = d \cdot e = 30 \cdot 8 \cdot 10^{-6} = 240 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

D'où la pression superficielle :

$$p_r = \frac{R_A/2}{A} = \frac{3018/2}{240 \cdot 10^{-6}} = 6,28 \text{ MPa}$$

qui est une valeur acceptable.

Axe B :

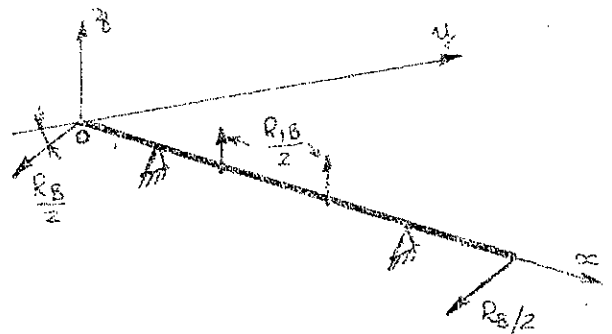
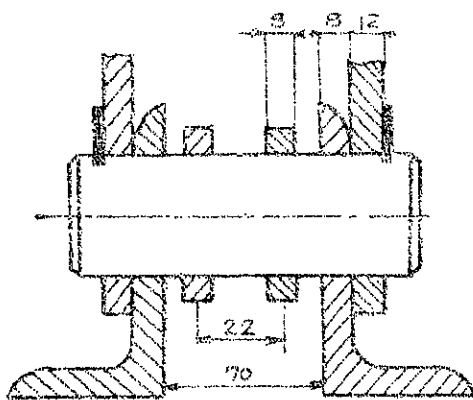


Fig 3.2

La réaction de l'axe sur le levier 7 étant R_{1B} . R_B étant la réaction sur le levier 2. Mais les plans d'action de ces deux forces ne sont pas les mêmes (figure ci-dessus), c'est pourquoi nous allons calculer le moment flechissant résultant.

plan xOz

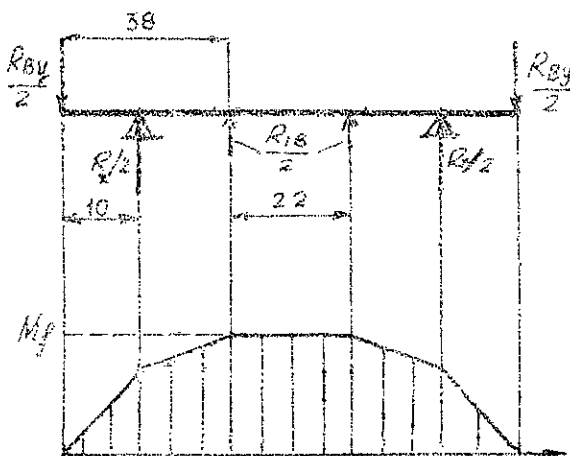


fig 3.3

Nous avons d'après le calcul des forces les valeurs suivantes :

$$R_{Bx} = 2521 \text{ N}$$

$$R_{By} = 871 \text{ N}$$

$$R_{1B} = 298 \text{ N}$$

La réaction de l'axe dans le plan xOz est alors :

$$R_x = R_{By} - R_{1B} = 871 - 298$$

$$R_x = 573 \text{ N}$$

Le moment fléchissant dans ce plan est :

$$M_{1/4}^f = \left(\frac{R_{By}}{2} \cdot 38 - \frac{R_x}{2} \cdot 28 \right) \cdot 10^{-3} = \left(\frac{871}{2} \cdot 38 - \frac{573}{2} \cdot 28 \right) 10^{-3}$$

$$M_{1/4}^f = 8,53 \text{ Nm}$$

Plan xoy :

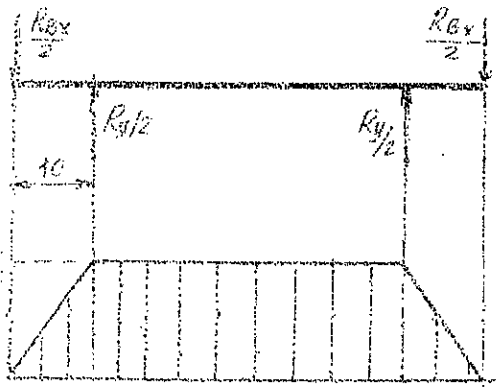


Fig 3.4

La réaction de l'axe dans ce plan :

$$R_y = R_{Bx} = 2521$$

Le moment fléchissant est :

$$M_{1/2}^f = \frac{R_{Bx}}{2} \cdot 10 \cdot 10^{-3} = \frac{2521}{2} \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 12,6 \text{ Nm}$$

Le moment fléchissant résultant est alors :

$$M_f = \sqrt{M_{1/4}^2 + M_{1/2}^2} = \sqrt{8,53^2 + 12,6^2} = 15,21 \text{ Nm}$$

Le diamètre de l'axe B :

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_f}{0,1 \sigma_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{15,21}{0,1 \cdot 70 \cdot 10^6}} = 0,0129 \text{ m}$$

on prendra $d_B = 0,030 \text{ m}$

Vérification de la pression superficielle :

La section la plus sollicitée $A = d_B \cdot e = 30 \cdot 8 \cdot 10^{-6} = 240 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$

D'où la pression $p_f = \frac{R_{B/2}}{A} = \frac{2567/2}{240 \cdot 10^{-6}} = 5,55 \text{ MPa}$.

qui est une valeur acceptable.

Axes d'articulations des sabots

Le mouvement de rotation de ces axes est empêché par des butées d'arrêt, comme pour les articulations inférieures. Ceci nous permet d'avoir des pressions admissibles, relativement élevées, au niveau de la section sollicitée (on peut admettre des pressions

superficielles allant jusqu'à 17 MPa.)

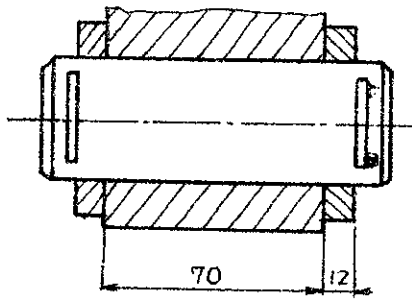
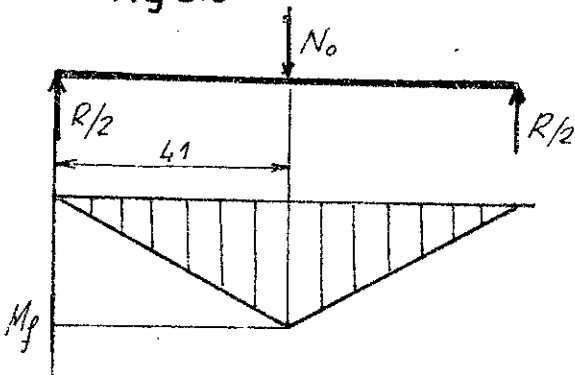


fig 3.5



On suppose pour le calcul du moment flechissant que la force N_0 est concentré au milieu de l'axe.

$$N_0 = 4823 \text{ N}$$

Le moment flechissant est :

$$M_f = \frac{N_0 \cdot l}{2} = \frac{4823 \cdot 10 \cdot 10^{-3}}{2} = 98,87 \text{ Nm.}$$

diamètre de l'axe :

$$d_M = d_M' \geq \sqrt[3]{\frac{M_f}{0,1 \sigma_{adm}}}$$

$$d_M \geq \sqrt[3]{\frac{98,87}{0,1 \cdot 70 \cdot 10^6}} = 0,024 \text{ m}$$

on prendra $d_M = d_M' = 0,030 \text{ m.}$

Verification à la pression superficielle :

$$\text{La section sollicitée est : } A = d_M \cdot e = 30 \cdot 12 \cdot 10^{-6} = 360 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$\text{la pression est alors : } p_r = \frac{N_0/2}{A} = \frac{4823/2}{360 \cdot 10^{-6}} = 6,69 \text{ MPa}$$

qui est une valeur acceptable.

Articulations de la barre 3 : (Axe L)

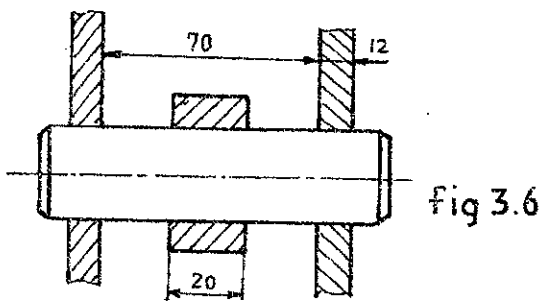
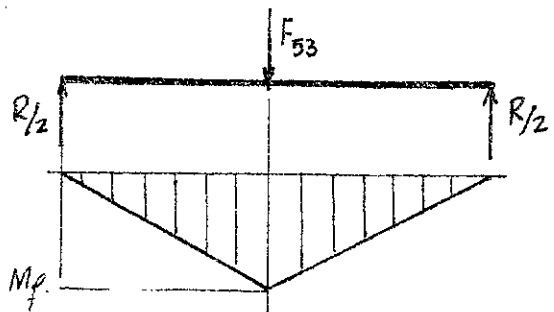


fig 3.6



Le moment de flexion est :

$$M_f = \frac{F_{53} \cdot l}{2} = \frac{1330 \cdot 41 \cdot 10^{-3}}{2}$$

$$M_f = 27,26 \text{ Nm.}$$

Le diamètre de l'axe :

$$d_L \geq \sqrt[3]{\frac{M_f}{0,1 \cdot \sigma_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{27,27}{0,1 \cdot 70 \cdot 10^{-6}}} = 15,73 \cdot 10^{-3} \text{ m}$$

on prendra $d_L = 20 \cdot 10^{-3} \text{ m}$.

Vérification à la pression superficielle :

La section la plus sollicitée est : $A = 20 \cdot 20 \cdot 10^{-6} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$.

La pression est alors :

$$p_r = \frac{F_{35}}{A} = \frac{1330}{4 \cdot 10^{-4}} = 3,32 \text{ MPa.}$$

qui est une valeur acceptable.

Articulations supérieures

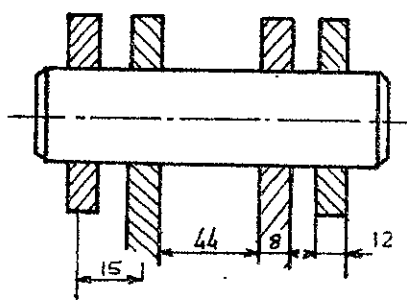
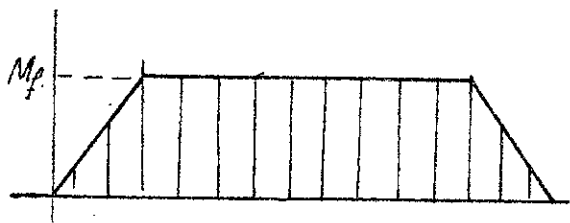
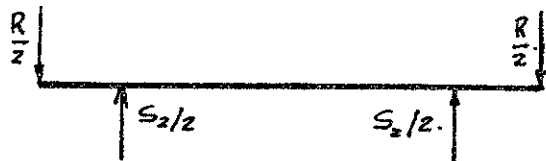


fig 3.7



le moment de flexion est :

$$M_f = \frac{S_2}{2} \cdot l = \frac{1082,4}{2} \cdot 15 \cdot 10^{-3}$$

$$M_f = 8,12 \text{ Nm}$$

Diamètre de l'axe :

$$d_c \geq \sqrt[3]{\frac{M_f}{0,1 \cdot \sigma_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{8,12}{0,1 \cdot 70 \cdot 10^{-6}}}$$

$$d_c \geq 10,5 \cdot 10^{-3} \text{ m.}$$

on prendra $d_c = d_D = 20 \cdot 10^{-3} \text{ m}$

Vérification à la pression superf.
Section sollicitée :

$$A = d_c \cdot e = 20 \cdot 8 = 160 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$p_r = \frac{1082/2}{A} = \frac{1082}{2 \cdot 160 \cdot 10^{-6}} = 3,38 \text{ MPa.}$$

qui est une valeur acceptable.

Articulations du levier coudé KFH

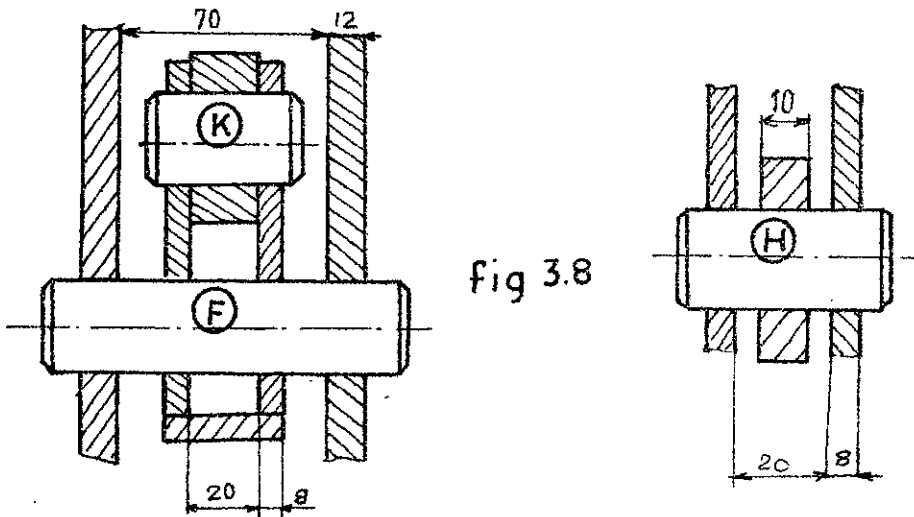
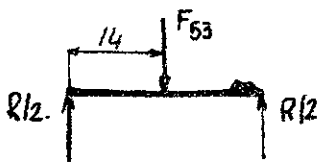


fig 3.8

Axe K :

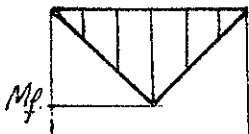


$$F_{53} = 1330 \text{ N.}$$

Le moment de flexion est :

$$M_f = \frac{F_{53} \cdot 14 \cdot 10^{-3}}{2} = \frac{1330 \cdot 14 \cdot 10^{-3}}{2}$$

$$M_f = 9,31 \text{ Nm.}$$



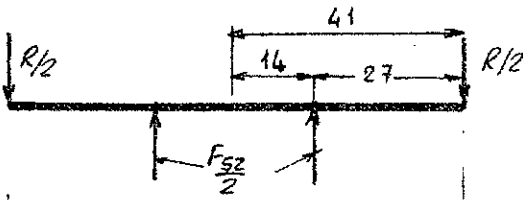
Le diamètre de l'axe K :

$$d_K \geq \sqrt[3]{\frac{M_f}{0,1 \sigma_{adm}}} = \sqrt[3]{\frac{9,31}{0,1 \sigma_{adm}}} = 11,10 \text{ mm.}$$

$$\text{soit } d_K = 20,40 \text{ mm.}$$

pression : $p_r = 4,15 \text{ MPa}$: acceptable.

Axe F :

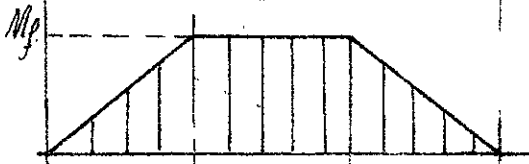


$$F_{52} = 1505 \text{ N}$$

Le moment flechissant est :

$$M_f = \frac{F_{52} \cdot l}{2} = \frac{1505 \cdot 27 \cdot 10^{-3}}{2}$$

$$= 20,32 \text{ Nm.}$$



diametre de l'axe F :

$$d_F \geq \sqrt[3]{\frac{20,32}{0,1 \cdot 70 \cdot 10^6}} = 14,26 \text{ mm.}$$

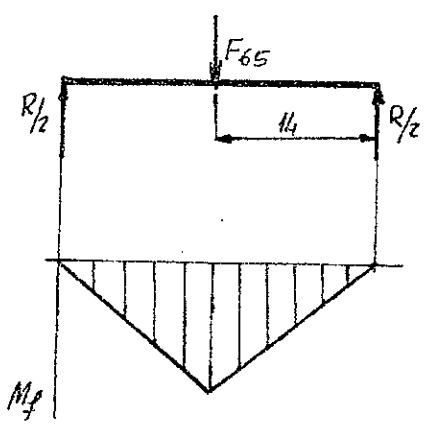
$$\text{soit } d_F = 20 \text{ mm.}$$

pression superficielle: $A = d_f \cdot e = 20 \cdot 8 \cdot 10^{-6} = 160 \cdot 10^{-6}$

$$p_r = \frac{1505}{2} \cdot \frac{1}{160 \cdot 10^{-6}} = 4,7 \text{ MPa}$$

valeur acceptable.

Axe H



$F_{65} = 588 \text{ N}$

le moment fléchissant est:

$M_f = \frac{F_{65}}{2} \cdot l = \frac{588}{2} \cdot 14 \cdot 10^{-3} = 4,12 \text{ Nm}$

diamètre de l'axe H :

$d_H \geq \sqrt{\frac{4,12}{0,1 \cdot 70 \cdot 10^{-6}}} = 8,38 \text{ mm.}$

soit $d_H = 20 \text{ mm.}$

section sollicitée:

$A = d_H \cdot e = 20 \cdot 10 \cdot 10^{-6} = 200 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2.$

$P_r = \frac{588}{200 \cdot 10^{-6}} = 2,94 \text{ MPa}$ qui est une valeur acceptable.

Tableau récapitulatif des différents diamètres.

Axe	A	B	C	D	M	M'	L	K	F	H
d	30	30	20	20	30	30	20	20	20	20

TAB-6

3-2- RESISTANCE DES LEVIERS A LA FLEXION

Levier 1

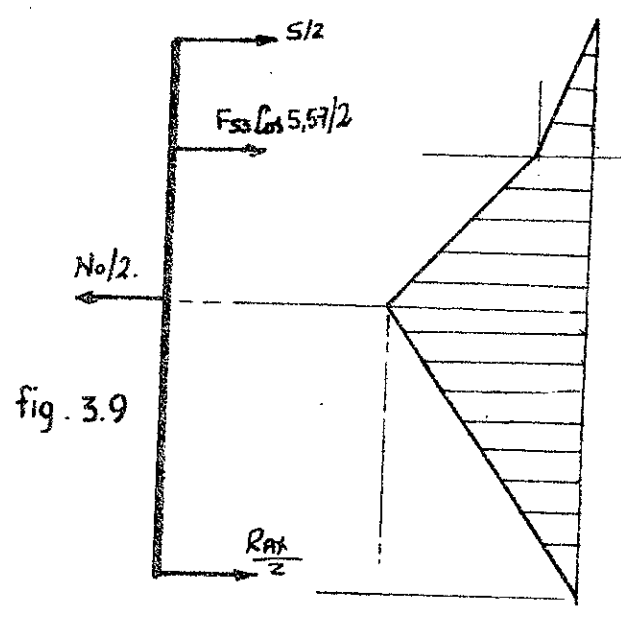


fig. 3.9

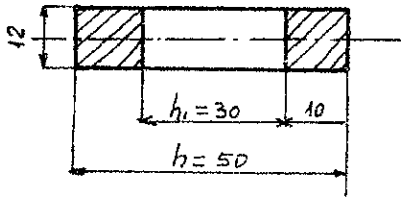
Remarque : Les leviers sont doubles. C'est pourquoi les calculs seront faits avec la moitié des forces.

Le moment de flexion est :

$M_{f_{\text{max}}} = \frac{R_{ax}}{2} \cdot a = \frac{2521}{2} \cdot 200 \cdot 10^{-3} = 252 \text{ Nm}$

La contrainte : $\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{f_{\text{max}}}}{W_x}$

W_x étant le moment résistant.



$$W_x = \frac{I_x}{h/2}$$

$$I_x = \frac{bh^3}{12} - \frac{bh_i^3}{12} = \frac{b(h^3 - h_i^3)}{12}$$

$$W_x = \frac{b(h^3 - h_i^3)}{6h} = \frac{12(50^3 - 30^3)}{6 \cdot 50}$$

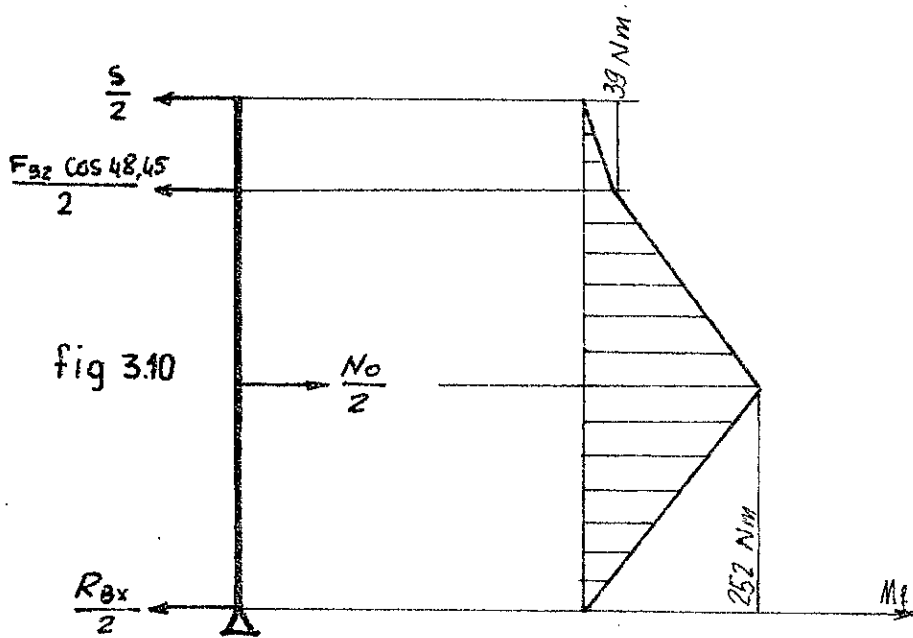
$$W_x = 3920 \text{ mm}^3$$

$$W = 3920 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3$$

d'où $\sigma = \frac{252,1 \cdot 10^9}{3920 \cdot 10^{-9}} = 64 \text{ MPa}$.

$\sigma = 64 \text{ MPa}$ qui est une valeur acceptable.

Levier 2 :



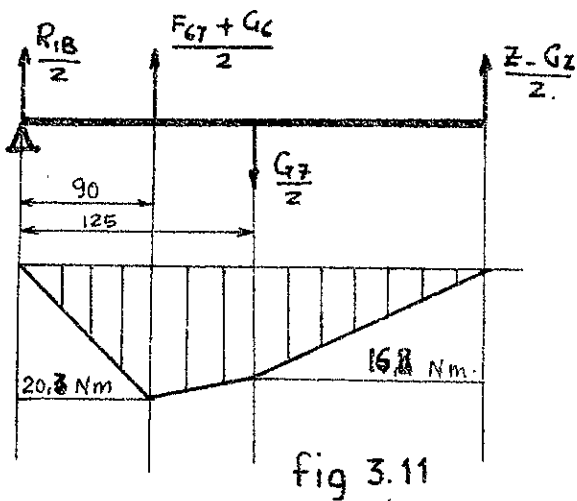
Le moment de flexion maximum pour ce levier est :

$$M_f = \frac{R_{Bx}}{2} \cdot a = \frac{2521}{2} \cdot 200 \cdot 10^{-3} \approx 252 \text{ Nm}$$

Donc nous avons le même calcul que pour le levier 1.

Les deux leviers sont donc vérifiés à la flexion.

Levier 7 :



Nous avons :

$$R_{1B} = 451 \text{ N}$$

$$Z = 420 \text{ N}$$

$$G_2 = 150 \text{ N}$$

$$G_7 = 80 \text{ N}$$

$$G_6 = 60 \text{ N}$$

$$F_{67} = 588 \text{ N}$$

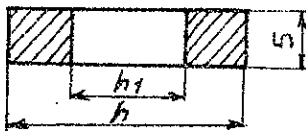
Calcul des moments flechissants :

$$M_{1f} = \frac{R_{1B}}{2} \cdot 90 \cdot 10^{-3} = 20,3 \text{ Nm.}$$

$$M_{2f} = \left(\frac{R_{1B}}{2} \cdot 125 - \frac{F_{67} + G_6}{2} \cdot 35 \right) 10^{-3}$$

$$= \left(\frac{451}{2} \cdot 125 - \frac{588 + 60}{2} \cdot 35 \right) 10^{-3} = 16,8 \text{ N.m.}$$

Calcul du moment résistant de la section sollicitée :



$$b = 5 \text{ mm}$$

$$h = 50 \text{ mm.}$$

$$h_1 = 30 \text{ mm.}$$

$$W_x = \frac{b(h^3 - h_1^3)}{6h} = \frac{5(50^3 - 30^3)}{6 \cdot 50} = 1633,3 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3$$

$$\text{La contrainte } \sigma = \frac{M_f}{W_x} = \frac{20300}{1633,3} = 12,42 \text{ MPa.}$$

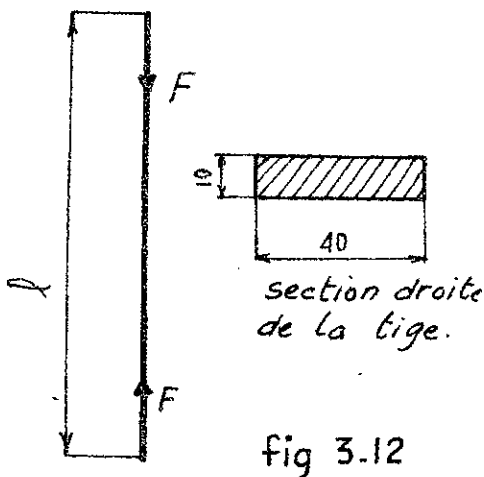
qui est une valeur acceptable.

Donc tous les leviers sont vérifiés à la flexion.

3.3. VERIFICATION DES LEVIERS AU FLAMBEMENT

Les tiges 3 et 6 sont les tiges qui seront vérifiées au flambement. Elles sont comprimées suivant leurs axes pendant le desserrage du frein.

Levier 6



La valeur de la force critique est donnée par la formule d'Euler

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E I}{L^2}$$

E est le module d'élasticité du matériau.

I est le moment d'inertie minimum de la section droite de la barre.

$$L = \mu l$$

l étant la longueur de la barre.

μ est un coefficient numérique, dépendant des conditions aux limites et des modes de chargement de la barre.

On suppose, dans notre cas que $\mu = 0,7$.

La valeur de la contrainte critique σ_{cr} est donnée par :

$$\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}$$

ou $\lambda = \frac{L}{i}$ est l'élanement de la barre.

$i = \sqrt{\frac{I}{A}}$ est le rayon minimal d'inertie de l'aire A .

La contrainte critique σ_{cr} ne doit pas dépasser la limite de proportionnalité σ_p du matériau de la barre.

Les valeurs de E et σ_p seront prises du tableau suivant :

Matériau	Acier	Fonte	Dural	Bois
E $\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$	$2 \cdot 10^6$	$1,2 \cdot 10^6$	$0,7 \cdot 10^6$	$1 \cdot 10^5$
σ_p $\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$	2000 - 2400	1800	1700	200

TAB-7

Calcul numérique :

Le matériau du levier étant l'acier :

$$E = 2 \cdot 10^6 \text{ kgf/cm}^2.$$

$$\sigma_p = 2400 \text{ kgf/cm}^2.$$

La longueur de la barre est $l = 38,5 \text{ cm}$.

$$\text{d'où } L = \mu l = 0,7 \cdot 38,5 = 26,95 \text{ cm}.$$

Les moments d'inertie de la section droite.

$$I_x = \frac{bh^3}{12} = \frac{10 \cdot 4^3}{12} = \frac{4}{12} = 0,333 \text{ cm}^4$$

$$I_y = \frac{hb^3}{12} = \frac{4 \cdot 1^3}{12} = \frac{4}{12} = 0,333 \text{ cm}^4.$$

La section droite $A = 4 \times 1 = 4 \text{ cm}^2$.

D'où le rayon minimal d'inertie :

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{0,333}{4}} \quad i = 0,288 \text{ cm}.$$

L'élancement de la barre est alors :

$$\lambda = \frac{L}{i} = \frac{26,95}{0,288} \quad \lambda = 93,57.$$

$$\pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}} = \pi \sqrt{\frac{2 \cdot 10^6}{2400}} = 90,6$$

$$\text{Donc } \lambda > \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}}$$

Calcul de la force critique :

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10^6 \cdot 0,333}{26,95^2} = 9050 \text{ kgf}.$$

$$\text{Donc } F_{67} < P_{cr}.$$

La contrainte réelle est $\sigma_r = \frac{F_{67}}{A} = \frac{58,8}{4} = 14,7 \text{ kgf/cm}^2$.

La contrainte critique est $\sigma_{cr} = \frac{P_{cr}}{A} = \frac{9050}{4} = 2262 \text{ kgf/cm}^2$.

On remarque que $\sigma_{cr} \gg \sigma_r$, mais pour le flambement on prends des coefficients de sécurité allant jusqu'à 10.

Levier 3 :

Ce levier est aussi sollicité par la compression suivant son axe pendant le desserrage du frein. On assimile ce levier à une barre cylindrique de diamètre $\phi = 20 \text{ mm}$ et de longueur $l = 41 \text{ cm}$.

La force de compression est $F_{53} = 132,9 \text{ kgf}$.

Le moment d'inertie de la section droite est :

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 2^4}{64} = 0,785 \text{ cm}^4$$

$$\text{Section droite } A = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 2^2}{4} = 3,14 \text{ cm}^2$$

$$\text{de rayon d'inertie } i = \sqrt{\frac{I}{A}} = 0,5 \text{ cm}$$

La longueur libre de voilement $L = \mu l = 0,7 \cdot 41 = 28,7 \text{ cm}$.

L'élancement de la barre est alors

$$\lambda = \frac{L}{i} = \frac{28,7}{0,5} = 57,4$$

$$\lambda < \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_p}}$$

Donc le flambement de la barre a lieu seulement au delà de la limite de proportionnalité du matériau de la barre σ_p . La contrainte critique se calcule dans ce cas d'après la formule empirique de Jassinski

$$\sigma_{cr} = a - b\lambda + c\lambda^2$$

Pour l'acier de la tige :

$$a = 3210 \text{ kgf/cm}^2 \quad b = 11,6 \text{ kgf/cm}^2 \quad c = 0$$

D'où :

$$\sigma_{cr} = 3210 - 11,6 \cdot 57,4 = 2544 \text{ kgf/cm}^2$$

La force critique est alors :

$$P_{cr} = \sigma_{cr} \cdot A = 2544 \cdot 3,14 = 7988 \text{ kgf}$$

Comme dans le cas de la barre 6 nous avons

$$P_{cr} \gg F_{53}.$$

Le coefficient de sécurité étant très élevé.

Conclusion : le flambement des deux barres est vérifié.

CHAPITRE 4

DISTRIBUTION EXACTE DES PRESSIONS

La distribution exacte de la pression radiale entre la mâchoire et le tambour du frein se détermine en supposant que les déformations radiales de la garniture sont proportionnelles à la pression.

La déformation de la garniture a deux composantes : une déformation horizontale Δx (fig:4-2) qui est la même pour tous les points de la mâchoire, et une déformation due à la rotation d'un angle $d\delta$ autour du point de pivotement G (fig:4-3). Cette rotation est due au fait que la résultante des forces élémentaires auxquelles est soumis l'élément de la garniture ne passe pas par le point G.

La déformation radiale $\Delta_{1\varphi}$ correspondant à la déformation Δx est égale à :

$$\Delta_{1\varphi} = \Delta x \cdot \cos \varphi \quad (\text{fig 4-2})$$

La composante $\Delta_{2\varphi}$ due à la rotation $d\delta$ est égale à :

$$\Delta_{2\varphi} = m d\delta \cos [90 - (\varphi + \delta)] \quad (\text{fig 4-3})$$

La figure 4-3 nous permet d'écrire la relation géométrique

$$\frac{m}{\sin \varphi} = \frac{L}{\sin (\varphi + \delta)}$$

$$\Delta_{2\varphi} = m d\delta \cos [90 - (\varphi + \delta)] = m d\delta \cdot \sin (\varphi + \delta)$$

D'où

$$\Delta_{2\varphi} = L d\delta \sin \varphi$$

La déformation radiale totale est égale à :

$$\Delta_{\varphi} = \Delta_{1\varphi} + \Delta_{2\varphi} = \Delta x \cos \varphi + L d\delta \sin \varphi$$

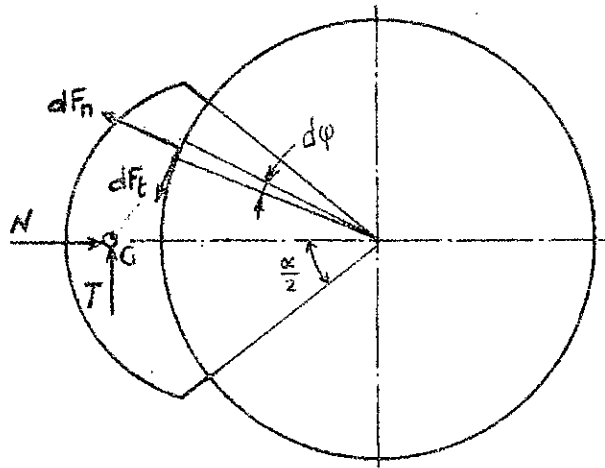


fig 4-1

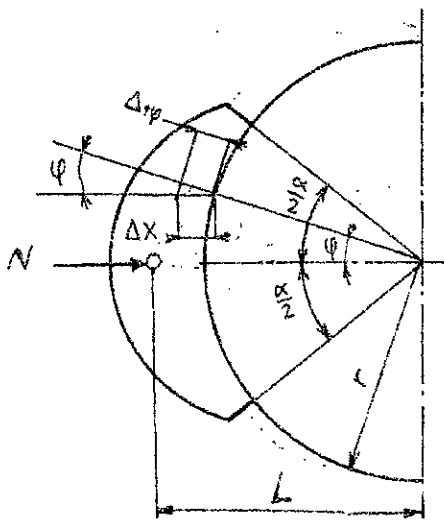


fig 4-2

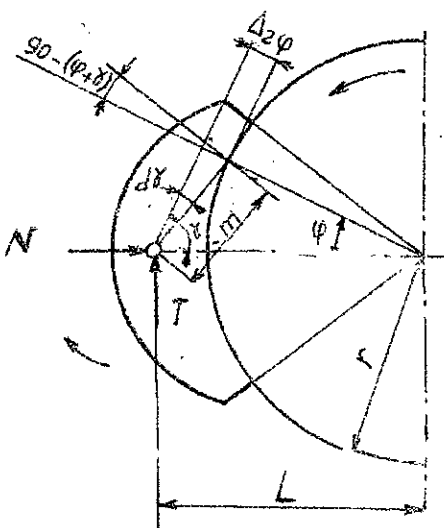


fig 4-3

Les valeurs Δx , L et $d\delta$ ne dependent pas de φ .

Avec la supposition adoptée de la proportionnalité de la pression radiale et de la deformation on deduit que :

$$p = p_1 \cos \varphi + p_2 \sin \varphi \quad (4-1)$$

Cette relation nous permet de tracer le diagramme de la distribution des pressions sur la garniture en connaissant les valeurs de p_1 et de p_2 .

Pour $p_1 = 0,23 \text{ MPa}$ et $p_2 = 0,073 \text{ MPa}$ (valeurs qui correspondent au cas de notre frein) le diagramme de la distribution des pressions est le suivant :

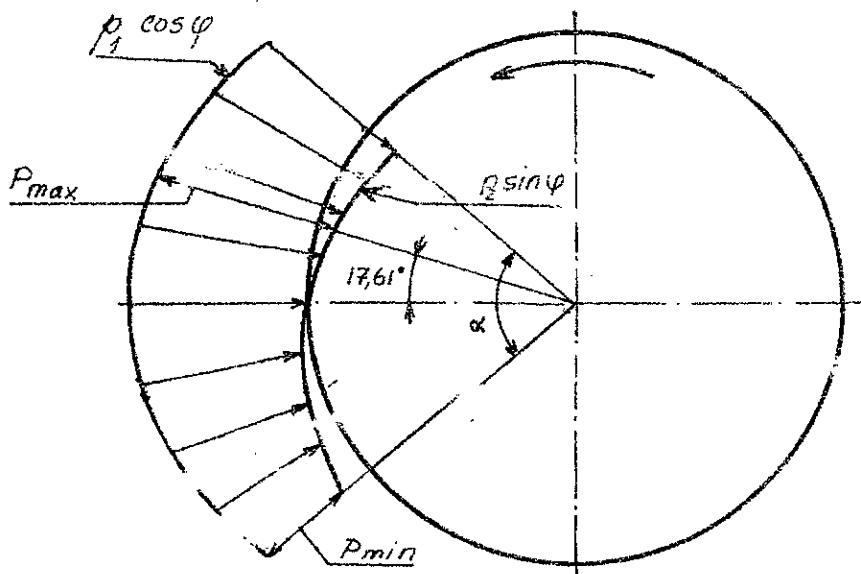


fig. 44

Pour assurer une usure plus ou moins uniforme de la garniture on cherchera à minimiser le rapport $\frac{P_{max}}{P_{min}}$ en agissant sur les facteurs dont il depend. Cela est particulièrement important si le freinage s'effectue toujours dans le même sens ou si l'énergie à absorber depend du sens du mouvement. Mais pour les freinages dans les deux sens et dans les mêmes conditions l'usure approximativement uniforme est assurée.

Si nous considérons un élément de la garniture de largeur $r d\varphi$ (fig 4-1), il est soumis aux forces :

$$\begin{aligned} (\varphi \text{ en rad}) \quad dF_N &= p dS = p b_0 r d\varphi \\ dF_t &= \mu dF_N = \mu p b_0 r d\varphi \end{aligned}$$

b_0 étant la largeur de la garniture et r le rayon du tambour.

* Considérons $\Sigma F/x = 0$ (voir fig 4-1)

$$N = \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} dF_N \cos \varphi + \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} dF_t \sin \varphi$$

En remplaçant dF_t et dF_N par leurs valeurs respectives

$$N = \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} p b_0 r \cos \varphi d\varphi + \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} \mu p b_0 r \sin \varphi d\varphi$$

$$(4-1) \Rightarrow N = b_0 r \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} (p_1 \cos \varphi + p_2 \sin \varphi) \cos \varphi d\varphi + \mu b_0 r \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} (p_1 \cos \varphi + p_2 \sin \varphi) \sin \varphi d\varphi \quad (4-2)$$

* Et en considérant $\Sigma F/y = 0$

$$T = \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} dF_t \cos \varphi - \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} dF_N \sin \varphi$$

$$T = \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} \mu (p_1 \cos \varphi + p_2 \sin \varphi) \cos \varphi b_0 r d\varphi - \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} (p_1 \cos \varphi + p_2 \sin \varphi) b_0 r \sin \varphi d\varphi$$

$$T = b_0 r \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} \mu (p_1 \cos \varphi + p_2 \sin \varphi) \cos \varphi d\varphi - \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} b_0 r (p_1 \cos \varphi + p_2 \sin \varphi) \sin \varphi d\varphi \quad (4-3)$$

* En faisant $\Sigma M/a = 0$

$$\int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} dF_N L \sin \varphi = \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} dF_t (L \cos \varphi - r)$$

$$\int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} (p_1 \cos \varphi + p_2 \sin \varphi) b_0 r L \sin \varphi d\varphi = \int_{-\alpha/2}^{\alpha/2} \mu (p_1 \cos \varphi + p_2 \sin \varphi) b_0 r (L \cos \varphi - r) d\varphi \quad (4-4)$$

En intégrant les équations (4-2), (4-3) et (4-4) on obtient les relations suivantes :

$$\begin{cases} \frac{2N}{rb_0} = p_1 (\alpha + \sin \alpha) + \mu p_2 (\alpha - \sin \alpha) \\ \frac{2T}{rb_0} = \mu p_1 (\alpha + \sin \alpha) - p_2 (\alpha - \sin \alpha) \\ \frac{p_2}{p_1} = \mu \frac{\alpha + \sin \alpha - 4 \frac{r}{L} \sin \alpha}{\alpha - \sin \alpha} \end{cases}$$

Nous avons un système de 3 équations à 3 inconnues qui sont p_1 , p_2 et T . La résolution de ce système nous donne:

$$\begin{aligned} p_1 &= \frac{2N}{rb_0} \frac{1}{(1+\mu^2)(\alpha + \sin \alpha) - 4\mu^2 \frac{r}{L} \sin \frac{\alpha}{2}} \\ p_2 &= \frac{2N}{rb_0} \frac{\mu(\alpha + \sin \alpha) - 4 \frac{r}{L} \sin \frac{\alpha}{2}}{(\alpha - \sin \alpha) [(1+\mu^2)(\alpha + \sin \alpha) - 4\mu^2 \frac{r}{L} \sin \frac{\alpha}{2}]} \\ T &= \frac{4 \sin \frac{\alpha}{2}}{(1+\mu^2)(\alpha + \sin \alpha) - 4\mu^2 \frac{r}{L} \sin \frac{\alpha}{2}} \mu N \frac{r}{L} \end{aligned}$$

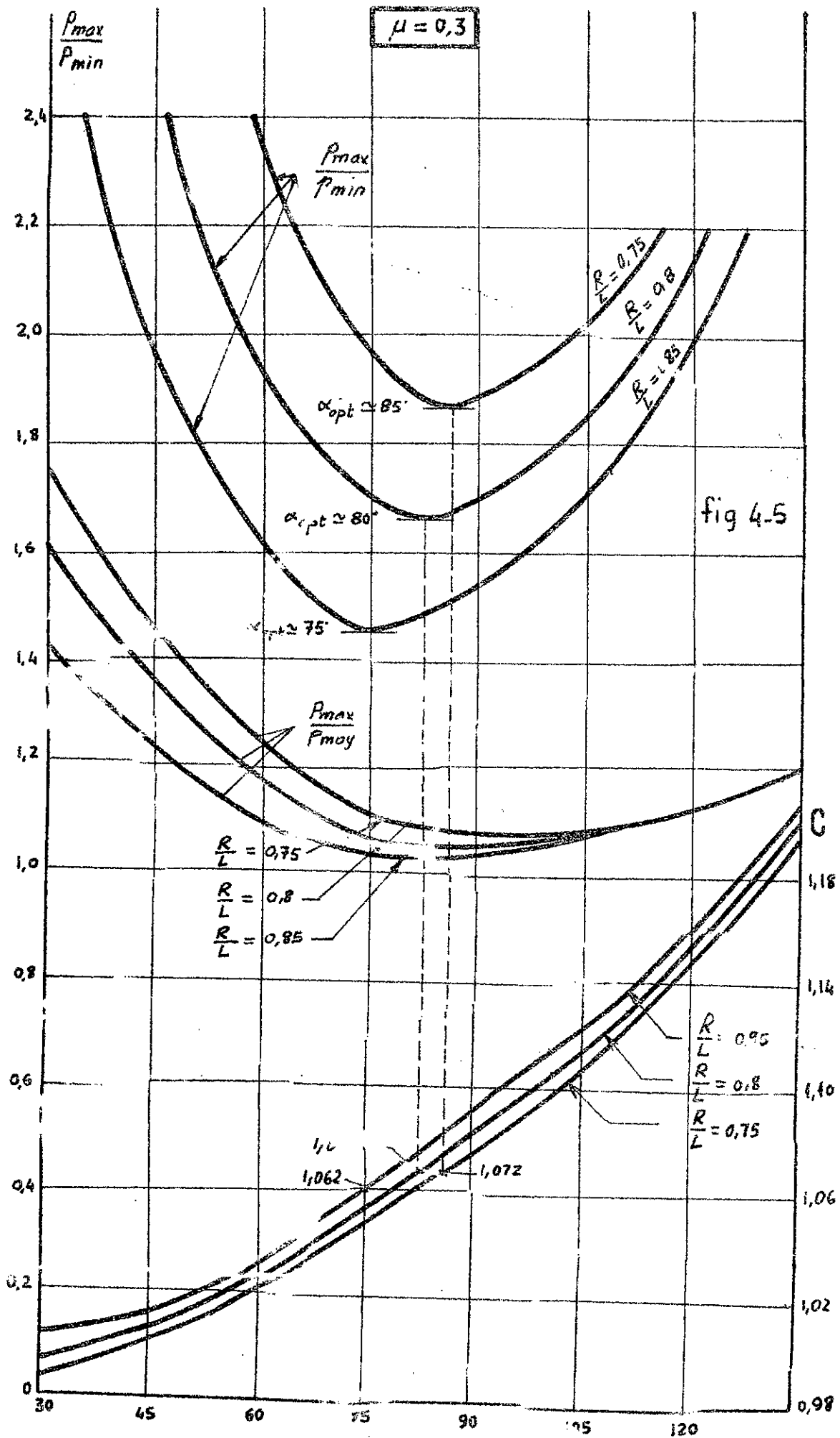
Pour une construction donnée les valeurs de α , μ et $\frac{r}{L}$ sont fixées par conséquent le rapport

$$\frac{4 \sin \frac{\alpha}{2}}{(1+\mu^2)(\alpha + \sin \alpha) - 4\mu^2 \frac{r}{L} \sin \frac{\alpha}{2}} \text{ est constant}$$

soit $T = C \cdot \mu \cdot N \frac{r}{L}$

Les valeurs de p_1 , p_2 et T dépendent de μ , α et du rapport $\frac{r}{L}$. En traçant les courbes P_{\max}/P_{moy} , P_{\max}/P_{\min} et C en fonction de ces paramètres on peut déduire l'angle α pour lequel P_{\max}/P_{\min} est minimum (voir page suivante)

On admet le plus souvent que $C \approx 1$, ainsi on arrive à la formule approximative $M \approx \mu_0 N D_H$; qu'on a déjà utilisée pour les calculs préliminaires.



Dans le cas de notre frein nous avons :

$\alpha = 80^\circ$		$\frac{r}{L} = \frac{160}{205} = 0,78$
$\mu = 0,35$		
$r = 160 \text{ mm.}$		$\alpha = \frac{80}{180} \pi = 1,396 \text{ rd.}$
$L = 205 \text{ mm.}$		
$N = 4464 \text{ N}$		
$b_0 = 100 \text{ mm.}$		

Calcul de p_1 et p_2

d'après les formules déjà données :

$$p_1 = \frac{2 \cdot 4464}{160 \cdot 100} \frac{1}{(1+0,35^2)(1,396 + \sin 1,396) - 1 \cdot 0,35^2 \cdot 0,78 \cdot \sin \frac{1,396}{2}}$$

$$p_1 = 0,23 \text{ MPa}$$

$$p_2 = \frac{2 \cdot 4464}{160 \cdot 100} \frac{0,35 (1,396 + \sin 1,396 - 4 \cdot 0,78 \sin \frac{1,396}{2})}{(1,396 - \sin 1,396) [(1+0,35^2)(1,396 + \sin 1,396) - 4 \cdot 0,35^2 \cdot 0,78 \sin \frac{1,396}{2}]}$$

$$p_2 = 0,073 \text{ MPa}$$

Valeur exacte de T :

$$T = \frac{4 \sin \frac{1,396}{2}}{(1+0,35^2)(1,396 + \sin 1,396) - 4 \cdot 0,35^2 \cdot 0,78 \cdot \sin \frac{1,396}{2}} \cdot 0,35 \cdot 4464 \cdot 0,78$$

$$T = 1291 \text{ N}$$

Calcul de la valeur $\frac{P_{\max}}{P_{\min}}$

La valeur maximale de p s'obtient pour un angle φ tel que

$$p = p_1 \cos \varphi + p_2 \sin \varphi$$

$$\frac{dp}{d\varphi} = -p_1 \sin \varphi + p_2 \cos \varphi = 0 \rightarrow \operatorname{tg} \varphi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{0,073}{0,23}$$

$$\varphi = 17,61^\circ$$

$$\text{Donc } P_{\max} = 0,23 \cos 17,61 + 0,073 \sin 17,61 = 0,244 \text{ MPa}$$

La valeur minimale de p s'obtient pour un angle φ tel que:

$$p = p_1 \cos \varphi + p_2 \sin \varphi = 0$$

$$\operatorname{tg} \varphi = -\frac{p_1}{p_2} = \frac{0,23}{0,073} \quad \text{d'où} \quad \varphi = -72,39^\circ$$

La pression minimale se trouve donc à l'extrémité du sabot
c'est à dire pour $\varphi = -\frac{\alpha}{2}$.

$$p_{\min} = p_1 \cos\left(-\frac{\alpha}{2}\right) + p_2 \sin\left(-\frac{\alpha}{2}\right)$$

$$p_{\min} = 0,23 \cos 40^\circ + 0,073 \sin(-40^\circ)$$

$$p_{\min} = 0,129 \text{ MPa}$$

D'où le rapport:

$$\frac{p_{\max}}{p_{\min}} = \frac{0,241}{0,129} = 1,86.$$

CHAPITRE 5

VERIFICATION THERMIQUE DU FREIN

5.1. INTRODUCTION

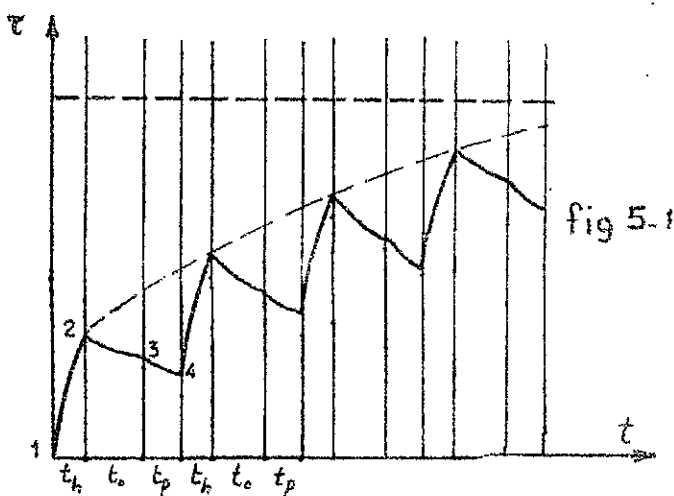
Les problèmes tels que le calcul du couple de freinage M_H , et la distribution des pressions sur la garniture sont bien déterminés et résolus.

Mais pour le calcul thermique, les données sont toujours insuffisantes; Cependant il ya plusieurs manières différentes plus ou moins exactes, pour résoudre le problème. Le constructeur aura à choisir celle qui convient le mieux pour les applications pratiques.

Chaque garniture admet une température admissible qu'il ne faut pas dépasser. Cette température est alors un facteur décisif pour le calcul thermique.

Le calcul d'échauffement concerne surtout les freins de descente, mais il peut être aussi décisif pour les freins d'arrêt (dans le cas des freinages fréquents des mécanismes admettant un grand moment d'inertie), alors une vérification thermique de ces freins s'impose.

Courbe d'échauffement du tambour :



- τ : température
- t : temps
- t_h : temps de freinage
- t_o : temps d'arrêt
(frein serré)
- t_p : temps de marche
(frein desserré).

Le choix de la garniture est limité, entre autres, par l'échauffement de la poulie de frein qui ne doit pas dépasser une certaine valeur limite.

L'échauffement dépend du régime de service, donc du facteur de marche ϵ qui caractérise un mouvement intermittent. Il dépend aussi de l'importance relative de la charge donc du groupe du mécanisme en question.

Pour un cycle, la température du tambour augmente pendant le temps de freinage t_h , cet échauffement est représenté sur la courbe (fig. 5A) par le tronçon 1-2.

Pendant l'arrêt du frein la température du tambour diminue. Cette diminution est due à la radiation et à la convection naturelle de l'air (2-3 sur la courbe)

Pendant la période de desserrage du frein (mécanisme en marche) la convection forcée due à la rotation du tambour fait diminuer encore un peu plus la température (3-4 sur la courbe).

Après un certain nombre de cycles le tambour atteint une température stationnaire qui doit être au plus égale à la température admissible de la garniture. Dans ce cas la chaleur générée par le freinage est totalement dissipée par radiation et par convection lors de l'arrêt et de la marche du mécanisme.

La vérification thermique d'un frein consiste alors en la comparaison de la chaleur dissipée avec la chaleur dégagée. Pour faire cette comparaison il faut donc connaître ces deux valeurs.

La chaleur dissipée peut être évaluée en connaissant la caractéristique thermique du frein. La chaleur dégagée dépend des conditions d'exploitation de l'appareil.

5.2 CARACTERISTIQUE THERMIQUE

La caractéristique thermique d'un frein est la courbe qui donne la chaleur dissipée en fonction des facteurs dont elle dépend : La température, le facteur de marche et la vitesse de rotation de la poulie.

La détermination exacte de la caractéristique thermique se fait pour les freins construits, car l'évaluation théorique par un calcul est affectée par des inexactitudes dues aux incertitudes sur les coefficients (coefficient de convection par exemple) et aux différences qui peuvent exister entre le modèle théorique et la construction pratique du frein.

Pour la détermination théorique de la caractéristique thermique de notre frein, nous avons fait les suppositions simplificatives suivantes :

1 - Toute la chaleur est dissipée par la jante et la plaque du tambour ; on néglige la chaleur dissipée par le moyeu et la chaleur évacuée par l'arbre et par les sabots.

2 - La température du tambour est uniforme sur toute sa surface. En réalité elle est plus grande sur la surface polie qu'au centre.

3 - On suppose que la chaleur dissipée par convection s'effectue à vitesse constante, c'est à dire qu'on ne tient pas compte des périodes de démarrage et de freinage.

Une famille de caractéristiques thermiques théoriques sera présentée pour les différentes valeurs des paramètres ϵ , t et n . Pour ce, nous avons utilisé la calculatrice programmable HP41 CV. Le programme est donné comme annexe à ce travail.

5.2.1 DETERMINATION DE LA CHALEUR DISSIPÉE

La chaleur est dissipée par radiation et par convection.

5.2.1.1 Par radiation

L'énergie évacuée par radiation en une heure est approximativement égale à :

$$W_1 = [C_1 S'_1 + C_2 S'_2] \left[\left(\frac{273 + t_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + t_2}{100} \right)^4 \right] \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

où : S'_1 est la surface polie de la poulie non couverte par les sabots; en $[\text{m}^2]$.

$C_1 = 4,3$ est le coefficient de radiation pour le fer poli.

S'_2 les deux surfaces latérales de la poulie en $[\text{m}^2]$

$C_2 = 4,3$ Coefficient de radiation pour le fer oxydé.

t_1 : La température limite de la poulie, compte tenu de la qualité de la garniture.

t_2 : La température ambiante.

5.2.1.2 - Par convection naturelle

Pendant l'arrêt, la convection est naturelle, elle devient forcé pendant la marche. L'énergie évacuée par convection naturelle par heure est donnée par :

$$W_2 = \alpha_1 S'_3 (t_1 - t_2) (1 - \varepsilon) \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

où α_1 est le coefficient de convection naturelle. On peut l'admettre égal à $5 \text{ kcal/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C h}$ environ

S'_3 : La surface totale de la poulie moins les surfaces couvertes par les sabots.

t_1 et t_2 sont la température de la poulie et la température ambiante.

ε est le facteur de marche.

5.2.1.3 - Par convection forcée :

Pendant la rotation de la poulie le coefficient de con-

vection augmente grace à la vitesse relative entre la poutie et l'air ambiant. Pour une vitesse relative v_0 en m/s on peut mettre, d'après NUSSELT, pour le coefficient de convection forcée α_2 :

$$\alpha_2 = 6,14 \cdot v_0^{0,78}$$

La vitesse v_0 est à peu près la même sur la surface extérieure et intérieure de la jante (S_0) et elle est égale à $\frac{\pi D n}{60}$ mais sur les côtés cette vitesse décroît avec le rayon. Pour le calcul on peut décomposer les surfaces latérales $S_1, S_2, S_3 \dots$ et leur coordonner une vitesse moyenne $v_1, v_2, v_3 \dots$

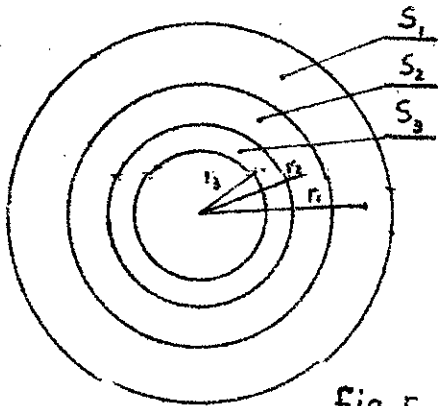


Fig: 5.2

La chaleur évacuée par convection forcée en une heure est donnée par :

$$W_2 = \epsilon(t_1 - t_2) \cdot 6,14 [S_1 v_0^{0,78} + 2S_1 v_1^{0,78} + 2S_2 v_2^{0,78} \dots]$$

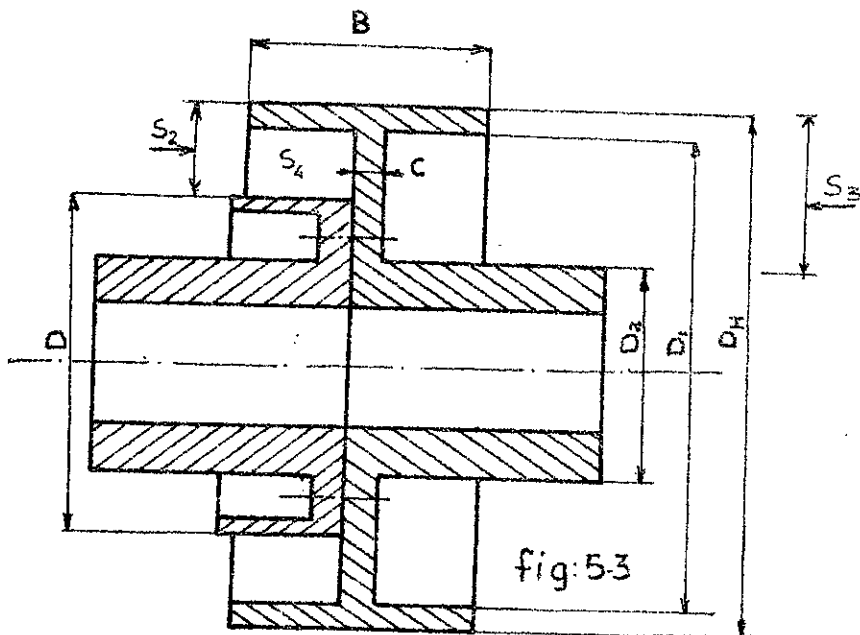
[$\frac{\text{kcal}}{\text{h}}$]

La chaleur totale évacuée est la somme des trois valeurs précédentes :

$$W_{\text{tot}} = W_1 + W_2 + W_3$$

*

CALCUL DES SURFACES



$$\begin{aligned}
 C &= 20 \text{ mm} \\
 B &= 110 \text{ mm} \\
 D_H &= 320 \\
 D &= 250 \\
 D_1 &= 300 \\
 D_2 &= 110
 \end{aligned}$$

Pour notre frein la poulie à déjà été choisie (014 ATg)
 Elle est représentée schématiquement par la figure ci-dessus.
 Pour $\alpha = 80^\circ$ nous calculons les différentes surfaces comme suit:

- S_1 : La surface polie de la poulie non couverte par les sabots.

$$S_1 = \pi \cdot D_H \cdot B - 2 \alpha \cdot \frac{D_H}{2} \cdot b_0$$

α en radians

b_0 largeur de la garniture $b_0 = 100 \text{ mm}$.

$$S_1 = \pi \cdot 0,320 \cdot 0,110 - 2 \cdot \frac{80\pi}{180} \cdot \frac{0,320}{2} \cdot 0,1$$

$$S_1 = 0,0659 \text{ m}^2$$

- S_2 : La projection de la surface laterale gauche (v. schema)

$$S_2 = \frac{\pi D_H^2}{4} - \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi}{4} (D_H^2 - D^2) = \frac{\pi}{4} (0,32^2 - 0,25^2)$$

$$S_2 = 0,0313 \text{ m}^2$$

- S_3 : La projection de la surface laterale droite.

$$S_3 = \frac{\pi}{4} (D_H^2 - D_2^2) = \frac{\pi}{4} (0,32^2 - 0,11^2)$$

$$S_3 = 0,0709 \text{ m}^2$$

• S_4 : La surface intérieure de la jointe de la poulie.

$$S_4 = \pi D_i (B - C) = \pi \cdot 0,300 (0,110 - 0,020)$$

$$S_4 = 0,0848 \text{ m}^2$$

• S_5 : La surface extérieure polie de la poulie.

$$S_5 = \pi D_H B = \pi \cdot 0,320 \cdot 0,110$$

$$S_5 = 0,1106 \text{ m}^2$$

CALCUL DES VITESSES

La vitesse périphérique dépend de la vitesse de rotation et du rayon

$$v_i = \frac{\pi D_i n}{60} = U_i \cdot n$$

D_i étant le diamètre moyen.

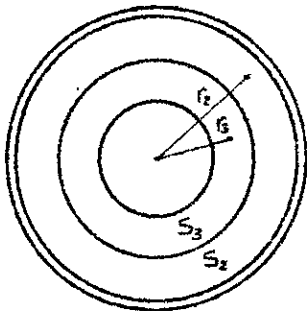


fig:54

$$U_1 = \frac{\pi D_H}{60} = \frac{\pi \cdot 0,320}{60} = 0,01675 \text{ m}$$

$$U_2 = \frac{\pi (D_1 + D)}{2 \cdot 60} = \frac{\pi (0,3 + 0,25)}{2 \cdot 60} = 0,0144 \text{ m}$$

$$U_3 = \frac{\pi (D + D_2)}{2 \cdot 60} = \frac{\pi (0,25 + 0,11)}{2 \cdot 60} = 0,0094 \text{ m}$$

$$U_4 = \frac{\pi D_i}{60} = \frac{\pi \cdot 0,300}{60} = 0,0157 \text{ m}$$

$$U_5 = U_1 = 0,01675 \text{ m}$$

5.2.2. TRACE DE LA CARACTERISTIQUE

Pour une vitesse de rotation déterminée et pour une température ambiante $t_2 = 35^\circ\text{C}$, nous calculerons la chaleur dissipée $A_m = W_{\text{tot}}$ (suivant la formule * de la page 56) pour différentes valeurs du facteur de marche ϵ .

EXEMPLE DE CALCUL

$$n = 1000 \frac{\text{tr}}{\text{min}}$$

$$t_2 = 35^\circ\text{C}$$

$$t_1 = 300^\circ\text{C}$$

$$\epsilon = 15\%$$

$$C_1 = 4,3$$

$$C_2 = 4,3$$

Par radiation

$$W_1 = [C_1 S'_1 + C_2 S'_2] \left[\left(\frac{273 + t_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + t_2}{100} \right)^4 \right]$$

$$S'_2 = S_2 + S_3 = 0,03134 + 0,0709 = 0,1023 \text{ m}^2$$

$$S'_1 = S_1 = 0,0659 \text{ m}^2$$

$$W_1 = [1,3 \cdot 0,0659 + 4,3 \cdot 0,1023] \left[\left(\frac{273 + 300}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + 35}{100} \right)^4 \right]$$

$$W_1 = 519,08 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

Par convection naturelle

$$W_2 = \alpha_1 S'_3 (t_1 - t_2) (1 - \epsilon)$$

$$S'_3 = S_1 + S_2 + S_3 + S_4$$

$$= 0,0659 + 0,0313 + 0,0709 + 0,0848 = 0,2529 \text{ m}^2$$

$$W_2 = 5 \cdot 0,253 (300 - 35) (1 - 0,15)$$

$$W_2 = 284,92 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

Par convection forcée :

$$W_3 = \epsilon (t_1 - t_2) 6,14 [S_5 V_0^{0,78} + S_4 V_1^{0,78} + 2 S_2 V_2^{0,78} + S_3 V_3^{0,78}]$$

$$S_5 = 0,1106 \text{ m}^2$$

$$S_4 = 0,0848$$

$$S_2 = 0,0313$$

$$V_0 = U_1 \cdot n = 0,01675 \cdot 1000 = 16,75 \text{ m/s}$$

$$V_1 = U_4 \cdot n = 0,01570 \cdot 1000 = 15,70 \text{ m/s}$$

$$V_2 = \frac{\pi \cdot (D_4 + D)}{2 \cdot 60} \cdot 1000 = \frac{\pi (0,32 + 0,25)}{2 \cdot 60} \cdot 1000$$

$$V_2 = 14,92 \text{ m/s}$$

$$S_3 = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_2^2) = \frac{\pi}{4} (0,25^2 - 0,11^2) = 0,02958 \text{ m}^2$$

$$V_3 = \frac{\pi (D + D_2)}{2 \cdot 60} \cdot 1000 = 9,425 \text{ m/s}$$

D'où

$$W_3 = 0,15 (300 - 35) \cdot 6,14 \cdot [0,1106 \cdot 16,75^{0,78} + \\ + 0,0848 \cdot 15,70^{0,78} + 2 \cdot 0,0313 \cdot 14,92^{0,78} + \\ + 0,0396 \cdot 9,425^{0,78}]$$

$$W_3 = 602,05 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

D'où la chaleur totale dissipée :

$$A_m = W_{\text{tot}} = W_1 + W_2 + W_3 \\ = 519 + 284,9 + 602 = 1406 \frac{\text{kcal}}{\text{h}}$$

$$A_m = 1633 \text{ W}$$

Cette valeur de A_m est déterminée pour $n = 1000 \text{ tr/min}$, $t_1 = 300^\circ\text{C}$ et $\varepsilon = 15\%$. Pour les autres valeurs de ces paramètres, les résultats sont donnés par le programme, (voir tableaux de la page suivante). Ces résultats nous permettent de tracer la caractéristique thermique du frein.

$n = 1000$ tr/mn $t_2 = 35^\circ\text{C}$

	T_1 [$^\circ\text{C}$]	$\varepsilon = 15\%$	$\varepsilon = 25\%$	$\varepsilon = 40\%$
A_m [w]	300	1633	2060	2701
	250	1237	1584	2104
	200	892	1158	1557
	100	316	421	578

TAB-8

$n = 750$ tr/mn.

	T_1 [$^\circ\text{C}$]	$\varepsilon = 15\%$	$\varepsilon = 25\%$	$\varepsilon = 40\%$
A_m [w]	300	1492	1826	2326
	250	1123	1394	1800
	200	804	1012	1323
	100	281	363	486

TAB-9

$n = 600$ tr/mn.

	T_1 $^\circ\text{C}$	$\varepsilon = 15\%$	$\varepsilon = 25\%$	$\varepsilon = 40\%$
A_m [w]	300	1403	1677	2088
	250	1051	1273	1607
	200	749	919	1175
	100	259	327	427

TAB-10

CARACTERISTIQUES THERMIQUES DU FREIN

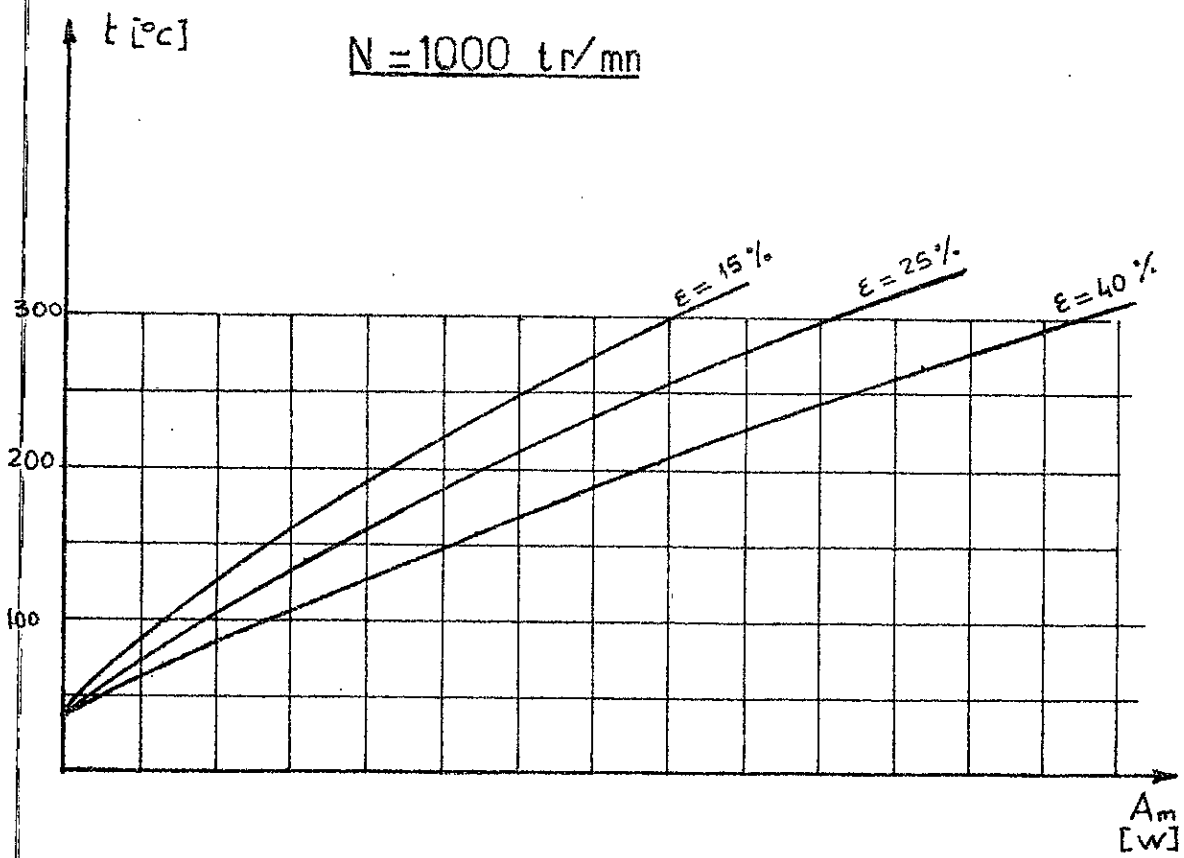


fig: 5-6

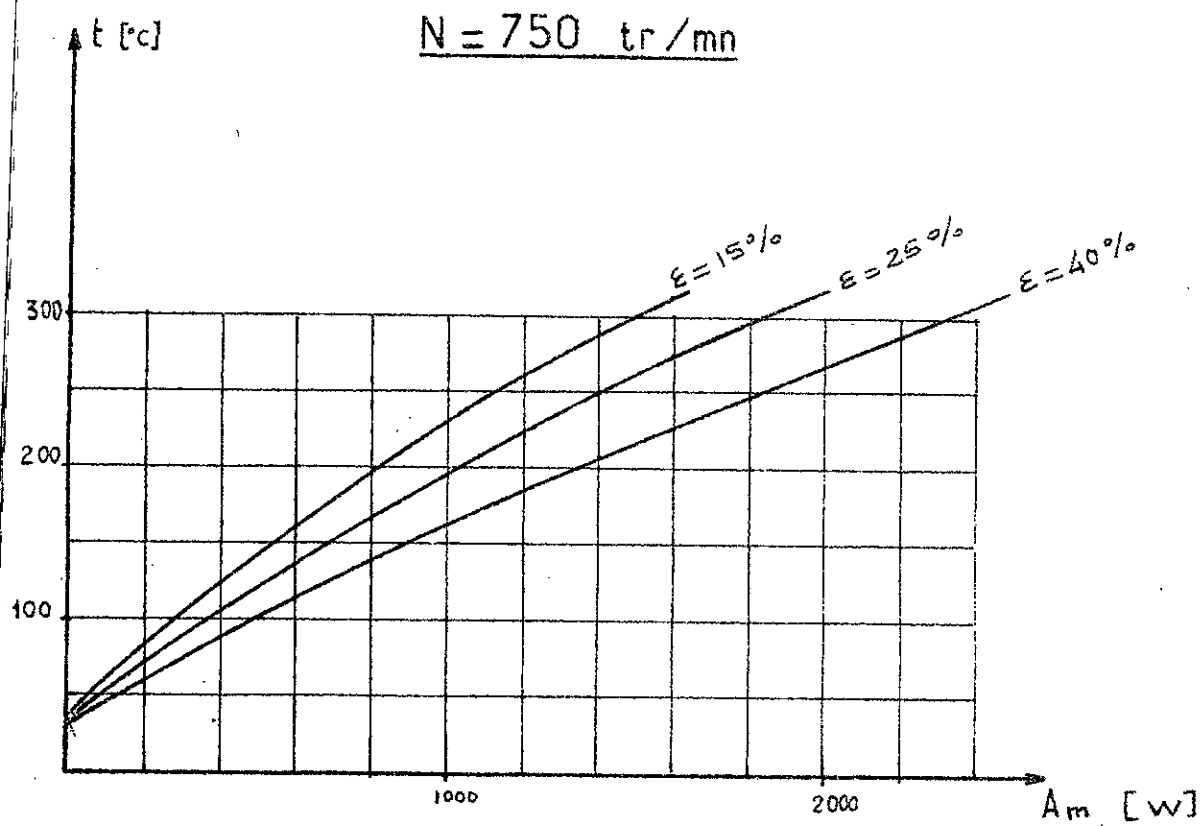


fig: 5-7

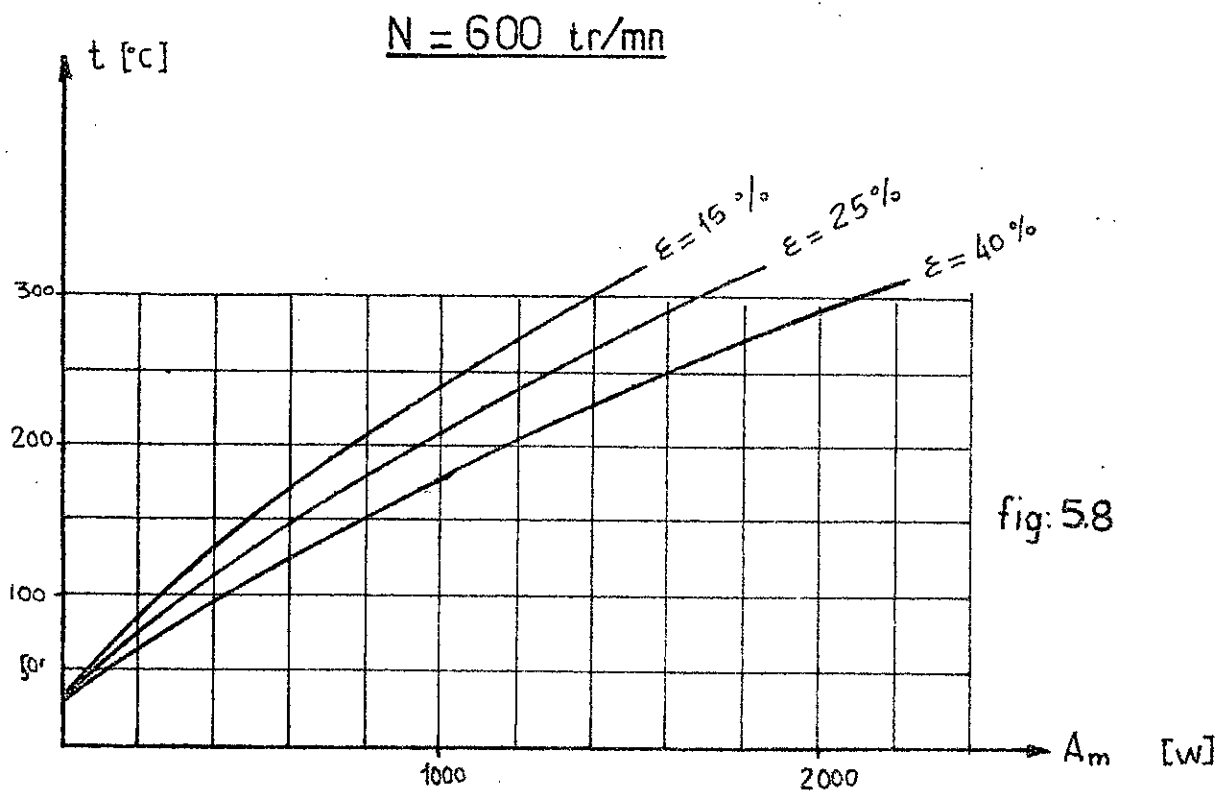


fig: 5.8

5.3. DETERMINATION DE LA CHALEUR DEGAGEE

Travail d'un freinage :

Pour un couple de freinage, le travail d'un freinage est proportionnel au parcours angulaire φ du tambour lors du freinage :

$$A_H = M_H \cdot \varphi.$$

L'angle de rotation de la poulie est donné par :

$$\varphi = \frac{\omega_h \cdot t_h}{2}$$

où : ω_h est la vitesse angulaire initiale de freinage.
 t_h est le temps de freinage.

Le temps de freinage t_h est donné par l'expression :

$$t_h = \frac{I_{zh} \cdot \omega_h}{M_w} = \frac{I_{zh} \cdot \omega_h}{M_H \mp M_{uh}}$$

I_{zh} étant le moment d'inertie équivalent.

M_w est le moment résultant

M_{uh} est le moment dû à la charge.

On calcule le temps t_h avec le signe $-$ de M_{uh} , quand celui-ci est un moment moteur et avec le signe $+$ quand le moment de la charge est un moment freinant.

$$\text{D'où : } \varphi = \frac{I_{zh} \cdot \omega_h^2}{2 \cdot (M_H \mp M_{uh})}$$

Et en remplaçant φ par sa valeur dans l'expression du travail :

$$A_H = \frac{M_H \cdot I_{zh} \cdot \omega_h^2}{2 (M_H \mp M_{uh})} = \frac{I_{zh} \cdot \omega_h^2}{2} \cdot \frac{M_H}{M_H \mp M_{uh}}$$

finalement :

$$A_H = \frac{I_{zh} \omega_h^2}{2} \cdot \frac{1}{1 \mp \frac{M_{uh}}{M_H}}$$

La vérification thermique du frein revient à comparer la chaleur dissipée et la chaleur dégagée. Ceci revient à vérifier la relation suivante :

$$\frac{z A_H}{3600} \leq A_m \quad (1)$$

Pour pouvoir vérifier cette condition il faut encore analyser le terme $z A_H$:

- z : est le nombre de freinages par heure. Il dépend des conditions d'exploitation de l'appareil (nombre de cycles de travail par heure) ainsi que du régime de travail du mécanisme (nombre d'enclenchement du mécanisme dans un cycle de travail de la machine considérée dans son ensemble). Comme une valeur limite du nombre de freinage on considère en général $z = 300/h$.

C'est un nombre assez grand qui ne peut être atteint que dans des conditions d'une exploitation très intensive.

- A_H : Dans l'expression du travail

$$A_H = \frac{I_{zh} \omega_h^2}{2} \frac{1}{1 \mp \frac{M_{uh}}{M_H}}$$

- M_H (couple du frein) est une valeur pratiquement constante (Les variations possibles sont dues à l'instabilité du coefficient de friction)

- ω_h , vitesse initiale de freinage est aussi une valeur constante. Elle dépend du système de commande.

- I_{zh} le moment équivalent d'inertie qui est fonction de la charge.

L'intervalle des valeurs de I_{zh} dépend des proportions des moments d'inertie dans le mécanisme.

Pour les mécanismes de levage, le moment d'inertie (réduit à l'arbre moteur) de la masse levée est petit. En général il ne surpasse pas 10% du moment d'inertie

des masses en rotation. En conséquence la variation de I_{zh} en fonction de la charge est négligeable

Pour les mécanismes de translation et de rotation l'influence de la charge sur I_{zh} est importante et doit être considérée.

- M_{uh} est le couple de la charge lors du freinage. C'est aussi une fonction de la charge levée. L'intervalle de variation des valeurs de M_{uh} dépend des proportions des masses levées dans le mécanisme.

Par exemple, pour les mécanismes de levage à crochet, M_{uh} varie d'une valeur très faible à une valeur maximale correspondant à la charge nominale (de 0 à M_{uh})

Pour les mécanismes de levage à benne preneuse la plage de variation est approximativement de $0,5 M_{uh}$ à M_{uh} .

Pour les mécanismes de translation et de rotation l'intervalle peut atteindre des valeurs importantes et doit être analysé.

Les considérations faites montrent que pour la vérification thermique d'un frein il faut connaître (ou supposer) sa caractéristique thermique et les conditions d'exploitation de l'appareil.

5.4. DIFFERENTES METHODES POUR LA VERIFICATION THERMIQUE DES FREINS

L'inégalité (1) de la page 65 peut être représentée sous différentes formes, ce qui permet plusieurs possibilités de la vérification thermique d'un frein.

On analysera trois possibilités.

5.4.1. Vérification avec utilisation d'abaques

Ces valeurs nous permettent de lire directement les valeurs des chaleurs dégagée et dissipée.

La chaleur dégagée est donnée en fonction du couple M_h , de la vitesse initiale de freinage ω_h , du temps de freinage t_h et du nombre de freinages par heure Z .

Le couple M_h signifie ici la valeur du couple dynamique de freinage calculée selon la formule:

$$M_h = \frac{I_{zh} \cdot \omega_h}{t_h} + M_{uh}$$

La chaleur dissipée (pour une température maximale admissible) est donnée sur l'abaque en fonction du diamètre du tambour, de la vitesse de rotation ω et du facteur de marche du mécanisme.

5.4.2. Vérification analytico-graphique

Cette vérification est faite sur la base de l'inégalité:

$$\frac{Z}{3600} \cdot \frac{I_{zh} \cdot \omega_h^2}{2} \cdot \frac{1}{1 \mp \frac{M_{uh}}{M_h}} \leq A_m \quad (a)$$

Le premier membre de l'inégalité est déterminé analytiquement, alors que la chaleur dissipée A_m est donnée par un abaque.

543. Vérification analytique :

Cette vérification est faite par la même inégalité (a) mais la chaleur dissipée A_m est calculée analytiquement selon les principes et formules déjà donnés au paragraphe (5.2.1) de ce chapitre.

544. Comparaison des 3 méthodes de vérification

Les méthodes (5.4.2) et (5.4.3) sont équivalentes. La différence entre elles consiste uniquement en l'utilisation de valeurs pré-calculées représentées sous forme graphique (pour le cas (5.4.2)). Pour cette raison on limitera la comparaison aux méthodes (5.4.1) et (5.4.2).

a. La méthode (5.4.1) est moins exacte parce qu'on suppose que tous les freinages sont effectués avec la charge nominale et avec le même signe du couple résistant M_{uh} .

Comme nous l'avons déjà expliqué, la charge est en général variable, le fait qui doit être considéré dans les calculs des charpentes et des mécanismes des appareils de levage.

La distinction du signe du couple M_{uh} est aussi essentielle car ce couple peut être aussi bien résistant que moteur : par exemple, dans un mécanisme de levage le freinage d'une charge levée dégage moins de chaleur que le freinage de la même charge descendante.

b. La méthode (5.4.2) permet d'apprécier la température du frein dans un régime de travail donné ou supposé, tandis que la méthode (5.4.1) permet uniquement de constater si la température admissible n'est pas dépassée.

c. La méthode (5.4.1) exige moins de calculs, elle est plus simple et rapide. Mais il faut remarquer que la

methode (5.4.2) peut être utilisée avec les mêmes simplifications elle devient dans ce cas aussi simple que la methode 5.4.1.

En conclusion, on recommande l'utilisation des methodes (5.4.2) ou (5.4.3). On peut admettre les simplifications qui les ramènent au cas de (5.4.1). Mais si le calcul simplifié donne un resultat negatif (le frein est thermiquement surchargé) alors le calcul exact doit être effectué.

L'utilisation de la methode analytique (5.4.3) sera donnée en details par un exemple d'application.

5.5. EXEMPLE D'APPLICATION

Soit à vérifier notre frein, en appliquant la méthode analytique, dans le cas d'un appareil de levage dont les caractéristiques sont :

m_a	=	16000 kg	Capacité de charge
m	=	230 kg	masse de la moufle à vide.
z	=	2	Coefficient de sécurité de freinage.
η_{ch}	=	0,89	Coefficient de rendement.
I_{rot}	=	0,65 kgm ²	moment d'inertie du rotor.
D_b	=	0,45 m	Diamètre du tambour
i_m	=	44	Rapport de réduction.
i_{wk}	=	3	Rapport de transmission de la moufle
I_{acc}	=	0,4 kgm ²	Moment d'inertie de l'accouplement.
δ	=	1,1	Coefficient de majoration.
n_h	=	1055 tr/mn	Vitesse de rotation pendant la descente.
n	=	945 tr/mn	Vitesse de rotation pendant le levage.

La vérification thermique du frein revient à satisfaire la condition :

$$\frac{z}{3600} \cdot \frac{I_{zh} \omega_h^2}{2} \cdot \frac{1}{1 + \frac{M_{uh}}{M_H}} \leq A_m$$

Les valeurs de M_{uh} dépendent des charges levées. Pour cela nous allons analyser le spectre de charges.

Pelon la F.E.M*, l'état de charges levées précise dans quelle mesure l'appareil soulève la charge maximale Q_{max} ou seulement une charge réduite Q .

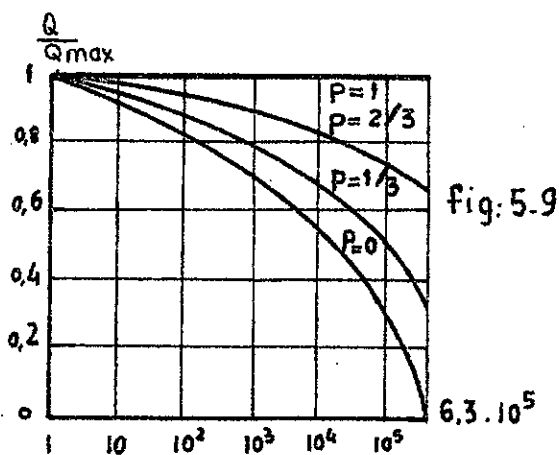
Cette notion est caractérisée par un spectre des charges levées indiquant le nombre de cycles pour lesquels une

* Fédération européenne de manutention.

certaine fraction de la charge maximale est atteinte ou dépassée. C'est un des éléments importants caractérisant la sévérité du service de l'appareil.

On considère en pratique quatre états conventionnels de charges caractérisés par la valeur p représentant la plus petite charge par rapport à la charge maximale, qui est égalée ou dépassée à tous les cycles.

Ces 4 états de charges sont représentés par les courbes suivantes, pour un nombre conventionnel de cycles de levage égal à $6,3 \cdot 10^5$ (utilisation régulière en service intensif).



Il existe d'autres spectres de charges levées qui correspondent aux différentes classes d'utilisation.

Supposons le spectre de charge caractérisé par $p = \frac{1}{3}$:
L'appareil soulève rarement la charge nominale et couramment des charges de l'ordre du $\frac{1}{3}$ de la charge nominale.

On déduit de la courbe ci-dessus qui correspond à $p = \frac{1}{3}$ que pour :

- $2,1 \cdot 10^5$ cycles, l'appareil soulève une charge $Q \geq 0,5 Q_{nom}$.
- " " " " " " " $0,4 Q_{nom} \leq Q \leq 0,5 Q_{nom}$
- " " " " " " " $Q \leq 0,4 Q_{nom}$

Pour nos calculs on prendra la limite supérieure de la charge levée dans chaque intervalle.

Si nous supposons quatre freinages par cycle : deux pendant le levage et la descente de la charge et deux autres sans charge.

Nous aurons donc pour 300 freinages :

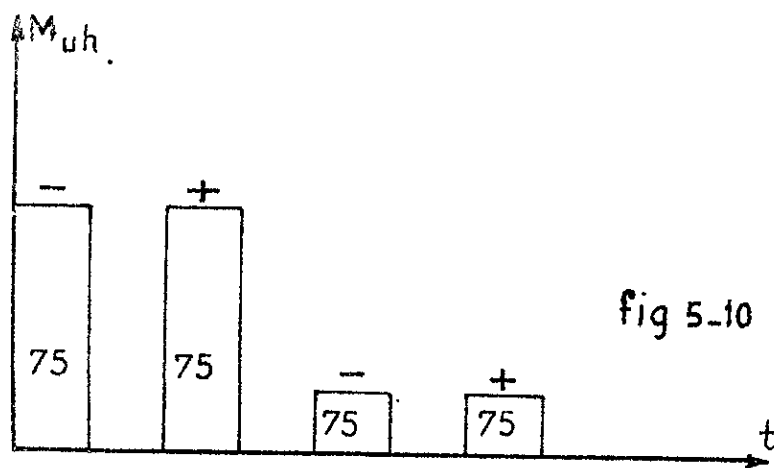
75 freinages pendant le levage de la charge .

75 " " la descente de la charge .

75 " " le levage à vide

75 " " La descente à vide.

Ce qui correspond au diagramme suivant :



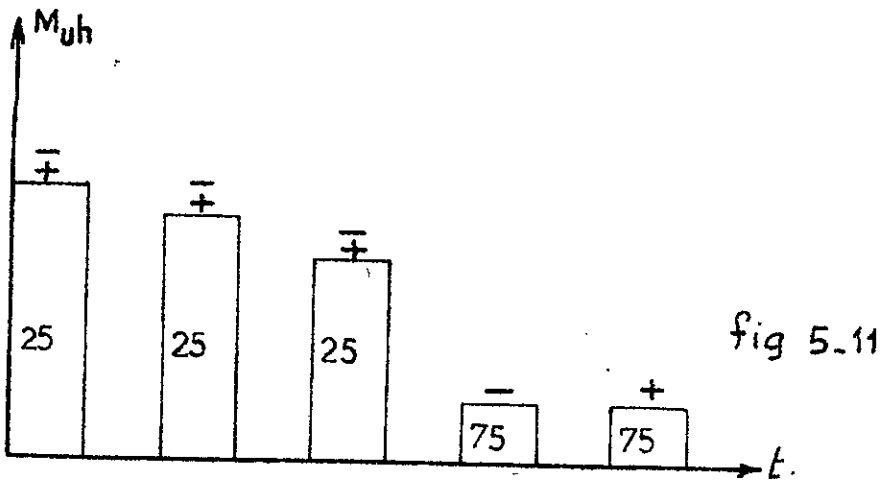
Compte tenu du spectre de charge, nous aurons pour les 75 freinages avec la charge :

25 freinages avec la charge nominale Q

25 freinages avec la charge $0,5 Q_{nom}$.

25 freinages avec la charge $0,4 Q_{nom}$.

Ceci, bien entendu, aussi bien pendant la montée que pendant la descente. Représentons ceci par le diagramme suivant :



Calcul numerique

a - les charges

$$Q_1 = (m_Q + m_{G_0}) \cdot g = (16000 + 230) \cdot 10 = 16,23 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$Q_2 = (0,5 m_Q + m_{G_0}) \cdot g = (8000 + 230) \cdot 10 = 82,3 \cdot 10^4 \text{ N}$$

$$Q_3 = (0,4 m_Q + m_{G_0}) \cdot g = (6400 + 230) \cdot 10 = 66,3 \cdot 10^4 \text{ N}$$

b - le moment equivalent d'inertie

La variation du moment d'inertie en fonction de la charge etant negligeable dans ce cas. Nous calculerons la valeur de I_{zh} , pour Q_{nom} , selon la formule :

$$I_{zh} = \delta (I_{acc} + I_{rot}) + \frac{m_{Qp} D_b^2}{4 \cdot i_{wk}^2 \cdot i_m^2} \cdot \eta_{ch}$$

$$I_{zh} = 1,1 (0,4 + 0,65) + \frac{16230 \cdot 0,45^2}{4 \cdot 44^2 \cdot 3^2} \cdot 0,89$$

$I_{zh} = 1,1969 \text{ kgm}^2$

c - le moment resistant

So variation n'est pas negligeable. La valeur de M_{uh} se calcule d'après la formule :

$$M_{uh} = \frac{Q_i D_b}{2 \cdot i_{wk} \cdot i_m} \eta_{ch} \text{ pour la descente}$$

$$M_u = \frac{Q_i D_b}{2 \cdot i_{wk} \cdot i_m \cdot \eta_c} \text{ pour le levage.}$$

on prendra $\eta_c = \eta_{ch} = 0,89$

Les valeurs du moment résistants sont données par le tableau suivant.

	Q_1	Q_2	Q_3	G_0
$M_{U_{Nm}}$	310,84	155,42	124,3	4,405
$M_{Uh_{Nm}}$	246,21	123,1	98,48	3,49

TAB-11

Détermination du travail par freinage

a - Pendant le levage

vitesse de rotation : $n = 945 \text{ tr/mn}$.

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = 98,9 \text{ rd/s}$$

$$\text{pour } Q = Q_1 ; A_{H_1} = \frac{I_{zh} \omega^2}{2} \frac{1}{1 + \frac{M_u}{M_H}} = \frac{4,1969 \cdot 98,9^2}{2} \frac{1}{1 + \frac{310,84}{500}}$$

$$A_{H_1} = 3609,6 \text{ Nm}$$

$$\text{pour } Q = Q_2 ; A_{H_2} = 5853,5 \cdot \frac{1}{1 + \frac{155,42}{500}}$$

$$A_{H_2} = 4465 \text{ Nm}$$

$$\text{pour } Q = Q_3 ; A_{H_3} = 5853,5 \cdot \frac{1}{1 + \frac{124,3}{500}}$$

$$A_{H_3} = 4688 \text{ Nm}$$

$$\text{pour } Q = G_0 ; A_{H_4} = 5853,5 \cdot \frac{1}{1 + \frac{4,405}{500}}$$

$$A_{H_4} = 5802 \text{ Nm}$$

b - Pendant la descente

vitesse de rotation : $n_h = 1055 \text{ tr/mn}$

$$\omega_h = \frac{\pi \cdot n_h}{30} = 110,5$$

Le travail par freinage se calcule selon la formule suivante :

$$A_H = \frac{I_{zh} \omega_h^2}{2} \frac{1}{1 - \frac{M_{uh}}{M_H}}$$

Pour les différentes valeurs du moment résistant M_{uh} , donnée par le tableau précédent, on trouve les valeurs suivantes de A_H :

pour $Q = Q_1$;	$A_{H1} = 14396,2 \text{ Nm}$.
$Q = Q_2$;	$A_{H2} = 9693,8 \text{ Nm}$.
$Q = Q_3$;	$A_{H3} = 9099,4 \text{ Nm}$.
$Q = Q_0$;	$A_{H4} = 7358,6 \text{ Nm}$.

Chaleur dégagée

on calcule la chaleur dégagée par :

$$\frac{\sum z_i A_{Hi}}{3600} = (25.3609,6 + 25.4465 + 25.4688 + 75.5802 + 25.14396,2 + 25.9693,8 + 25.9099,4 + 75.7358,6) \frac{1}{3600}$$

$$= 593,3 \frac{\text{Nm}}{\text{s}}$$

Détermination de la température

Le calcul exact nous donne pour une vitesse de rotation de 945 tr/mn, et un facteur de marche $\epsilon = 15\%$. la valeur suivante de la température :

$$T_1 = 153 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (a)$$

Nous lisons sur l'abaque, pour $n = 1000 \text{ tr/mn}$ et pour $\epsilon = 15\%$. une température :

$$T_1 \approx 155 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ces deux valeurs étant très proches l'une de l'autre, on conclut que les deux méthodes, analytique et analytico-graphique sont équivalentes.

(.) Valeur calculée par le programme.

DURABILITE DE LA GARNITURE

on peut approximativement calculer la durée d'une garniture selon la formule :

$$K = \frac{Q}{q \cdot A_H}$$

K est le nombre total de freinages.

Q est le volume d'usure de la garniture en cm^3

q est l'usure spécifique en cm^3 par unité de travail.

Le coefficient q peut être admis à $0,2 \text{ cm}^3 / \text{ch. h.}$ (*)

Volume d'usure

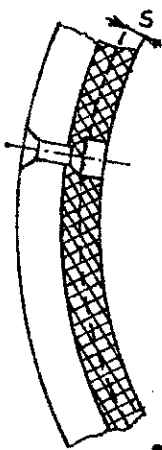


Fig 5-12

Le volume d'usure est :

$$Q = 2 b_0 l s$$

avec :

b_0 la largeur de la garniture

$$b_0 = 10 \text{ cm.}$$

s l'épaisseur d'usure

$$s = 0,5 \text{ cm.}$$

l est la longueur de la garniture

$$l = r \alpha = r \cdot \frac{80}{180} \cdot \pi = 16 \cdot \frac{80}{180} \cdot \pi$$

$$l = 22,34 \text{ cm}$$

$$Q = 2 \cdot 10 \cdot 22,34 \cdot 0,5$$

$$Q = 223,4 \text{ cm}^3$$

Travail par freinage

Pour le travail par freinage nous prendrons la valeur moyenne.

(*) Pour des chiffres plus détaillés voir MANUEL DE L'INGENIEUR II, par HÜTTE

Pour le mecanisme precedent on calcule la valeur de A_H comme suit :

$$A_H = \frac{\sum z_i A_{Hi}}{\sum z_i} =$$

$$A_H = \frac{25 \cdot (14396,2 + 9693,8 + 9099,4 + 3609,6 + 4465 + 4688) + 75(5802 + 7358)}{300}$$

$$A_H = 7119,6 \text{ Nm}$$

et nous avons $1 \text{ ch. h} = 270\,000 \text{ kgm} = 27 \cdot 10^5 \text{ Nm}$.

D'où :

$$A_H = \frac{7119,6}{27 \cdot 10^5} = 2,637 \cdot 10^{-3} \text{ ch. h.}$$

Nous aurons donc avec $q = 0,2 \text{ cm}^3 / \text{ch. h}$, le nombre total de freinages :

$$K = \frac{Q}{q \cdot A_H}$$

$$K = \frac{223,4}{0,2 \cdot 2,637 \cdot 10^{-3}} \quad K = 423\,587.$$

Pour 300 freinages à l'heure la durée de la garniture sera :

$$\frac{423\,587}{300} = 1412 \text{ heures.}$$

Ce temps represente la durée de travail du mecanisme. En tenant compte du facteur de marche cette durée sera :

$$\epsilon = 0,15 \quad \frac{1412}{0,15} = 9413,3 \text{ heures.}$$

Si nous supposons que l'appareil travaille 8h par jour, alors la durée en jours de la durabilité de la garniture sera.

$$\frac{9413,3}{8} = 1176,6 \text{ jours.}$$

soit 3,22 années.

CONCLUSION :

Le projet nous a permis de connaître certaines notions qu'on n'a pas pu rencontrer durant le cycle de formation.

Le problème du freinage est l'un des facteurs les plus importants dans le fonctionnement de la grande majorité des mécanismes, en particulier dans les appareils de levage.

L'importance du frein consiste en ce qu'il est un élément de sécurité; un tel élément doit être suffisamment rigide et résistant.

Le problème de l'échauffement doit être pris en considération dans plusieurs cas, car il pourrait être un élément décisif dans la construction d'un frein.

BIBLIOGRAPHIE

- 1 - Les appareils de levage Hellmut ERNST
Gauthiers-Villars - Eyrolle Paris 1962
- 2 - DŹWIGNICE Piatkiewicz Sobolski
VARSOVIE 1970
- 3 - Matériaux de construction mécanique et électrique.
LEMASSON-BLAIN DUNOD 1965
- 4 - ATLAS DE CONSTRUCTION (ouvrages soviétique).
- 5 - AIDE MEMOIRE de R.D.M Baranski Klotchkov
Editions MIR 1979.
- 6 - Guide du dessinateur industriel. A. CHEVALIER
Hachette 1979.
- 7 - GRUNDLAGEN der Förder technik (ouvrage allemand).

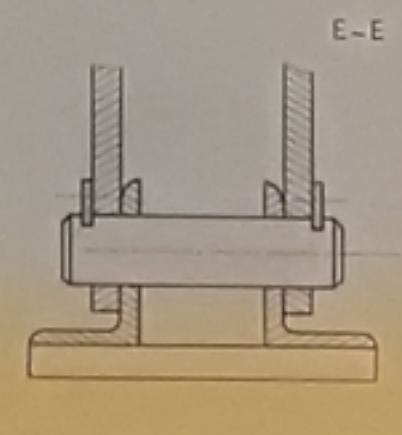
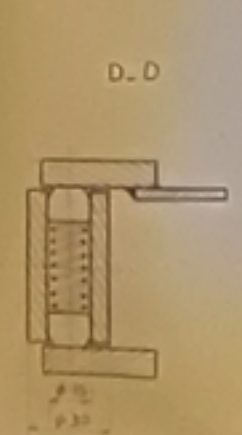
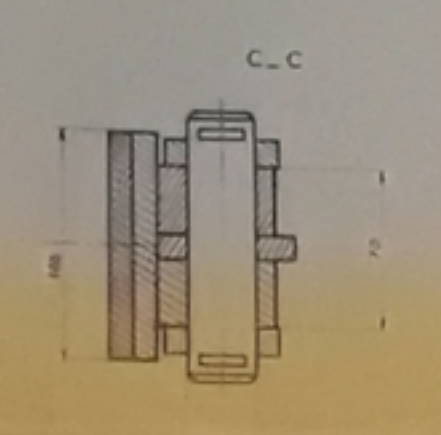
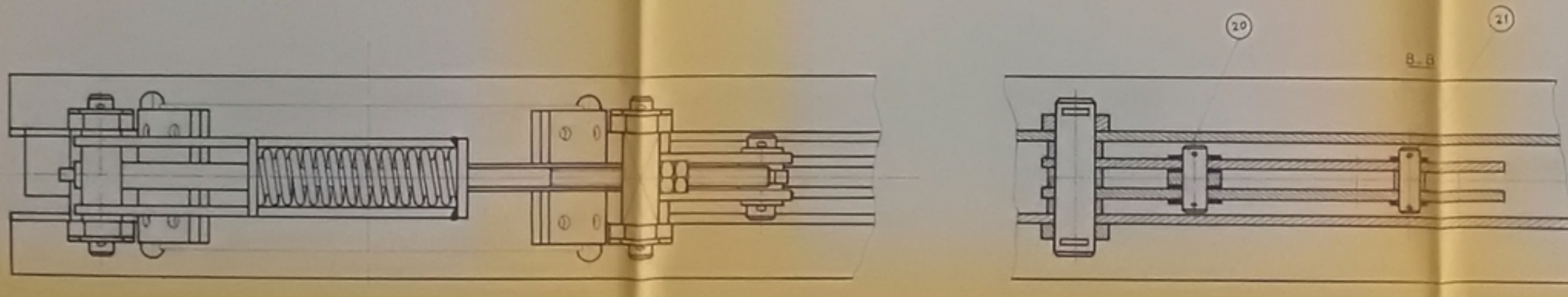
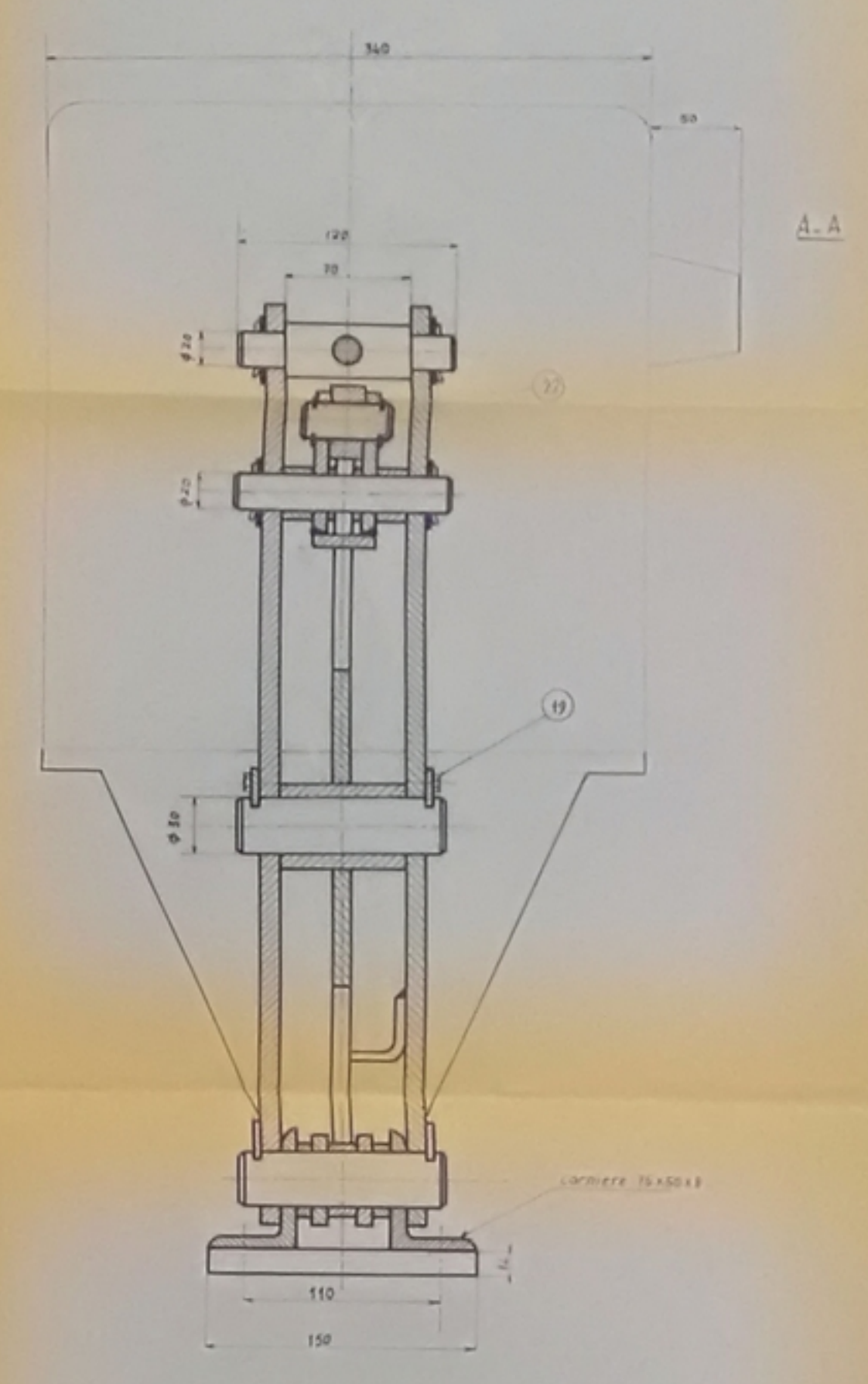
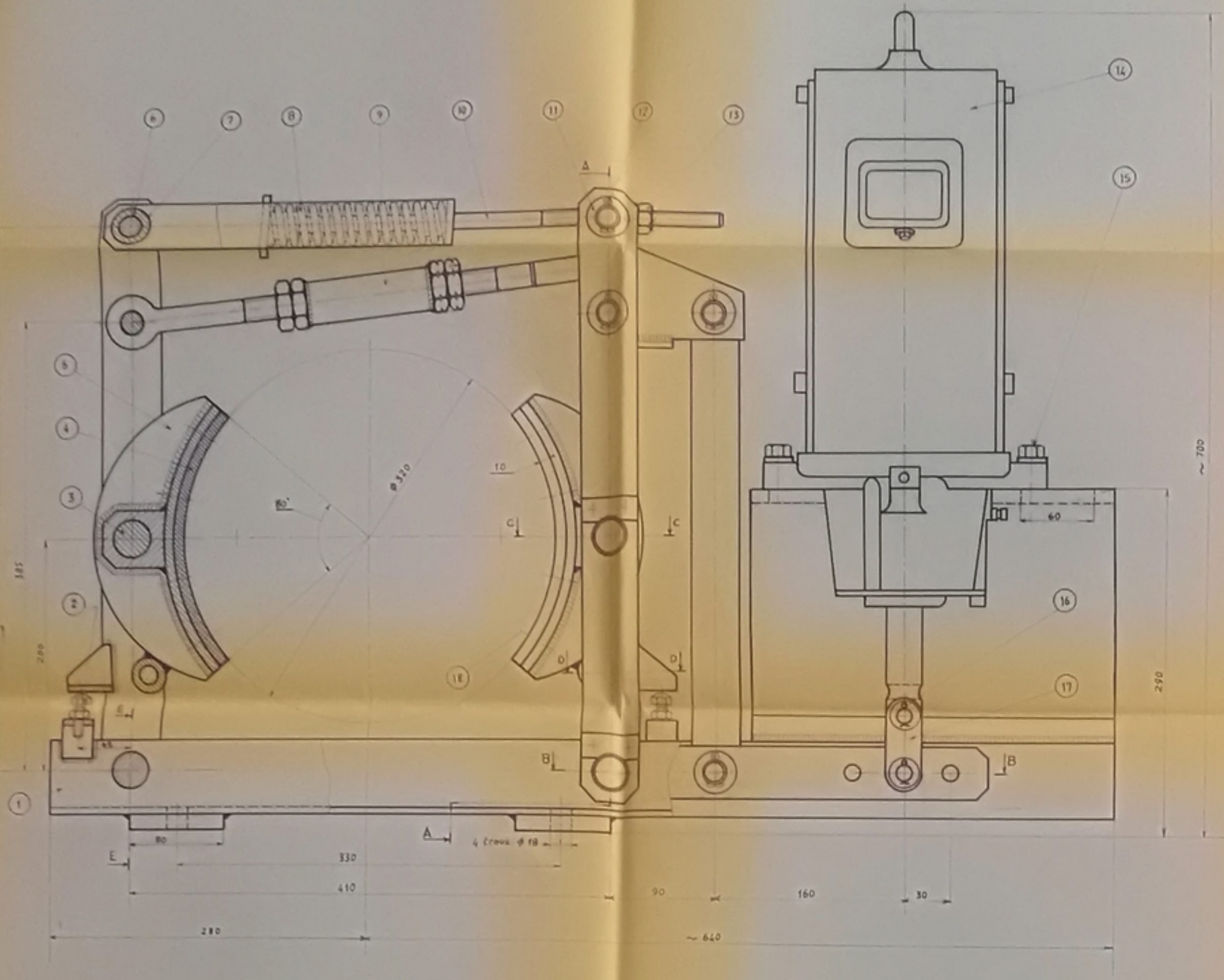
ANNEXE

Programme CAF Caracteristique thermique du frein (chap.5)

01	LBL CAF	STO 27	LBL 09
	LBL 01	LBL 14	Z
	I Z H	ISG 28	PROMPT
	PROMPT	31 GTO 09	I
	STO 16	LBL 12	X
	N	RCL 02	PROMPT
	PROMPT	XEQ 13	61 X > 0 ?
	STO 02	RCL 27	GTO 10
	N H	*	GTO 11
	PROMPT	RCL 17	LBL 10
11	STO 17	XEQ 13	RCL 14
	M U H	RCL 26	*
	PROMPT	*	+
	STO 18	41 +	%
	M H	RCL 16	ST + 27
	PROMPT	*	GTO 14
	STO 19	2	71 LBL 17
	%	%	RCL 14
	STO 14	STO 15	*
	LBL 25	GTO 29	+
21	BOU	LBL 13	/
	PROMPT	JT	ST + 26
	I E 3	*	GTO 14
	%	51 30	LBL 29
	STO 28	%	AN=31 GR=41
	0	X / 2	PROMPT
	STO 26	RTN	81 XEQ IND X

	LBL 44	-	STO 37
	CF 01	X > 0 ?	GTO 24
	GTO 02	GTO 22	LBL 02
	LBL 31	GTO 23	VER S U
	SF 01	LBL 21	PROMPT
	RCL 15	RCL 30	151 N
	4180	RCL 37	PROMPT
	%	121 -	STO 02
	STO 20	RCL 29	LBL 03
94	XEQ 02	RCL 36	RCL 25
	STO 29	-	RCL 35
	RCL 20	%	RCL 02
	-	RCL 20	XEQ 04
	X <= 0 ?	RCL 36	RCL 24
	GTO 26	-	RCL 34
	RCL 08	*	161 RCL 02
	STO 30	RCL 37	XEQ 04
	0	131 +	+
	STO 36	STO 08	RCL 22
101	RCL 07	RTN	2
	STO 37	LBL 22	*
	XEQ 21	RCL 08	RCL 32
	XEQ 15	STO 30	RCL 02
	STO 36	XEQ 21	XEQ 04
	RCL 08	T =	+
	STO 37	ARC X	171 RCL 23
	LBL 24	PROMPT	RCL 22
	5	141 GTO 01	-
	ST + 08	LBL 23	RCL 33
111	XEQ 15	RCL 29	RCL 02
	STO 29	STU 36	XEQ 04
	RCL 20	RCL 08	+

	6, 14	*		+	+
	*	211	STO 06		RCL 00
	STO 03		RCL 21		RCL 06
181	T 2		1, 3		*
	PROMPT		*		STO 11
	STO 07		RCL 22		+
	GTO 05		RCL 23		STO 12
	LBL 04		+		FS ? 01
	*		4, 3		RTN
	0, 78		*	251	GTO 08
	Y ↑ X		+		LBL 07
	*	221	STO 04		273
	RTN.		LBL 06		+
191	LBL 05		T 1		100
	1		PROMPT		%
	EPS		STO 08		X ↑ 2
	PROMPT		LBL 15		RTN
	STO 01		RCL 08		LBL 08
	-		XEQ 07	261	1161
	5		RCL 07		*
	*		XEQ 07		STO 13
	RCL 21	231	-		W =
	RCL 22		RCL 04		ARCL *
201	+		*		PROMPT
	RCL 23		STO 09		XEQ 06
	+		RCL 08		LBL 26
	RCL 24		RCL 07		AUGMENTER T1
	+		-		PROMPT
	*		STO 00	271	LBL 99
	STO 05		RCL 05	272	END
	RCL 01		*		
	RCL 03	241	STO 10		



1000
 1000
 1000
 1000

PM01134

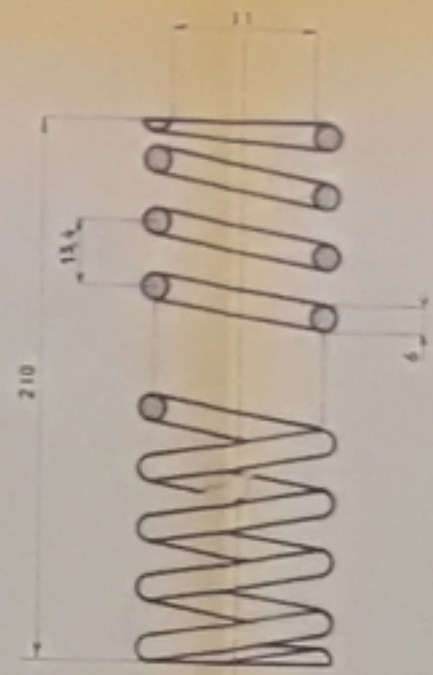
22	Coussin MOE 20	1	
21	Axe de 20 sans file	1	
20	Axe de 20 sans file	1	
19	Vis de réglage	2	
18	Vis de réglage	2	
17	Vis de réglage	2	
16	Boulon M 10	4	
15	Vis de réglage	1	
14	Contre-vis	1	
13	Contre-vis	1	
12	Contre-vis	1	
11	Contre-vis	1	
10	Tige filetée	1	
9	Ressort	1	
8	Ressort	1	
7	Entrefrein	1	
6	Axe de 20 sans file	1	
5	Sabot	2	
4	Garniture	2	
3	Axe de 30	1	
2	Vis de réglage	2	
1	Chassis (norme 75x50x8)	1	

Rp N° dessin Designation

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE

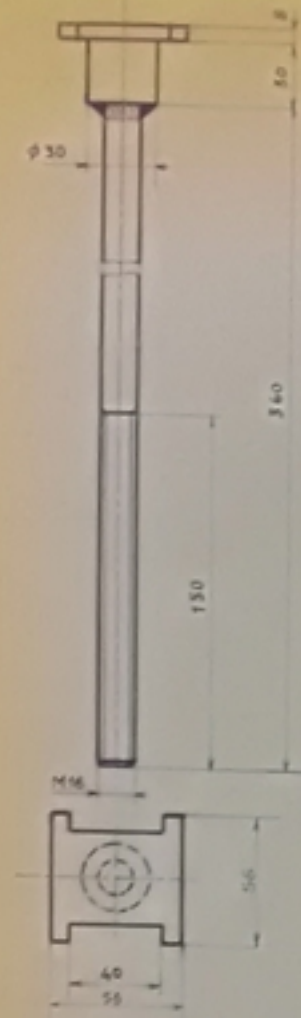
0,5 **FREIN AUTOMATIQUE**
A MACHOIRES

ENPA
AN 00-00

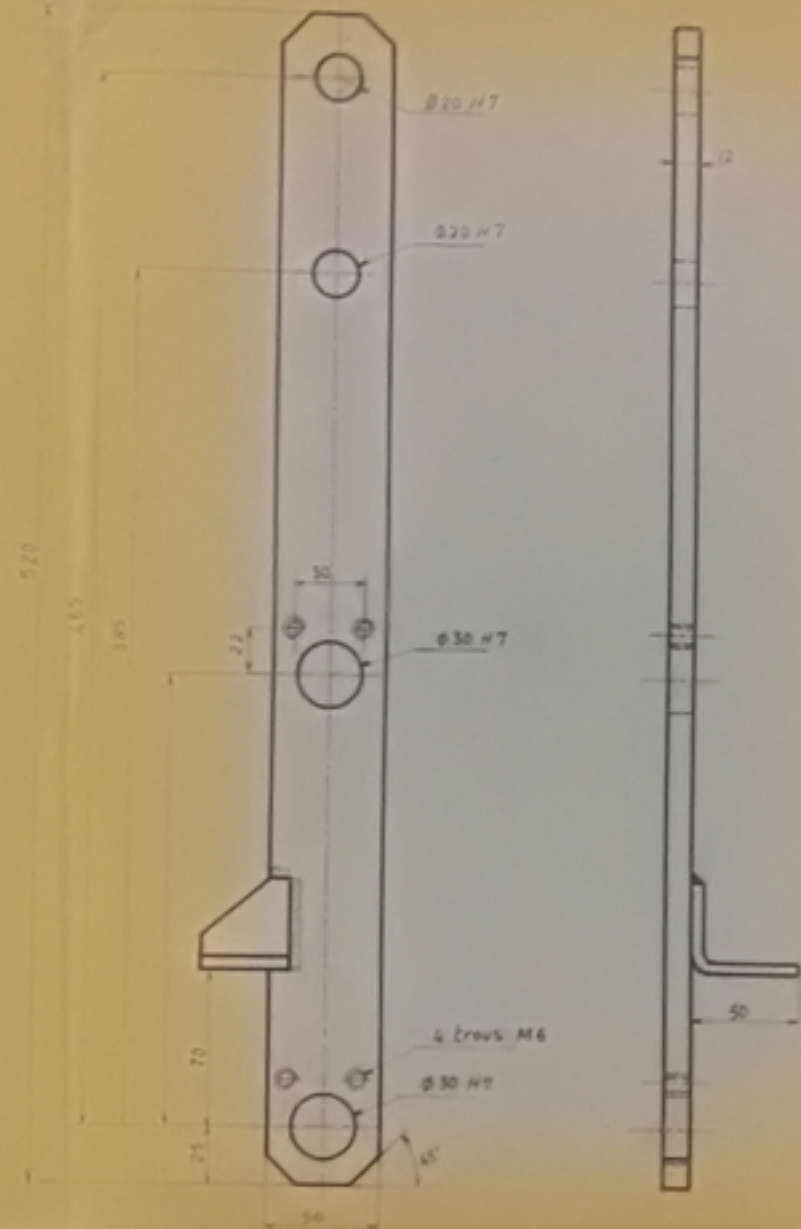


nombre de spires actives : 15
 Traitement thermique : revenu à 460°C
 Hauteur $L_1 = 157,2$ mm sous charge $S_1 = 977$ N
 Hauteur $L_2 = 151,6$ mm sous charge $S_2 = 407$ N

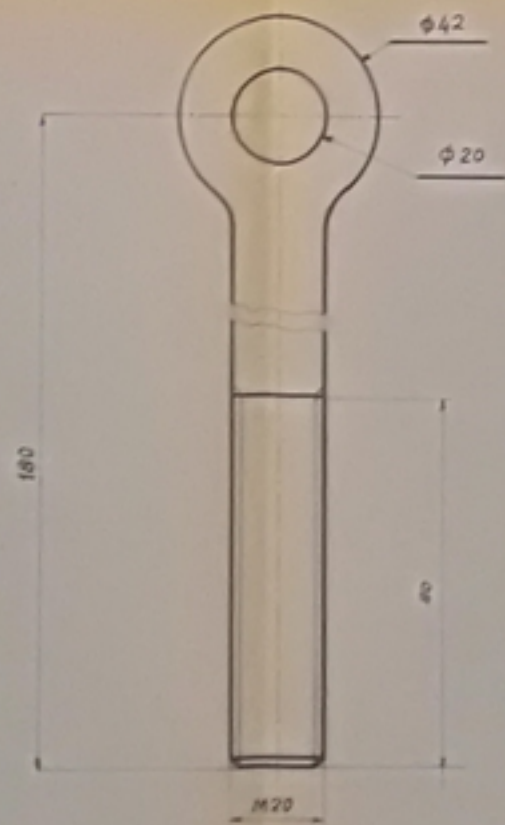
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse	Objet	Matériau
1		RESSORT	E.N.P.A
Etudiant Benmamoun		Dept. de MECANIQUE	
Promoteur Grefkovicz		60 SC 7	AN 00 08



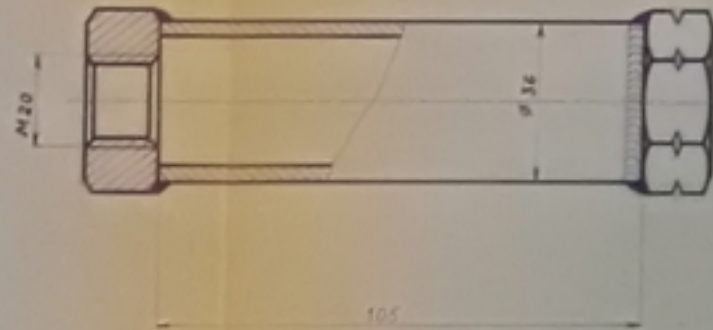
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse	Objet	Matériau
0,5		TIGE	E.N.P.A
Etudiant Benmamoun		Dept. de MECANIQUE	
Promoteur Grefkovicz		XC 10 s	AN 00 10



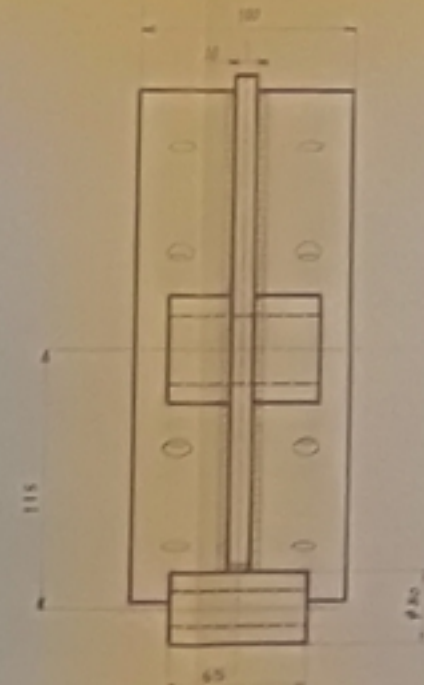
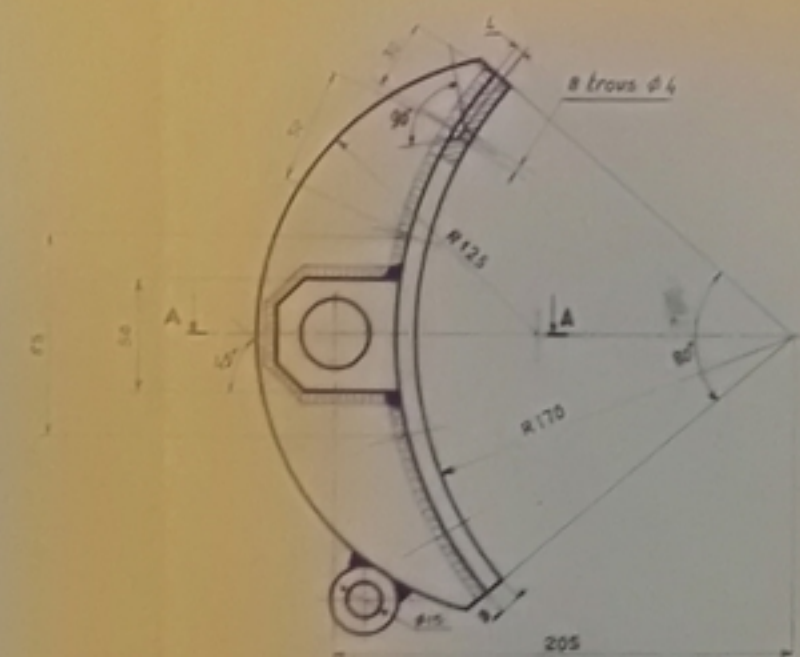
ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse	Objet	Matériau
		LEVIER	ENPA
Etudiant Benmamoun		Dept. de MECANIQUE	
Promoteur Grefkovicz		XC 10 s	



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse	Objet	Matériau
1		TIGE DE REGULATION	E.N.P.A
Etudiant Benmamoun		Dept. de MECANIQUE	
Promoteur Grefkovicz		XC 10 f	



ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse	Objet	Matériau
1		ECROU DE REGULATION	E.N.P.A
Etudiant Benmamoun		Dept. de MECANIQUE	
Promoteur Grefkovicz		XC 10 s	AN 00 09



PM 01184
-2-

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE			
Echelle	Masse	Objet	Matériau
0,5		SABOT	E.N.P.A
Etudiant Benmamoun		Dept. de MECANIQUE	
Promoteur Grefkovicz		XC 10 s	AN 00 05

