

UNIVERSITÉ DE LIÉGE

Société Coopérative de l'Association des
— Elèves des Ecoles Spéciales —

Faculté des
Sciences Appliquées

Cours de Construction de Machines

2^{ME} PARTIE

Notes de cours publiées avec l'autorisation de
Monsieur le Professeur Ch. HANOCQ.

Revues par Cyp. DEMARS,
Chef de Travaux - Répétiteur

ROESTRA
RUE JONCKEU, 5
— LIÉGE —

1942

INTRODUCTION

Motrices ou réceptrices, toutes les machines alternatives comprennent les éléments suivants :

- 1) le cylindre avec sa distribution, propre à chaque type de machine,
- 2) les organes servant à la transformation du mouvement alternatif du piston en mouvement circulaire continu de l'arbre de couche : piston, tige de piston, crosse, bielle, manivelle ou coudé et arbre de couche,
- 3) le bâti dont fait partie le guide de crosse et qui relie ce dernier au cylindre et au palier principal de façon à établir entre ces trois organes une liaison aussi indéformable que possible,
- 4) les organes de régularisation du mouvement circulaire : volant et régulateur. Ce dernier pour les machines motrices seulement.

Les organes servant à la transformation du mouvement alternatif en mouvement circulaire continu sont communs à toutes les machines alternatives. Il existe bien des machines à piston, motrices et réceptrices combinées, dites à action directe qui ne comportent pas les organes de transformation du mouvement alternatif en mouvement circulaire continu; mais ces machines sont d'un emploi relativement restreint.

Dans les machines à simple effet le piston joue le rôle de crosse et le cylindre de guide. Le premier fascicule sera consacré à l'étude, au point de vue construction, des organes communs à toutes les machines alternatives.

*

*

*

1^{er} FASCICULE.

ORGANES COMMUNS A TOUTES LES
MACHINES ALTERNATIVES.

Dans ce fascicule, nous envisagerons le calcul et le tracé des organes communs à toutes les machines alternatives : piston, tige, bourrages, guide, crosse, bielle, manivelle ou coudé, paliers, arbre de couche, bâti.

Cependant, avant d'aborder cette étude, un problème préalable se pose : celui de la détermination des efforts auxquels sont soumis les organes de la machine.

CHAPITRE I.

DETERMINATION DES EFFORTS DANS LES ORGANES.

§ I.- CALCUL DES DIMENSIONS GENERALES D'UNE MACHINE ALTERNATIVE.

La méthode appliquée pour le calcul est la même, qu'il s'agisse d'une machine motrice comme la machine à vapeur ou à gaz, ou d'une machine réceptrice, comme le compresseur ou la pompe.

Dans les deux cas, on s'appuie sur le diagramme théorique, et on tient compte de la différence qui existe entre celui-ci et le diagramme réel, en appliquant au résultat un "coefficient de réduction", établi expérimentalement.

A l'heure actuelle, où la machine à vapeur ne se construit plus en triple expansion, on peut se borner à traiter le problème pour la machine monocylindrique, et la machine compound.

Dans l'un comme dans l'autre cas, les données sont les suivantes :

1°.- puissance N_{CV} fixée par les conditions d'exploitation de l'usine à mettre en mouvement (puissance nécessaire pour les diverses machines réceptrices en service courant, augmentée de la puissance absorbée par les transmissions).

- 2°.- pression effective p_e aux chaudières,
- 3°.- pression d'échappement p_2 , égale à moins de 0,2 kg/cm² si l'on peut utiliser un condenseur et égale à 1 kg/cm² si la machine doit fonctionner sans condensation (il ne s'agit ici, que de la machine à vapeur),
- 4°.- nombre de tours N par minute, fixé par la pratique de la construction aux environs de 90 à 120 pour les machines courantes, sans graissage spécial, et de moyenne puissance. Les vitesses très supérieures ne sont utilisées qu'avec des machines à carter fermé et à graissage forcé.

A.- MACHINE MONOCYLINDRIQUE.-

Soient :

- N_1 la puissance produite par le fluide évoluant dans le cylindre (puissance indiquée)
- p_0 la pression d'admission,
- p_1 " " à la fin de la détente,
- p_2 " " d'émission,
- v_0 le volume d'admission,
- v " " correspondant à la pression p ,
- V " " du cylindre.

Le tracé du diagramme de la pression de la vapeur d'un côté du piston, en fonction du volume, pour un tour complet (voir fig. 2), est exécuté en supposant que la détente se fait suivant la loi

$$p.v = \text{constante} = p_0.v_0$$

Si, en première approximation on ne tient compte ni de la compression, ni de l'espace mort, l'expression du travail \mathcal{C} fourni dans le cylindre par coup de piston, est :

$$p_0.v_0 + \int_{v_0}^V p. dv - p_2.V = p_0.v_0 + p_0.v_0 \cdot \ln \frac{V}{v_0} - p_2.V$$

Posons $\frac{V}{v_0} = n =$ degré de détente (c'est l'inverse du degré d'admission), il vient :

$$\mathcal{C} = p_0.v_0 + p_0.v_0 \cdot \ln n - p_2.V = p_0 \cdot \frac{V}{n} + p_0 \cdot \frac{V}{n} \cdot \ln n - p_2.V$$

$$\text{soit } \mathcal{C} = p_0 \cdot V \cdot \frac{1 + \ln}{n} - p_2 \cdot V = V \cdot (p_0 \cdot \frac{1 + \ln}{n} - p_2)$$

$$\text{d'où en posant : } p_0 \cdot \frac{1 + \ln}{n} = p_m \quad (\text{pression moyenne})$$

$$\mathcal{C} = V \cdot (p_m - p_2) \quad (1)$$

Mais le diagramme réel, c'est-à-dire celui que donne un indicateur, est de surface moindre que celle du diagramme théorique auquel nous avons rapporté le calcul de \mathcal{C} .

Soit $k = \frac{\text{surface du diagramme réel}}{\text{surface du diagramme théorique}}$; k est le "coefficient de déformation" du diagramme.

Si \mathcal{C}_1 est le travail que le cylindre peut réellement fournir par coup de piston, on a aussi

$$k = \frac{\mathcal{C}_1}{\mathcal{C}} \quad \text{ou} \quad \mathcal{C}_1 = k \cdot \mathcal{C}$$

Pour une machine à double effet :

$$N_1 = \frac{2 \mathcal{C}_1 \cdot N}{60 \times 75}$$

ou en tenant compte de (1) :

$$N_1 = \frac{2 \cdot k \cdot V \cdot (p_m - p_2) \cdot N}{60 \cdot 75} \quad (2)$$

où

$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot C,$$

D et C étant respectivement le diamètre et la course du piston.

Comme D et C sont généralement exprimés en mètres et p en kg/cm^2 , la relation (2) devra s'écrire :

$$N_1 = \frac{20.000 \cdot k \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot C \cdot (p_m - p_2) \cdot N}{60 \cdot 75}$$

La puissance effective N_0 sera égale à $\eta_0 \cdot N_1$, η_0 désignant le rendement organique de la machine.

Le rendement organique varie entre 0,85 et 0,93 ; il augmente avec la puissance de la machine et dépend des soins apportés à la construction du système de distribution ainsi que du degré de détente total.

On prendra comme moyenne pour la machine monocylindrique $\eta_0 = 0,9$. Si la machine est à condensation, on comptera sur 2% de sa puissance pour le fonctionnement de la pompe à air.

η_0 dans ces conditions pourrait être égal à 0,88.

Le coefficient k , introduit dans la valeur de M_1 , varie avec la vitesse de la machine, il varie aussi avec le degré de détente, le degré de compression et le système de distribution. Il tient compte des laminages. Nous pourrions adopter pour k les valeurs suivantes :

- 1) pour η variant de 3,33 à 2 : $k = 0,85$ à $0,90$
- 2) " η supérieur à 3,33 : $k = 0,90$ à $0,95$
- 3) pour une machine à pleine admission ($\frac{V}{V_0} = n = 1$) : $k = 0,70$ à $0,85$.

Nous admettrons que la pression p_0 (pression absolue) est égale à la pression effective de la chaudière augmentée d'une atmosphère, moins une demi atmosphère pour tenir compte de la chute de pression de la vapeur dans les conduites, et moins une demi atmosphère, pour tenir compte de ce que la pression effective est toujours maintenue un peu au-dessous de la pression du timbre; donc :

$$p_0 = (p_e + 1) - \left(\frac{1}{2} + \frac{1}{2}\right) = p_e$$

Le degré de détente n est souvent compris entre 7 et 10 dans les machines monocylindriques ordinaires; il doit être choisi logiquement, de façon à conduire à la consommation minimum par cheval effectif.

Connaissant N_0 , N , n , p_0 et p_2 , le coefficient k et le rendement organique η_0 étant admis par comparaison avec des machines existantes, on pourra déduire de la formule $N_0 = \eta_0 \cdot N_1$ établie ci-dessus, la valeur du volume

$$V = \frac{\pi D^2}{4} \cdot C$$

Il reste à déterminer D et C en s'imposant une relation supplémentaire. Pour les machines d'ateliers tournant généralement à assez faible vitesse de rotation, on s'impose souvent $\frac{C}{D} = 2$, pour autant que la vitesse moyenne de la crosse ne dépasse pas 3 mètres par seconde. Pour les machines à vitesses accélérées, on s'impose une vitesse moyenne du piston :

$$v_m = \frac{2 \cdot C \cdot N}{60} \text{ comprise entre } 2,5 \text{ et } 3,5 \text{ m/sec.}, \text{ rarement } 4^m,00$$

B.- MACHINE COMPOUND.

La théorie et l'expérience se trouvent d'accord pour montrer qu'il

Il y a intérêt, au-delà d'un certain degré de détente, à effectuer celle-ci successivement dans plusieurs cylindres étagés. A l'heure actuelle, avec l'emploi de la vapeur surchauffée, on se borne, dans cette voie, à la double expansion, et le type à peu près exclusivement construit, est le type compound.

Les figures 10 à 14 donnent les diagrammes des pressions respectivement dans les cylindres à haute et à basse pression pour une machine Woolf et une machine compound.

Dans les machines compound, la vapeur passe du petit cylindre dans un réservoir intermédiaire, (receiver) puis dans le grand cylindre.

Au point de vue de la disposition des cylindres, on peut distinguer :

- a) les machines compound jumelées dans lesquelles les cylindres sont placés l'un à côté de l'autre (fig.12) de part et d'autre du volant.
- b) les machines compound tandem dans lesquelles les cylindres sont disposés l'un derrière l'autre.

*

* *

Le calcul d'une compound ne diffère pas de celui d'une machine monocylindrique en ce qui concerne le grand cylindre.

Nous négligerons, ici encore, tout d'abord l'influence des espaces morts, de la compression et des pertes de charge que subit la vapeur en passant du petit au grand cylindre.

Soient (fig.17) :

- V le volume engendré par le piston B.P.,
- V' le volume engendré par le piston H.P.,
- v_0 le volume de vapeur admis dans le petit cylindre
- p_0 la pression d'admission
- p_2 la pression au condenseur
- p'_0 la pression dans le receiver.

Le diagramme théorique du travail de la vapeur est représenté à la figure 17.

Nous supposons que le receiver est suffisamment grand pour que la pression p'_0 y reste sensiblement constante; p'_0 correspondra donc à l'émission du petit cylindre et à l'admission du grand. Comme on ne prolonge pas la détente dans le petit cylindre jusqu'à la pression du recei-

ver nous admettrons $V' < v_0'$ ce qui conduit à une perte triangulaire proportionnelle à la surface $e d' f$.

Abstraction faite de cette perte, nous voyons que le travail, fourni par coup de piston dans une compound, est le même que celui fourni par une monocylindrique dont les caractéristiques sont :

V_0 volume d'admission

V " total

p_0 pression d'admission

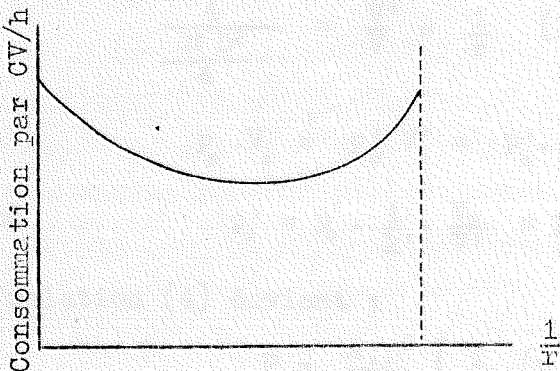
p_2 pression d'émission.

Remarquons immédiatement que la perte triangulaire et les pertes de charge inhérentes à l'existence du receiver, vont diminuer la valeur du coefficient k , introduit dans le calcul d'une machine monocylindrique.

Dès que le volume V du grand cylindre sera trouvé, il faudra déterminer le volume V' du petit cylindre ou mieux le rapport

$$r = \frac{V}{V'} \quad (3)$$

Il est certain que la consommation par cheval-heure varie avec ce rapport, vraisemblablement de la manière indiquée par le diagramme ci-contre, ce qui donne beaucoup de latitude dans le choix de r dans la région du minimum de consommation. La question d'économie dans les frais



de construction et d'exploitation peut, dès lors, intervenir pour fixer la valeur de r la plus favorable. S'il s'agit d'une machine tandem, il conviendra de choisir r pour que le maximum de l'effort total sur la tige de piston (qui est unique) soit aussi faible que possible.

Dans une machine jumelée, il y aura intérêt à pouvoir utiliser les mêmes organes de transformation du mouvement pour les deux cylindres (crosse, bielle, etc...). Pour qu'il puisse en être ainsi, il suffirait que les efforts maxima sur les deux pistons soient sensiblement égaux.

1.- MACHINE "TANDEM, OU MACHINE A POINTS MORTS CONCORDANTS.

(Compound - tandem)

La somme des efforts sur les deux pistons est maxima au début de la course et on cherche à rendre ce maximum aussi faible que possible, en vue de diminuer les dimensions des organes de transformation du mouvement alternatif en mouvement de rotation.

Soient :

$$\begin{aligned} D & \text{ le diamètre du grand cylindre (B.P.),} \\ d & \text{ le diamètre du petit cylindre (H.P.),} \\ n & = \frac{V}{V_0} \text{ le degré de détente totale,} \\ n' & = \frac{V'}{V_0} \text{ le degré de détente du petit cylindre,} \\ n'' & = \frac{V}{V_0'} \text{ le degré de détente du grand cylindre,} \\ k' & = \frac{V_0'}{V'} \text{ et } r = \frac{V}{V'} \end{aligned}$$

L'effort maximum sur la tige commune s'exprime comme suit :

$$P = \frac{\pi \cdot c^2}{4} (p_0 - p_0') + \frac{\pi \cdot D^2}{4} (p_0' - p_2) = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \left[\frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} \cdot (p_0 - p_0') + p_0' - p_2 \right] \quad (4)$$

Or :

$$\frac{\frac{\pi d^2}{4}}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{V'}{V} = \frac{1}{r} \quad (\text{les courses des pistons étant égales})$$

et $p_0 \cdot V_0 = p_0' \cdot V_0' = p_0' \cdot k' \cdot V'$ ($k' = 1, 2 \text{ à } 1, 3$)

d'où $p_0' = p_0 \cdot \frac{1}{k'} \cdot \frac{V_0}{V'} = p_0 \cdot \frac{1}{k' \cdot n} \cdot \frac{V}{V'} = p_0 \cdot \frac{r}{k' \cdot n}$

la relation (4) devient :

$$P = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \left[\frac{1}{r} \cdot (p_0 - p_0') + p_0' - p_2 \right]$$

soit

$$P = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \left[p_0 \cdot \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{k' \cdot n} \right) - p_2 \right]$$

Le minimum de P en fonction de r est atteint pour $\frac{dP}{dr} = 0$

soit pour $r = \sqrt{k' \cdot n} \quad (5)$

qui se déduit de la condition à laquelle il convient de satisfaire :

$$\frac{dP}{dr} = 0$$

De (3) et (5) on déduit :

$$V' = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot C = \frac{V}{2} \quad (6)$$

où
$$V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot C \quad (7)$$

La discrimination de D , d et C ne peut se faire que si, en plus de (6) et (7), on dispose d'une troisième relation.

Limitant la vitesse moyenne (v_{moy}) du piston et de la crosse à la valeur moyenne que fournit la construction courante du type envisagé, nous disposerons de la relation

$$v_{\text{moy}} = \frac{2C \cdot M}{60} \quad (\approx 3,5 \text{ m/sec. pour machine normale}) \quad (8)$$

qui nous permettra, jointe à (6) et (7) de terminer le calcul des caractéristiques

D , c et C

des cylindres.

2.- MACHINE "JUMELÉE, OU MACHINE A POINTS MORTS DISCORDANTS.-

(Compound - jumelée).

Il a été dit plus avant qu'il y aurait, dans ce cas, intérêt à pouvoir utiliser les mêmes organes de transformation du mouvement (crosses, bielles, etc...). Pour qu'il puisse en être ainsi, il faudrait que les efforts maxima sur les pistons fussent sensiblement égaux.

Si les "degrés d'admission" et par conséquent de "détente" étaient égaux, il suffirait, pour atteindre à ce résultat que les travaux, par coup de piston, le fussent également.

En effet. Considérons les diagrammes théoriques, et soient :

n' le degré de détente au cylindre H.P.; $n' = \frac{V'}{V_0}$

et n'' le degré de détente au cylindre B.P.; $n'' = \frac{V}{V_0}$.

Le travail, par coup de piston, dans le cylindre H.P. est :

$$\mathcal{C}_{HP} = p_0 \cdot V_0 \cdot (1 + \ln n') - p'_0 \cdot V' \quad (9)$$

Le travail, par coup de piston, dans le cylindre B.P. est :

$$\mathcal{C}_{BP} = p'_0 \cdot V'_0 \cdot (1 + \ln n'') - p_2 \cdot V \quad (10)$$

Si $\mathcal{C}_{H.P.} = \mathcal{C}_{B.P.}$

et $n' = n''$, il se déduit des relations (9) et (10)

$$p'_0 = r \cdot p_2 \quad (11)$$

Or les efforts, P_{HP} et P_{BP} sur les pistons H.P. et B.P. sont, respectivement, proportionnels à :

$$(p_0 - p'_0) \cdot V' \quad \text{et} \quad (p'_0 - p_2) \cdot V \quad (12)$$

la course C étant la même pour les deux pistons.

Comme, pour le cas envisagé :

$$p_0 = r \cdot p'_0 \quad (13)$$

nous obtenons (cf. rt. 12)

$$\left. \begin{aligned} (p_0 - p'_0) \cdot V' &= p'_0 \cdot (r - 1) \cdot V' \\ (p'_0 - p_2) \cdot V &= p'_0 \cdot \left(1 - \frac{1}{r}\right) \cdot r \cdot V' = p'_0 \cdot (r - 1) \cdot V' \end{aligned} \right\} \text{d'où} \quad (14)$$

En réalité n' n'est pas égal à n'' à la puissance normale et, partant, les efforts maxima, pour les deux cylindres, ne sont pas égaux. (l'effort maximum est plus grand dans le cylindre H.P. que dans le cylindre B.P.). Mais pour la marche en surcharge, c'est-à-dire avec un degré de détente total moindre, ils tendent à le devenir.

Nous fixerons donc $r = \frac{V}{V'}$, par la condition : $\mathcal{C}_{H.P.} = \mathcal{C}_{B.P.}$ (15)

Posons $V'_0 = k' \cdot V'$ ($k' = 1, 2 \text{ à } 1, 3$)

et explicitons la condition (15) à partir des diagrammes théoriques.

Il vient :

$$p_0 \cdot V_0 \cdot (1 + \ln n') - p'_0 \cdot V' = p'_0 \cdot V'_0 \cdot (1 + \ln n'') - p_2 \cdot V \quad (16)$$

Dans cette équation, introduisons r et éliminons n' , n'' et p'_0

(remarquons que k' est imposé ainsi que n , p_0 et V).

De ce que

$$p_0 \cdot V_0 = p_0' \cdot V_0' = p_0' \cdot k' \cdot V'$$

Nous déduisons :

$$p_0' = p_0 \cdot \frac{1}{k'} \cdot \frac{V_0}{V'} = p_0 \cdot \frac{r}{k'} \cdot \frac{V_0}{V} = p_0 \cdot \frac{r}{k' \cdot n}$$

de plus :

$$n' = \frac{V'}{V_0} = \frac{1}{r} \cdot \frac{V}{V_0} = \frac{n}{r}$$

et

$$n'' = \frac{V}{V_0'} = \frac{1}{k'} \cdot \frac{V}{V'} = \frac{r}{k'}$$

Introduisons ces valeurs de p_0' , de n et de n'' dans (16). Nous obtenons :

$$p_0 \cdot \frac{V}{n} \cdot \left(1 + 1 \frac{n}{r}\right) - \frac{p_0 \cdot V}{k' \cdot n} = p_0 \cdot \frac{V}{n} \cdot \left(1 + 1 \frac{r}{k'}\right) - p_2 V$$

D'où, toutes réductions faites :

$$1 - \frac{r^2}{k' \cdot n} = \frac{p_2}{p_0} \cdot n - \frac{1}{k'} \quad (17)$$

De cette équation on déduira r puis, comme dans le cas de la "machine tandem", d , D et C .

§ 2.- DETERMINATION DES EFFORTS DANS LES ORGANES ET SUR LA FONDATION.

La méthode que nous allons exposer s'applique à toutes les machines à piston; l'allure du diagramme des pressions diffère nécessairement avec le genre de machine mais, quelle qu'en soit la forme, la marche à suivre reste la même. Nous continuerons à prendre, pour exposer la question, le cas particulier de la machine à vapeur.

A.- TRACE DU DIAGRAMME.

Traçons (fig.2) le diagramme des pressions de la vapeur sur le piston en fonction du volume engendré par le déplacement de ce dernier. Pour chaque position du piston, le diagramme fait connaître la pression qui y correspond. A droite du piston (fig.1) règne la pression p ; à gauche la contre-pression p_2 . L'effort agissant sur le piston et dû à la vapeur a pour valeur :

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \cdot (p - p_2)$$

A cause des phénomènes d'inertie, l'effort P transmis à la crosse est :

$$P = F - m \varphi .$$

(m étant la masse des pièces en mouvement alternatif et φ l'accélération du mouvement de translation). Connaissant m, et pouvant déterminer φ nous calculerons, finalement, P.

Les diagrammes des forces F, m φ et P sont tracés à la fig.3.

B.- CALCUL DE L'ACCELERATION.

Lorsque la manivelle décrit un angle α , la crosse se déplace de m en A (fig.1) en parcourant le chemin X.

$$X = m A = e M = M b + b c = r.(1 - \cos \alpha) + L.(1 - \cos \gamma)$$

Pour éliminer $\cos \gamma$, remarquons que

$$B b = r, \sin \alpha = L . \sin \gamma .$$

D'où :

$$\sin \gamma = \frac{r}{L} . \sin \alpha$$

or
$$\cos \gamma = \sqrt{1 - \sin^2 \gamma} = \sqrt{1 - \frac{r^2}{L^2} . \sin^2 \alpha}$$

En développant cette expression en série et en ne prenant que les deux premiers termes de celle-ci, on obtient :

$$\cos \gamma = 1 - \frac{1}{2} \frac{r^2}{L^2} . \sin^2 \alpha$$

D'où :

$$X = r (1 - \cos \alpha) + \frac{1}{2} \frac{r^2}{L^2} . \sin^2 \alpha .$$

La vitesse de la crosse est égale à $\frac{dX}{dt}$ et son accélération à $\frac{d^2X}{dt^2}$.

On trouve :

$$\varphi = \frac{V^2}{r} . (\cos \alpha + \frac{r}{L} . \cos 2 \alpha)$$

Si on néglige l'obliquité de la bielle (hypothèse d'une bielle infinie) :

$$\frac{r}{L} = \frac{r}{\infty} = 0$$

et

$$\varphi = \frac{V^2}{r} . \cos \alpha .$$

Si la bielle est de longueur finie, on obtient

pour $\alpha = 0^\circ$, $\varphi = \left(1 + \frac{r}{L}\right) \cdot \frac{V^2}{F}$.

pour $\alpha = 45^\circ$, $\varphi = 0,707 \frac{V^2}{F}$

pour $\alpha = 90^\circ$, $\varphi = -\frac{r}{L} \cdot \frac{V^2}{F}$

pour $\alpha = 135^\circ$, $\varphi = -0,707 \frac{V^2}{F}$

pour $\alpha = 180^\circ$, $\varphi = \frac{V^2}{F} \left(-1 + \frac{r}{L}\right) = -\left(1 - \frac{r}{L}\right) \cdot \frac{V^2}{F}$

C.- CALCUL DE LA FORCE MOTRICE EFFECTIVE.-

Nous pouvons dès lors, déterminer le diagramme de la force P agissant sur la crosse.

Cette force P se décompose en deux autres (fig.1) :

- 1) P_1 agissant suivant l'axe de la bielle
- 2) P_2 agissant normalement au patin de la crosse.

Le diagramme de P_2 nous permet de déterminer la pression moyenne agissant sur le patin.

La force P_1 se transmet à la bielle; mais la bielle est elle-même soumise à des forces d'inertie. Il en résulte que l'effort P transmis au bouton de la manivelle est différent de P_1 ; on admet que les deux tiers de la bielle participent au mouvement de translation simple de la crosse et que l'autre tiers participe au mouvement de rotation simple du bouton de manivelle.

Il convient donc de calculer la force P en remplaçant m par $\left(m_1 + \frac{2}{3} m_2\right)$ dans l'équation $P = F - m\varphi$, m_1 représentant la masse du piston, de la tige, de la crosse, m_2 celle de la bielle.

Dans un avant-projet on adoptera : $m_1 + \frac{2}{3} m_2 = \frac{K}{g} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}$

où D est le diamètre du piston exprimé en cm, et g le nombre 9,81.

Les valeurs de K seront :

Machine à vapeur ou à air comprimé	{	monocylindrique :	0,25
		compound jumelée :	{ H.P. 0,18 à 0,20
			{ B.P. 0,12
compound tandem :	{ 0,15		
D : \varnothing du cylindre B.P.			

$$\text{Machine à gaz} \left\{ \begin{array}{l} \text{simple effet} \left\{ \begin{array}{l} 0,25 \text{ à } 0,28 \text{ pour } \frac{C}{D} \leq 1,75 \\ 0,30 \text{ à } 0,33 \text{ pour } \frac{C}{D} \geq 2 \end{array} \right. \\ \text{double effet } 0,40 \text{ à } 0,50 \text{ pour } 1,5 < \frac{C}{D} < 1,75 \end{array} \right.$$

La force P_1 , agissant au bouton de manivelle, se décomposera en deux forces : l'une P_2 radiale, l'autre P_1' tangentielle; P_1' est la force motrice effective dont on peut tracer le diagramme polaire (fig.4), ou même rectangulaire (fig.5) les abscisses étant proportionnelles aux arcs $\alpha \cdot r$ décrits par le bouton de manivelle. La surface de ce diagramme représente le travail moteur pour un tour. L'ordonnée Q du rectangle équivalent, représente la résistance moyenne de la machine puisque, le régime étant établi, la résistance Q peut être considérée comme constante et que, par tour, il y a nécessairement égalité entre le travail moteur et le travail de la résistance Q .

Aux points I, II, III, IV, il y a équilibre entre la force motrice effective et la force résistante. Entre I et II la vitesse de la machine croît, la force motrice étant supérieure à la force résistante. v_1 et v_2 étant les vitesses du bouton en I et II, nous aurons v_2 plus grand que v_1 et d'autant plus différent de v_1 que la masse en rotation sera plus faible. On pourra déterminer les dimensions du volant pour que la différence $v_2 - v_1$ ne représente qu'une petite fraction de la vitesse moyenne, que l'on peut considérer comme approximativement égale à

$$\frac{v_2 + v_1}{2}$$

On désigne par \bar{k} et on appelle "coefficient de régularité", le rapport

$$\frac{\frac{1}{2} (v_2 + v_1)}{v_2 - v_1}$$

il varie entre 100 et 250.

La force P_1 n'est pas la seule qui agisse sur le bouton de la manivelle, il ne convient pas en effet d'ignorer l'existence de la force centrifuge qui s'exerce sur la bielle, dont le tiers est supposé participer au mouvement de rotation et il conviendra encore de tenir compte de la masse réduite m_3 de la T. de bielle, supposée concentrée au bouton de manivelle.

La force centrifuge totale F' s'exprimera comme suit :

$$F' = (m_3 + \frac{1}{3} m_2) \cdot \frac{V^2}{r}$$

D.- EFFORTS SUR LE PALIER.-

La résultante équivalente de F' et P'_1 est R' (fig.20).

Sans rien changer aux conditions de sollicitation des organes, nous pouvons appliquer en o (projection de l'axe de l'arbre de couche), deux forces égales et de signes contraires $+ R'$ et $- R'$ (parallèles à R'), et ce nouveau système de forces se ramène à : un couple $(+ R', - R')$ et une force $+ R'$ appliquée à l'arbre.

Cette force $+ R'$ se décompose en une horizontale X et en une verticale Y dont nous pouvons expliciter les expressions :

$$X = P'_1 - F' \cos \alpha = \frac{L \cdot D^2}{4} (p - p_2) - (m_1 + \frac{2}{3} m_2) \cdot \frac{V^2}{r} (\cos \alpha + \frac{r}{L} \cos 2\alpha) - (\frac{1}{3} m_2 + m_3) \cdot \frac{V^2}{r} \cos \alpha \quad (18)$$

$$Y = F' \sin \alpha = (\frac{1}{3} m_2 + m_3) \cdot \frac{V^2}{r} \sin \alpha \quad (19)$$

E.- EFFORTS SUR LA FONDATION.-

Considérons, à nouveau, la figure 20. L'effort appliqué au bâti de la machine, du côté du volant, est égal à X . A l'autre extrémité est appliquée la force F provenant de l'action de la vapeur agissant sur le fond du cylindre. F est opposé à X .

Désignons leur résultante par Q_2 .

$$Q_2 = F - X = (m_1 + \frac{2}{3} m_2) \cdot \frac{V^2}{r} (\cos \alpha + \frac{r}{L} \cos 2\alpha) + (\frac{1}{3} m_2 + m_3) \cdot \frac{V^2}{r} \cos \alpha$$

Le bâti tend à glisser sur sa fondation sous l'influence de cette force tandis que sous l'action de la composante $Y = (\frac{1}{3} m_2 + m_3) \cdot \frac{V^2}{r} \sin \alpha$, il tend à sautiller. De plus, comme la force Q est appliquée à une distance h de la fondation, il en résulte un couple qui tend à donner un mouvement de balancement au bâti.

Il importe de réduire l'importance des forces Q_2 et Y si l'on veut réduire au minimum les vibrations provoquées par les efforts alternatifs sur la fondation.

§ 3.- MOYENS DE REDUIRE LES EFFORTS SUR LA FONDATION.

A.- MACHINES MONOCYLINDRIQUES.-

1^{er} moyen.- Il consiste à réduire les masses des organes en mouvement alternatif, par l'emploi de matériaux de choix et la création de solides d'égale résistance (pour les bielles par ex.).

2^d moyen.- Sur le prolongement de la manivelle (fig.20 bis) on dispose un contre-poids C soumis à la force centrifuge F'' .

1^{ère} hypothèse.- On réalise pour le contre-poids une masse $(\frac{1}{3} m_2 + m_3)$ et $F'' = (\frac{1}{3} m_2 + m_3) \cdot \frac{V^2}{r}$.

Les forces horizontale et verticale sollicitant le bâti sont alors, respectivement :

$$F_H = F - X - F'' \cos \alpha = (m_1 + \frac{2}{3} m_2) \cdot \frac{V^2}{2} (\cos \alpha + \frac{r}{L} \cdot \cos 2\alpha)$$

$$F_V = Y - F'' \sin \alpha = 0$$

Le bâti ne tend plus à se soulever et la force agissant longitudinalement sur le bâti est réduite.

2^e hypothèse.- On réalise pour le contre-poids une masse $2 (\frac{1}{3} m_2 + m_3)$ et

$$F'' = 2 (\frac{1}{3} m_2 + m_3) \cdot \frac{V^2}{r}$$

Les forces horizontale et verticale sollicitant le bâti sont alors, respectivement :

$$F'_H = F - X - F'' \cos \alpha = (m_1 + \frac{2}{3} m_2) \cdot \frac{V^2}{r} (\cos \alpha + \frac{r}{L} \cos 2\alpha) - (\frac{1}{3} m_2 + m_3) \cdot \frac{V^2}{r} \cos \alpha < F_H$$

$$F'_V = Y - F'' \sin \alpha = - (\frac{1}{3} m_2 + m_3) \cdot \frac{V^2}{r} \sin \alpha = - F_V$$

La force horizontale est encore réduite. La force verticale n'a fait que changer de sens.

B.- MACHINES POLYCYLINDRIQUES.-

a) Machines à 2 cylindres.- On peut grouper les machines de façon à réduire les efforts sur la fondation.

1) Considérons une machine compound-jumelée dont les manivelles sont décalées à 180° (fig.9). Quels sont les effets d'inertie sur un tel système? (nous supposons le cas d'un bâti unique).

En admettant, en 1^{re} approximation, l'identité des pièces en mouvement pour les deux cylindres, il vient :

$$F_H'' = \Sigma Q_2 = 2 \cdot \left(m_1 + \frac{2}{3} m_2\right) \cdot \frac{V^2}{L} \cdot \cos 2\alpha$$

$$F_V'' = \Sigma Y = 0$$

En plus de l'effort F_H'' , il y aura aussi à considérer, les couples :

$$F_H'' \cdot l \quad \text{et} \quad Y \cdot l$$

dont les bras l sont chacun égal à l'écartement des axes des deux cylindres.

2) Les cylindres sont opposés. - (Ce groupement est employé pour les moteurs à gaz) figure 21. Dans ce groupement l'équilibre est complet. On a :

$$\Sigma Q_2 = 0$$

$$\Sigma Y = 0$$

Il reste les couples $Q \cdot l$ et $Y \cdot l$ qui sont relativement faibles.

3) Les pistons, orientés en sens inverse, fonctionnent dans un même cylindre (fig. 22). Ce cylindre est ouvert à ses deux extrémités. Les pistons transmettent leurs efforts aux bielles par l'intermédiaire de tringles. Lors de l'explosion, un piston est projeté vers l'avant, l'autre vers l'arrière. En choisissant judicieusement les masses des tringles, des bielles, des boutons de manivelles on arrive à :

$$\Sigma Q_2 = 0 ,$$

$$\Sigma Y = 0 ,$$

$$\Sigma Q_2 \cdot l = 0 ,$$

et

$$\Sigma Y \cdot l = 0 .$$

L'équilibre est parfait. Ce groupement est employé pour les moteurs marins verticaux.

b) Machines à 3 cylindres. - Les trois manivelles sont décalées à 120° (fig. 23). Si nous supposons, en 1^{re} approximation, l'identité des pièces en mouvement alternatif pour les trois cylindres, nous obtenons :

$$\Sigma Q_2 = 0$$

$$\Sigma Y = 0$$

et il reste les couples $\Sigma Q_2 \cdot l$ et $\Sigma Y \cdot l$

c) Machines à quatre cylindres.-

1^{er} groupement : On a deux machines jumelées, symétriques par rapport au plan médian fig.24. On a :

$$\sum_H F_H'' = \sum Y = 0$$

et

$$\sum_V F_V'' = \sum Q_2 = 4 \left(m_1 + \frac{2m_2}{3} \right) \cdot \frac{V^2}{L} \cdot \cos 2\alpha$$

Les couples s'équilibrent.

2^d groupement.- Groupement de Schlik. fig.25

Les manivelles 1, 2, 3 et 4 sont respectivement calées à 35°, 68°, 180° et 270° de la demi-horizontale gauche, en avant; c'est-à-dire dans le sens du mouvement.

Si les masses relatives aux manivelles 2, 3 et 4 sont telles que, celles relatives à la manivelle 1 étant prise comme unité, on ait :

$$\frac{m_2}{m_1} = 1,17 ; \quad \frac{m_3}{m_1} = 1,26 \text{ et } \frac{m_4}{m_1} = 1,64$$

Il se déduit des calculs développés :

$$\begin{aligned} \sum Y &= 0 \\ \sum Q_2 &= 0 \\ \sum Q_2 \cdot l &= 0 \\ \sum Y \cdot l &= 0 \end{aligned}$$

L'équilibrage est donc parfait.

d) Machines à six cylindres.-

On dispose les cylindres d'une façon symétrique par rapport au plan médian et l'on obtient :

$$\begin{aligned} \sum Q_2 &= 0 \\ \sum Y &= 0 \\ \sum Q \cdot l &= 0 \\ \sum Y \cdot l &= 0 \end{aligned}$$

*

*

*

relativement grande pour augmenter la surface de contact entre le piston et la paroi du cylindre et réduire ainsi l'usure de ces organes.

b) Pistons en acier.-

Dans les machines marines et dans les locomotives, on utilise, en vue de réduire le poids des pièces en mouvement alternatif, le piston à simple paroi conique (fig.4) ou à simple paroi plane (fig.5).

La forme conique est appropriée aux machines verticales, le drainage de l'eau condensée sur les parois étant mieux assuré, vu que le fond inférieur du cylindre épouse la forme du piston.

c) Assemblage de la tige au piston.-

En ce qui concerne l'assemblage de la tige au piston, on peut distinguer l'emmanchement cylindrique inamovible (fig.1) ou amovible (fig.2) de l'emmanchement conique (fig.5), utilisé lorsqu'on doit prévoir des démontages fréquents.

Dans le type de la fig.1, la tige est introduite à la presse dans l'alésage du piston, de façon que le serrage soit suffisant pour développer des efforts de frottement capables d'équilibrer l'effort appliqué. L'extrémité est ensuite refoulée.

Dans le type de la fig.2, l'effort, lorsque la tige travaille par compression, est transmis à cette dernière par une rondelle conique en acier, s'appuyant sur une surface annulaire, résultant de la différence entre le diamètre de la tige proprement dite et le diamètre de sa partie emmanchée. Cette disposition est utilisée lorsque, pour les raisons de démontage, (cas d'une machine tandem, fig.3), on ne peut tolérer aucun renflement de la tige.

Lorsque les nécessités de démontage n'imposent pas cette solution, on prévoit un épaulement sur la tige, ainsi que cela est réalisé pour le piston B.P. de la fig.3, ou un renflement conique, comme sur le piston de la locomotive (fig.5).

L'écrasement utilisé pour réaliser l'assemblage amovible doit toujours être muni d'un dispositif de sécurité: goupille ou clavette fondue (fig.5).

d) Piston pour machines à simple effet.-

Dans les pistons pour machine à simple effet (fig.7), il n'y a qu'une voile. Il constitue la paroi fond de piston. Des nervures le relient à la couronne qui, très allongée, est munie de douilles permettant la fixa-

tion du pivot du pied de la bielle. Lorsqu'il s'agit de pistons pour moteur à gaz, le nombre de cercles d'étanchéité passe à 6 et plus, en raison des fortes pressions réalisées au moment de l'explosion. La longueur de la couronne est dictée par la nécessité de réduire, à une faible pression spécifique, l'action de la composante P_2 résultant de l'obliquité de la bielle (voir plus loin).

e) Pistons spéciaux.-

1) Pour moteurs à gaz à double effet.- Nous considérerons comme pistons spéciaux, les pistons des moteurs à gaz à double effet, vu qu'ils demandent une construction spécialement étudiée, en vue de permettre de créer à l'intérieur une circulation d'eau.

La fig. 8 donne les détails de construction d'un type de ce genre de piston. On voit sur ce plan les ouvertures faisant communiquer la tige avec l'intérieur du piston, ouvertures orientées de manière à permettre le forage du moyeu.

Il convient de remarquer le joint en plomb, pressé par une bague en bronze, et qui empêche toute fuite d'eau le long de la tige.

Cette bague fileté, complètement noyée et serrée au moyen d'une clef spéciale, est immobilisée par une vis dont l'axe coïncide avec une génératrice de contact. Des bouchons en fonte, d'assez grandes dimensions, permettent l'enlèvement des noyaux et, éventuellement, le nettoyage des parois intérieures.

2) Pour machines hydrauliques.- Parmi les pistons spéciaux, nous décrivons encore le piston pour machines hydrauliques. L'emploi de cercles élastiques n'est, dans leur cas, généralement pas possible, en raison des corps étrangers que les liquides peuvent tenir en suspension et du danger qu'il y aurait, alors, de rayer le cylindre.

Lorsque les différences de pression sont faibles, on peut se contenter de rainures pratiquées dans la couronne. Le fluide, en passant d'une rainure à l'autre, se détend et arrive à la dernière avec une suppression très faible.

Dans les pompes à air, où la différence de pression est faible, on utilise quelquefois une garniture en bois, constituée par la juxtaposition de languettes serrées sur bout entre les deux couvercles formant le piston lui-même.

Lorsque la différence de pression est élevée, on emploie une garniture de cuir embouti comme l'indique le dessin de la fig.39, pl.9. L'eau, en pénétrant entre la couronne du piston et le cuir, provoque un contact intime entre celui-ci et la surface du cylindre assurant, ainsi, l'étanchéité du joint.

Remarque.- Dans les machines hydrauliques, on utilise fréquemment le piston plongeur constitué par un cylindre de diamètre D , fonctionnant comme piston à simple effet, mais n'ayant aucun contact avec la paroi du cylindre; l'étanchéité est alors assurée par un bourrage extérieur très accessible.

2.- CERCLES D'ETANCHEITE.

Dans les machines à vapeur, à air, à gaz, à forte pression, l'étanchéité est assurée par la présence de cercles élastiques, pressant sur la paroi du cylindre. On peut tenter un calcul des dimensions à donner à ces cercles pour réaliser une pression imposée et régulière sur la paroi cylindrique. On est conduit par les formules ainsi déduites à donner aux cercles une épaisseur variable.

Généralement, on se contente pourtant de les réaliser à épaisseur constante.

On tourne une volée en fonte d'épaisseur e , et de diamètre d_1 , déduit de la relation : $\pi d_1 = \pi d + 0,1 d$ ou $d_1 = 1,032 d$.

Ce cylindre est ensuite découpé en tranches, de manière à obtenir des cercles de hauteur h (fig.31, pl.7). Chaque cercle est alors rainé comme indiqué soit à la fig.30, soit à la fig.31 de la même planche, sur une largeur a .

On rapproche ensuite les deux extrémités du cercle comme l'indique les croquis inférieurs des fig.30 et 31 et on le tourne alors au diamètre d du cylindre.

Les proportions admises sont fournies par les formules suivantes :

$$\begin{cases} \text{épaisseur } e = 0,3\sqrt{D} + 2 \text{ à } 5 \text{ mm.} \\ \text{hauteur } h = 1 \text{ à } 2 e. \end{cases}$$

fournies par l'expérience.

La profondeur de la rainure dans laquelle est logé le cercle, sera un peu supérieure à l'épaisseur de ce cercle.

Lorsque la différence de pression est élevée, on emploie une garniture de cuir embouti comme l'indique le dessin de la fig.39, pl.9. L'eau, en pénétrant entre la couronne du piston et le cuir, provoque un contact intime entre celui-ci et la surface du cylindre assurant, ainsi, l'étanchéité du joint.

Remarque.- Dans les machines hydrauliques, on utilise fréquemment le piston plongeur constitué par un cylindre de diamètre D , fonctionnant comme piston à simple effet, mais n'ayant aucun contact avec la paroi du cylindre; l'étanchéité est alors assurée par un bourrage extérieur très accessible.

2.- CERCLES D'ETANCHEITE.

Dans les machines à vapeur, à air, à gaz, à forte pression, l'étanchéité est assurée par la présence de cercles élastiques, pressant sur la paroi du cylindre. On peut tenter un calcul des dimensions à donner à ces cercles pour réaliser une pression imposée et régulière sur la paroi cylindrique. On est conduit par les formules ainsi déduites à donner aux cercles une épaisseur variable.

Généralement, on se contente pourtant de les réaliser à épaisseur constante.

On tourne une volée en fonte d'épaisseur c , et de diamètre d_1 , déduit de la relation : $\pi d_1 = \pi d + 0,1 d$ ou $d_1 = 1,032 d$.

Ce cylindre est ensuite découpé en tranches, de manière à obtenir des cercles de hauteur h (fig.31, pl.7). Chaque cercle est alors rainé comme indiqué soit à la fig.30, soit à la fig.31 de la même planche, sur une largeur a .

On rapproche ensuite les deux extrémités du cercle comme l'indique les croquis inférieurs des fig.30 et 31 et on le tourne alors au diamètre d du cylindre.

Les proportions admises sont fournies par les formules suivantes :

$$\begin{cases} \text{épaisseur } c = 0,6\sqrt{D} + 2 \text{ à } 5 \text{ mm.} \\ \text{hauteur } h = 1 \text{ à } 2 c. \end{cases}$$

fournies par l'expérience.

La profondeur de la rainure dans laquelle est logé le cercle, sera un peu supérieure à l'épaisseur de ce cercle.

En ce qui concerne le nombre de cerceles, on peut constater que, dans les machines à vapeur, on emploie, généralement, trois cerceles pour le cylindre à haute pression, et deux ou trois pour le cylindre à basse pression. Pour le cas des moteurs à gaz, on utilise 5 ou 6 cerceles.

Les fentes des cerceles d'étanchéité ne doivent pas être placées sur une même génératrice et il convient donc d'empêcher leur rotation. Dans ce but, parfois, on fait un embrèvement oblique dans le cercele qui se ferme sur une barrette chassée dans une rainure du piston (fig. 32, croquis b).

En construction automobile (fig. 32), le cercele, souvent, est coupé en biseau et une goupille g en empêche la rotation.

Le troisième croquis de la fig. 32 montre l'emploi d'une goupille avec un cercele ordinaire.

La disposition indiquée à la figure 33 permet d'éviter l'emploi d'une goupille de petite dimension.

3.- CALCUL DES PISTONS.

1.- Assemblage du piston à la tige. - (planches 7 et 21).

A la mise en marche, l'effort maximum que supporte la tige du piston est égale à :

$$P = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot (p - p_2)$$

Désignons par d le diamètre (en mm.) de la tige du piston et par R la charge unitaire admissible

$$\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot R = P$$

Choix de la charge R. -

Désignons par R_0 la charge unitaire de l'acier utilisé. Le corps de la tige étant soumis à des efforts alternatifs de traction et de compression, nous devons tenir compte d'une charge de rupture réduite :

$$R'_0 = \frac{R_0}{3} \quad \text{kg/mm}^2$$

et en désignant par K le coefficient de sécurité adopté, nous obtenons comme charge unitaire admissible :

$$R'_0 = \frac{1}{3} \cdot \frac{R_0}{K} \quad \text{kg/mm}^2$$

Si $R_0 = 45 \text{ kg/mm}^2$ et $K = 6$ (relativement grand pour parer au flambement - calcul à faire à ce point de vue - et tenir compte des phénomènes de résonnance qui pourraient s'amorcer), il vient :

$$R = 2,5 \text{ kg/mm}^2$$

La partie filetée de la tige n'est soumise qu'à des efforts de traction.

Et
$$R_0' = \frac{2}{3} R_0$$

d'où
$$R = \frac{2}{3} \cdot 45 \cdot \frac{1}{6} = 5 \text{ kg/mm}^2$$

Désignant par d_1 le diamètre à fond de filet, nous écrirons :

$$\frac{\pi d_1^2}{4} \cdot 5 = P$$

d'où d_1 et, ensuite, le diamètre extérieur du filet.

2.- Calcul du piston proprement dit.

a) Piston à simple paroi. - Le calcul, basé sur les seules hypothèses de la résistance des matériaux, est possible, mais complexe (*).

Voici le principe de la méthode adoptée :

Le piston étant supposé soumis à une pression uniforme p_1 , isolons par la pensée un secteur élémentaire d'angle au centre dw .

Pour ne rien changer aux conditions d'équilibre, nous devons remplacer les tensions moléculaires provenant des liaisons latérales par des forces extérieures que l'on peut évaluer en remarquant qu'un secteur tel que $a b c d$ est venu, après déformation, en $a'b'c'd'$ et qu'ainsi, un élément, distant de z , de la fibre moyenne qui faisait partie d'une couronne de rayon x et d'épaisseur dz s'est allongée et possède un rayon $(x + \Delta x)$. Les tensions tangentielles t (projection horizontale) résultant de cet allongement circonférentiel que l'on peut évaluer, admettent une résultante radiale t' , dirigée vers le centre O pour un élément situé au-dessus de la fibre moyenne, dirigée en sens inverse pour un élément situé en-dessous.

Ces tensions appliquées à deux éléments symétriques créent un couple élémentaire qui, pour l'ensemble, fournit un moment M_2 à déduire du mo-

(*) Théorie de la résistance des pistons, par Ch. Hanocq - Mémoires du Congrès International de Mécanique de Liège en 1905.

ment M_1 des forces extérieures dû à la pression p :

$$M_1 = \iint_R x \cdot dw \cdot dx \cdot (p_0 - p_2) (x - x')$$

En désignant par M le moment résultant

$$M = M_1 - M_2,$$

on pourra faire application de l'équation de l'élastique due à la flexion :

$$M = M_1 - M_2 = \frac{EI_{xy}}{\rho} = EI_{xy} \frac{d^2y}{dx^2}, \text{ on adoptant pour le rayon de courbure la formule approchée : } \frac{1}{\rho} = \frac{d^2y}{dx^2}.$$

Cette équation du quatrième ordre lorsqu'on différentie les deux membres pour faire disparaître les signes \int , peut être ramenée à une équation du second ordre moyennant une approximation que les calculs ultérieurs font apparaître comme légitime.

La détermination des deux constantes peut se faire en exprimant :

- 1) que la tangente à la fibre moyenne est horizontale à la distance r_1 de l'axe, r_1 désignant le rayon moyen du moyeu.
- 2) que le coefficient angulaire de la tangente à l'extrémité de la fibre moyenne est égal à la tangente de l'angle de la couronne déformée, avec la verticale, supposant implicitement que la couronne reste perpendiculaire à la fibre moyenne avant et après la déformation.

On déduit des calculs : $T = p \left(\frac{R}{h}\right)^2 k_1,$

$$t = p \left(\frac{R}{h}\right)^2 k_2,$$

formules dans lesquelles :

T désigne la tension maximum de flexion dans une section quelconque;

t la tension annulaire correspondante;

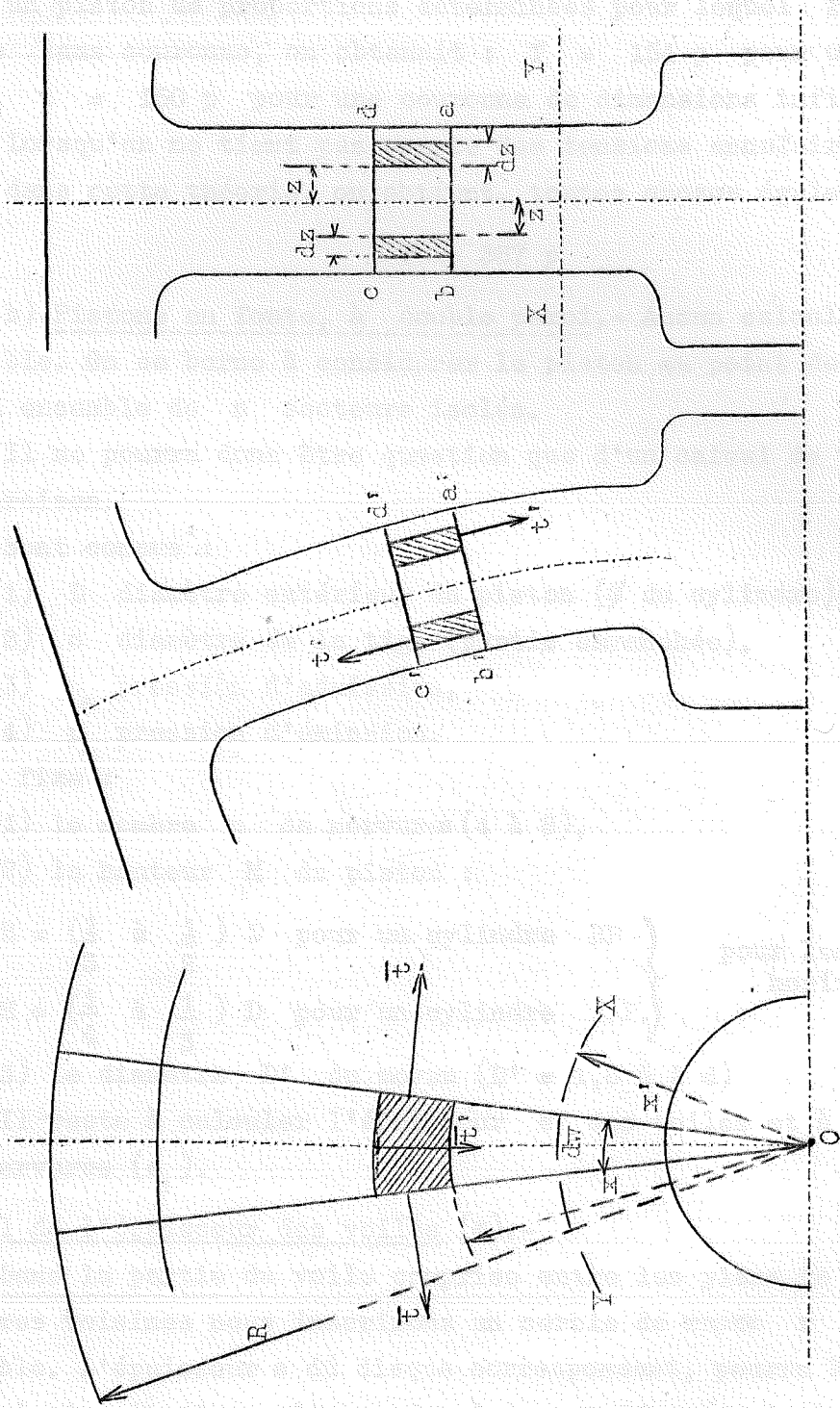
h l'épaisseur du piston, supposée uniforme;

p la pression effective;

k_1 et k_2 deux constantes

ce qui conduit aux conclusions suivantes :

- 1) pour une même pression, tous les pistons géométriquement semblables ont le même coefficient de sécurité.
- 2) l'épaisseur du disque doit varier comme \sqrt{p} dans le cas où l'on compare des pistons soumis à des pressions différentes.



T est maximum à l'encastrement et t est toujours plus petit que T .
 On peut admettre $T =$ de 9 à 10 kg/mm^2 pour de l'acier coulé, à 50 kg/mm^2 .
 Pour donner une idée de l'influence de la couronne, nous indiquerons que pour un piston de proportions déterminées pour lequel T était égal à 208 p sans couronne, on obtenait : $T = 154 p$ pour une couronne normale, $t = 150 p$ pour une couronne de dimensions infinies.

Lorsqu'on ne tient pas compte des tensions annulaires mises en relief dans cette théorie, on obtient, toutes choses égales :

$$T = 387 p$$

b) Pistons en fonte, à double paroi, - Aucun calcul rigoureux n'est possible. On se borne à considérer le piston au point de vue calcul, comme un ensemble de n secteurs isolés.

Il ne pourra donc être question que d'un calcul de vérification par comparaison.

Sont connus :

- 1) D diamètre extérieur du piston (\varnothing du cylindre),
- 2) c diamètre de la tige (partie emmanchée),
- 3) p_a pression d'admission,
- 4) p_c pression d'émission.

On se fixe :

- 1) le nombre n de nervures (4 à 8),
- 2) la hauteur H du piston :

$$\left. \begin{array}{l} H = \left(\frac{1}{3} \text{ à } \frac{1}{2} \right) D \text{ pour un cylindre HP} \\ H = \left(\frac{1}{4} \text{ à } \frac{1}{3} \right) D \text{ pour un cylindre B.P.} \end{array} \right\} \text{ pour les machines horizontales}$$

- 3) le diamètre D' du moyeu ($D' = 1,8 \text{ à } 2 d$)

Il reste à calculer l'épaisseur e des voiles et à vérifier celle des nervures (e_1).

Calcul de l'épaisseur des voiles (*), -

Dans la partie du voile comprise entre les plans de symétrie de deux nervures voisines nous inscrirons un cercle de rayon r aussi grand que possible. L'épaisseur e du disque correspondant, pourra être calculée comme s'il s'agissait d'une plaque circulaire, uniformément chargée, encastree au pourtour, en appliquant la relation de Keelhoof :

$$100 R = 0,68 \cdot \frac{r^2}{e^2} \cdot p$$

(*) Problèmes de Résistance des Matériaux appliquée au calcul des éléments de Machine, par All. Schlag et Cyp. Demars. - 1933. Editeur : G. Thône à Liège.

dans laquelle R est la charge unitaire admise (2 kg/mm^2 pour la fonte),
et p la pression (kg/cm^2)

Vérification de l'épaisseur des nervures.

On se fixe une épaisseur e_1 , et il s'agit de la vérifier.

Le piston est considéré comme constitué de n secteurs ayant chacun, comme plan bissecteur, le plan de symétrie d'une nervure (cf. fig. 28, planche 7).

La portion de couronne de largeur : $\frac{D}{2} - \frac{D'}{2}$ peut être considérée comme encastrée le long de l'arc de diamètre D' .

L'effort résultant lui appliqué (dû à la pression) est

$$Q = \frac{\pi (D^2 - D'^2)}{4 \cdot n} \cdot (p_a - p_e)$$

il est appliqué au centre de gravité de la portion de couronne envisagée, soit à une distance l du moyeu.

Le moment de flexion dans la section d'encastrement est donc :

$$Q \cdot l = M_f$$

Le module de flexion de cette même section est (cf. fig. 28, planche 7) :

$$\frac{I}{v} = \frac{l' \cdot H^3 - (l' - e_1) \cdot (H - 2e)^3}{6 \cdot H}$$

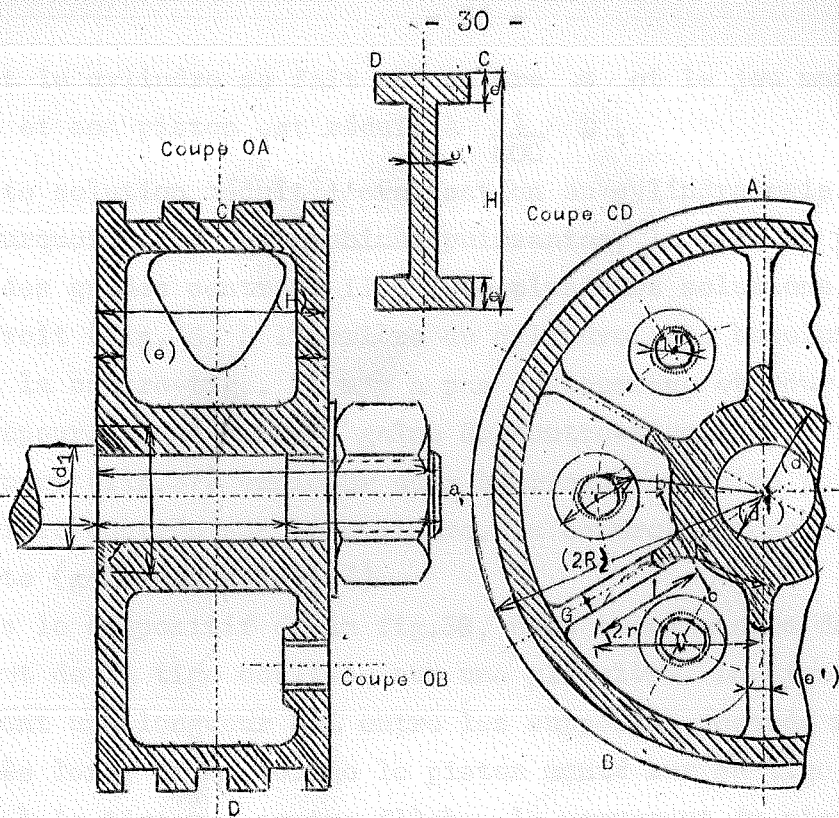
La formule d'équarrissage à la flexion

$$\frac{M_f}{R_f} = \frac{I}{v}$$

vu que e_1 a été choisi, pour permettre de calculer le R_f correspondant.

On pourra admettre

$$R_f = 1,5 \text{ à } 2 \text{ kg/mm}^2$$



Cette méthode est donc surtout un moyen de comparaison, permettant de passer d'un piston qui a fait ses preuves, à un piston de dimensions plus grandes ou plus petites, dans certaines limites naturellement, car les tensions trouvées ne doivent être regardées que comme des tensions fictives qui peuvent s'écarter notablement des tensions réelles.

Remarque. - Moyens de réduire l'ovalisation du cylindre sous le poids du piston. On est généralement réduit avec les machines un peu puissantes, à faire supporter le piston par la tige, de façon à réduire l'usure du cylindre. Faute d'adopter cette solution, on prend la précaution suivante en ce qui concerne le tournage du piston. Comme on ne peut, par suite des dilatations inégales du cylindre et du piston, tourner celui-ci au diamètre du cylindre, on adopte pour diamètre du piston, le diamètre du cylindre diminué de 1 m/m. au plus.

Pour que la surface en contact ne soit pas ainsi réduite, théoriquement, à une génératrice, on procède comme suit : après avoir tourné le piston au diamètre du cylindre, on le décentre d'une longueur égale à

$\frac{D}{600}$ et on le tourne à nouveau au diamètre du cylindre.

On enlève ainsi la partie hachée (fig. 35, pl. 8). Le contact entre le

piston et le cylindre se fait sur un arc α et le jeu maximum entre le cylindre et son piston est réduit à $\frac{1}{600} D$.

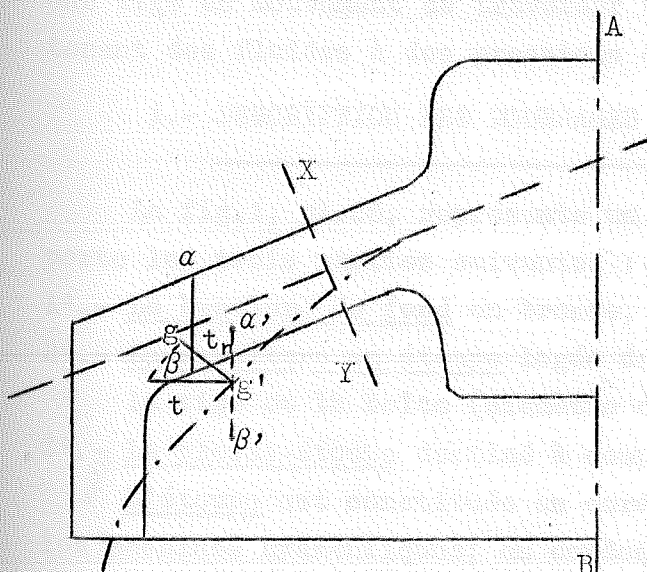
Cette solution réduit l'ovalisation du cylindre mais ne l'annule pas. C'est pourquoi, dans les machines puissantes, la tige du piston est supportée sur des guides centrés. Il existe plusieurs solutions.

On voit (fig.36) à l'arrière du cylindre, une buselure tournée au diamètre de la contre-tige. Il n'y a pas de bourrage et pour éviter les fuites de vapeur, on ménage une gaine de contre-tige.

On peut (fig.37) employer deux bourrages et faire porter la tige par une buselure centrée sur le cylindre. La contre-tige se meut dans une gaine ouverte (gaine de sécurité).

Dans le dispositif de la fig.38, nous avons encore deux bourrages mais le support de la tige coulisse sur une glissière. La tige qui présente constamment une longueur $2 L$ entre les supports, possède une flèche constante. Dès lors, si on tourne le piston monté sur sa tige ou, encore, si on donne à la tige une contre-flèche, le mouvement du piston sera parfaitement rectiligne. Il n'y a plus, dès lors, d'usure dans les bourrages et l'ovalisation du cylindre est évitée. C'est la solution adoptée exclusivement dans les moteurs à gaz à double effet.

c) Pistons coniques, - Considérons un secteur élémentaire; comme dans le cas d'un piston plan, il est soumis à l'action de la pression ainsi qu'à des tensions annulaires créées par la déformation due à la flexion.



Dans ce cas, toutefois, la déformation du piston provoque d'autres réactions moléculaires.

C'est ainsi qu'une section telle que $\alpha \beta$ est amenée en $\alpha' \beta'$, son centre de gravité g se rapprochant de l'axe AB du piston.

Il en résulte un système de tensions annulaires de compression, admettant une résultante radiale t dont la composante t_n , normale à la fibre moyenne, équilibre une frac-

tion de la pression appliquée en ce point.

L'équation de l'élastique devient dans ce cas : $M_1 - M_2 - M_3 = \frac{EI_{xy}}{\rho}$,
 M_3 étant le moment, par rapport à l'axe neutre de la section XY, des
composantes normales t_n des tensions t .

La nouvelle équation différentielle ne trouve pas de solution dans
l'état actuel des connaissances mathématiques.

Elle fait ressortir néanmoins qu'un piston conique est capable de
mieux résister qu'un piston plan de même diamètre et de même épaisseur.
Du reste, soumis à des pressions anormales très élevées, un piston plan
se déforme et tend à résister comme un piston conique. C'est ce qui ex-
plique les grands coefficients de sécurité trouvés pour les pistons plans
lorsqu'on applique la méthode expérimentale et qu'on pousse l'essai jus-
qu'à la rupture. Les coefficients de sécurité que l'on déduit de telles
expériences sont évidemment fictifs.

*

*

*

CHAPITRE III

ETUDE DE LA BOITE A BOURRAGE

La boîte à bourrage constitue l'organe d'étanchéité, permettant à
une tige en mouvement de traverser une paroi séparant deux espaces con-
tenant des fluides à des pressions différentes.

1.- DESCRIPTION DES BOURRAGES ORDINAIRES (BOURRAGES A CORDES).

La fig.1, pl.25, représente un bourrage ordinaire. Ce bourrage com-
porte les trois parties suivantes :

- 1°.- La buselure de fond en bronze,
- 2°.- La garniture en étoupe logée dans l'espace annulaire compris entre
la tige et la boîte (diamètre d' et longueur l);
- 3°.- Le presse-étoupe destiné à comprimer la garniture dans cet espace.

L'étoupe est constituée en cordes de chanvre ou de coton suiffé pour
les machines hydrauliques; en cordes d'amiante enduites de plombagine
pour la vapeur; en cordes de fils métalliques d'un alliage spécial pour

la vapeur surchauffée.

La forme du presse-étoupe varie suivant les dimensions du bourrage et suivant qu'il s'agit d'une machine horizontale ou verticale. Dans les machines verticales, on donne au presse-étoupe, pour assurer le graissage de la tige, la forme d'un godet dans lequel on peut amener l'huile par gouttes (fig.41, pl.9).

Dans le cas de tiges de gros diamètre, la manoeuvre du presse-étoupe est obtenue par l'action de deux boulons disposés à 180° ou de plusieurs boulons répartis uniformément sur le pourtour du collet de cette pièce.

Dans les machines marines, ce système est souvent pourvu d'un dispositif permettant de serrer simultanément tous les écrous du presse-étoupe. Pour les tiges de petit diamètre, il est commode d'employer un presse-étoupe fileté qui assure un serrage absolument régulier : on évite ainsi tout coincement du presse-étoupe sur la tige.

Toutefois, pour éviter de détériorer rapidement le filet, on ne l'exécute pas dans la fonte du cylindre, mais bien sur une pièce rapportée dans le fond et maintenue par un écrou x (fig.41, planche 9) ou sur une buselure b_1 (fig.43, même planche), posée à chaud sur une saillie du fond et maintenue par un ergot.

Les proportions généralement adoptées pour les bourrages simples sont les suivantes (fig.1, planche 25) $d' = 1,4 d + 10 \text{ mm.}$

$$l = d + 40 \text{ à } 50 \text{ mm.}$$

2.- BOURRAGES SPECIAUX (BOURRAGES METALLIQUES).

On évite aujourd'hui, dans les machines à vapeur, l'emploi de bourrages avec garniture en cordes qui demandent un entretien coûteux.

a) Bourrages à bagues rigides. - Dans les machines à vapeur saturée, on remplace l'étoupe par des anneaux en métal blanc (fig.2, pl.25) alternant avec des anneaux en bronze. Il n'y a plus ici de buselure de fond. Les anneaux de métal blanc, réalisés en trois pièces pour faciliter leur mise en place et leur remplacement sans démontage, sont seuls en contact avec la tige. Un bourrage supplémentaire en coton suiffé assure, à la fois, l'étanchéité parfaite du bourrage et le graissage régulier et sans perte d'huile, de la tige.

b) Bourrages à bagues flottantes. - Pour les machines à vapeur surchauffée, il faut, dans le but d'augmenter la sécurité de la marche, donner une

grande liberté à la tige. On utilise le bourrage représenté à la fig.3, pl.25, constitué par une série d'anneaux en fonte entre lesquels viennent se placer des groupes de trois bagues ouvertes, fabriquées de la même manière que les cercles d'étanchéité des pistons. La bague extérieure est en acier; elle est alésée à un diamètre plus petit que le diamètre extérieur des deux bagues qui sont en contact avec la tige. La bague extérieure presse donc les deux autres dont l'alésage est exactement égal au diamètre de la tige.

Les bagues sont fendues obliquement (fig.3, pl.25) pour assurer une usure régulière sur le pourtour de la tige. Pour masquer les solutions de continuité, les joints des trois bagues sont décalés de 120° . Afin d'assurer une bonne étanchéité, les anneaux sont placés à frottement doux dans la partie fixe du cylindre et rodés l'un sur l'autre avant leur introduction. Les bagues en contact avec la tige sont en bronze ou en fonte.

Dans le bourrage (fig.4, pl.25), les bagues sont en fonte et en une pièce, non fendues, placées à frottement doux sur l'arbre. L'étanchéité n'est obtenue que par une exécution parfaite. La légère fuite qui subsiste malgré tout, est évacuée par un tuyau dont l'extrémité fileté vient s'appliquer à la partie inférieure du couvercle extérieur.

La fig.5, pl.26 représente un bourrage pour locomotive. La liberté du bourrage n'est pas seulement assurée dans le sens vertical mais la boîte à bourrage est conçue de façon à pouvoir osciller autour du centre du cercle marqué en trait mixte, qui limite, en projection, les surfaces sphériques de contact de la boîte avec la buselure de fond et le couvercle extérieur.

La fig.6, pl.26 nous donne le schéma d'une boîte à bourrage pour moteur à gaz (type Cockerill). Les trois bagues des types à bagues élastiques précédemment décrits sont remplacées par une bague tournée à un diamètre plus petit que celui de la tige. Pour éviter toute solution de continuité, on utilise un sabot qui cache le joint de la bague. Ce sabot représenté à droite et en bas de la fig.6, est prolongé extérieurement au diamètre de la bague, de façon que la saillie, logée dans une rainure pratiquée dans les anneaux fixes, empêche la rotation des bagues. Il y a un presse-étoupe supplémentaire avec garniture en plomb, pour empêcher toute fuite par la périphérie des anneaux fixes.

La fig.42 représente un bourrage pour machine hydraulique. La gar-

niture assurant l'étanchéité est constituée de deux anneaux, en cuir embouti, orientés en sens inverse.

Dans les machines à vapeur à commande par dé clic, il convient de réduire au minimum les frottements de la tige de commande et de lui donner le maximum de liberté. La fig.43 montre un type de boîte à bourrage utilisé dans ce cas. La tige se déplace dans une longue buselure b , présentant une saillie circulaire d à environ un tiers de sa longueur. Cette saillie repose sur une bague évidée sur laquelle agissent des ressorts r également répartis sur la circonférence. Ces ressorts poussent cette saillie contre une bague dont la face supérieure est un anneau sphérique. Cette bague est logée dans une calotte sphérique, de même diamètre de sphère que l'anneau, creusée dans le couvercle e , qui se visse sur la buselure b_1 . La buselure, ou mieux, pour la facilité d'exécution, la tige, est garnie de rainures.

* * *

CHAPITRE IV

ETUDE DE LA CROSSE ET DU GUIDE

Il faut se préoccuper d'assurer à la tige du piston un mouvement rigoureusement rectiligne. On y arrive par l'emploi d'une "crosse", coulisant entre deux guides.

Considérons le schéma de la machine à piston, fig.1, pl.1.

L'effort P agissant sur la tige du piston se décompose en deux forces P_1 et P_2 :

$$P_2 = P \cdot \text{tg } \gamma = \frac{P \sin \gamma}{\cos \gamma}$$

$$bB = AB \cdot \sin \gamma = BO \cdot \sin \alpha,$$

ou $L \cdot \sin \gamma = r \cdot \sin \alpha$

d'où $\sin \gamma = \frac{r}{L} \cdot \sin \alpha$

et $\cos \gamma = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L} \cdot \sin \alpha\right)^2}$

Soit $P_2 = \frac{P \cdot \frac{r}{L} \sin \alpha}{\sqrt{1 - \left(\frac{r}{L} \cdot \sin \alpha\right)^2}} = P \cdot \frac{r}{L} \cdot \sin \alpha,$

en négligeant $(\frac{r}{L} \cdot \sin \alpha)^2$.

Le maximum de P_2 est atteint pour $\alpha = 90^\circ$ et vaut $P \cdot \frac{r}{L}$.

P_2 conserve le même signe pour une rotation complète de la manivelle; elle est dirigée vers le bas lorsque le sens de la rotation est le sens trigonométrique pour un observateur placé devant la manivelle et ayant le cylindre à sa droite. A fond de course, toutefois, à cause de la compression, la composante verticale P_2 de P peut-être dirigée vers le haut.

Quand il s'agit de machines à changement du sens de marche, P_2 est dirigé tantôt vers le haut, tantôt vers le bas.

Il faudra prévoir, et ce, dans tous les cas, un dispositif capable d'empêcher tout déplacement de la crosse, autre que la translation rectiligne parallèle à l'axe du cylindre; en agissant de la sorte, on ne fera, du reste, que se conformer au principe général de construction énoncé au début de ce cours.

Une telle liaison peut être réalisée de deux manières :

- 1°.- par une crosse à deux patins, guidée par une double glissière;
- 2°.- par une crosse à patin unique, guidée par glissière et contre-glissière.

1.- DESCRIPTION DES PRINCIPAUX TYPES.

Classification des crosses. - On peut classer les crosses d'après les machines auxquelles elles sont destinées en

- { crosses pour machines fixes,
- { crosses pour machines marines et
- { crosses pour locomotives.

a) Crosses pour machines fixes.

Dans ces machines, la question de poids est d'importance secondaire. On recherche avant tout la simplicité de forme et les facilités d'usinage et de montage. C'est pourquoi l'emploi de la crosse à deux patins cylindriques y a prévalu. Les patins s'orientent d'eux mêmes dans la direction du guide.

La fig.44, pl.10, représente le guide convenant pour ce type de crosse dont les plans de deux modèles font l'objet des planches 27 et 29.

Le caisson représenté sur la gauche de la fig.44 est destiné à em-

pêcher la flexion du guide en accroissant considérablement son moment d'inertie. Il est percé d'un trou pour l'introduction du pivot, lors du montage. Le guide cylindrique pour crosse à deux patins est employé presque exclusivement aujourd'hui dans les machines fixes, en raison des facilités d'exécution et de montage qu'il présente.

Chaque patin est relié par un tenon cylindrique vertical, au corps de crosse, quant à ce dernier (cas du type représenté à la planche 29) il affecte, en gros, l'aspect d'une portion de sphère creuse, et présente, d'une part, deux douilles, dont les alésages servent de logement au pivot et d'autre part, un appendice, également alésé et assez important, destiné à l'emmanchement de la queue de la tige du piston. Le corps de crosse est en acier coulé et les patins en fonte.

Le coussinet qui enserrera le pivot appartient au pied de bielle (pl.30).

Dans le cas de la planche 27, le corps de crosse, réalisé en acier forgé, à l'aspect d'une tête de bielle (voir plus loin). Le coussinet en fait partie et le pivot est reporté au pied de bielle (type à fourche) - voir planche 28.

b) Crosses pour machines marines.-

Les questions de légèreté et d'encombrement en hauteur ont, dans ce cas, une grande importance. L'emploi d'un guide plat unique avec 2 contre-glissières est tout indiqué. Une réalisation est schématisée à la fig.45, pl.10. Dans les machines marines verticales on utilise, de préférence, le type représenté à la planche 34. Le corps de crosse (voir planche 34) est en somme un bloc parallélépipédique, en acier d'où saillent deux pivots qu'embrasse la tête de bielle (pl.35). Ce bloc est fixé au patin, en fonte, par quatre goujons. La tige de piston est emmanchée dans le corps de crosse (alésé cylindre-cône), et est maintenue en place par un écrou muni d'un dispositif de sécurité (écrou de Penn à la planche 34).

Pour ne pas faire supporter aux goujons des efforts de cisaillement, le corps de la crosse est muni d'un tenon cylindrique s'emboîtant à frottement dur dans un logement ad hoc, prévu dans le plateau supérieur du patin.

c) Crosses pour locomotives.-

Egalement pour des raisons de légèreté et d'encombrement, l'emploi

d'une crosse à patin plat unique, telle que celle représentée fig.46 est devenue classique dans les locomotives.

Le pivot d de la crosse est ici muni de deux portées coniques, appartenant à un même cône pour la fixation au corps de la crosse. Le guide est constitué par une barre g en acier cémenté et rectifié.

Un autre type est représenté à la planche 31 où l'on remarquera le mode de graissage, qui se fait par godet à barbotage.

2.- CALCUL DE LA CROSSE ET DU GUIDE.

a) Dimensions du patin. - La force qui presse le patin sur son guide est

$$P_2 = P \cdot \frac{r}{L} \cdot \sin \alpha$$

Cette force n'étant pas constante, il en résulte une usure irrégulière du patin.

La pression p_{\max} entre patin et guide devra être, de ce fait, limitée.

$$P_{2 \max} = P \cdot \frac{r}{L} \quad \text{et} \quad p_{\max} = \frac{P_{2 \max}}{L_1 \cdot l}$$

L_1 et l désignant, respectivement, la longueur et la largeur du patin.

Afin de réduire la perte de puissance, par frottement, il conviendra de limiter, aussi, le produit

$$P_{\text{moy}} \cdot v_{\text{moy}}$$

p_{moy} se déduit du diagramme de $p = \frac{P_2}{L_1 \cdot l}$ en fonction du chemin parcouru par la crosse sur son guide et v_{moy} (vitesse moyenne de la crosse et du piston) est égale à 3 à 4 m/sec.

On admet, généralement, comme valeur de p_{\max} :

2 à 3 kg/cm² quand le patin et le guide sont en fonte.

6 à 7 " " " " " est en fonte avec garniture de

métal blanc et que le guide est cémenté, trempé et rectifié.

Dans certains cas, on doit assurer, en outre, le refroidissement du guide par une circulation d'eau.

b) Dimensions du pivot. -

Aussi bien dans le cas des planches 28, 29 et de la planche 34 on

base le calcul sur une valeur

$$\frac{P_{\max.}}{l_1 \cdot d_1} = 80 \text{ à } 90 \text{ kg/cm}^2$$

de la pression spécifique et on admet entre l_1 et d_1 , la relation :

1) cas des planches 28 et 29 :

$$\frac{l_1}{d_1} = 1,6 \text{ à } 1,8$$

2) Cas de la planche 34 :

$$\frac{l_1}{d_1} = 1 \text{ à } 1,2$$

Au point de vue résistance aux efforts sollicitant le pivot, on admet comme charge unitaire de flexion admissible :

$$R_f = 6 \text{ kg/mm}^2$$

l'effort étant supposé agir au milieu de la portée.

c) Assemblage de la tige à la crosse.-

L'assemblage de la tige du piston au corps de la crosse se fait ordinairement par clavette simple (fig.4, pl.31) ou double (fig.1 pl.27 et fig.2 pl.29).

L'assemblage est tel que malgré qu'il s'agisse, dans la tige d'efforts alternatifs, il n'est, lui, soumis qu'à des sollicitations variant de 0 à P . La tige, soumise à des efforts alternatifs, se calculera en comptant sur une charge unitaire de 2,5 à 3,5 kg/mm², en ayant soin de vérifier, cependant, le coefficient de sécurité au flambement. Il ne devra pas être inférieur à 15, en appliquant la formule d'Euler (cas de la poutre articulée aux deux bouts).

Remarques.- 1) Cas du guide cylindrique (fig.44, pl.10) le diamètre D doit être calculé de telle manière, que la bielle ne puisse venir le heurter, pour aucune de ses positions.

2) Cas du guide plan (fig.45, 46, plan.10 et plan.34) il en est de même pour la hauteur h entre face du patin et axe du pivot.

3) Il importe également de prévoir, dans le tracé de la crosse, un coin de rappel lorsque le coussinet fait partie de celle-ci et

dans tous les cas un dispositif de graissage du pied de bielle.

*

* * *

CHAPITRE V

ETUDE DE LA BIELLE

1.- CALCUL DU CORPS DE LA BIELLE.

1.- Longueur.- La longueur de la bielle, entre les axes des articulations du bouton de manivelle et du pivot du pied de bielle, est généralement égale à 5 fois le rayon de la manivelle dans le cas des machines fixes horizontales.

Quand il s'agit des machines verticales on admet souvent : $L = 4,5 R$.

2.- Diamètre.- L'extrémité du corps de bielle(côté crosse)est considéré comme soumis, uniquement, à l'effet alternatif d'extension et de compression, résultant de l'action de la vapeur dans le cylindre.

La section de cette extrémité est ainsi, égale à celle qui a été obtenue pour la tige :

$$\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot R = P .$$

$$R = 2,5 \text{ kg/mm}^2 \quad (\text{acier à } 45 \text{ kg/mm}^2).$$

a) Pour les machines à faible vitesse et partant, à longue course, il y a lieu de faire croître la section de la tige jusqu'à la distance $\frac{L}{2}$ du pied et de vérifier la résistance au flambement en calculant le diamètre de cette section par la formule d'Euler :

$$P = \frac{n \pi^2 EI}{K_1 L^2}$$

On adopte : 1) $n = 1$ (extrémités articulées)

2) $K_1 = 10$ à 12 pour les locomotives et les machines marines,

3) $K_1 = 15$ à 20 " " machines fixes.

On pourra faire décroître le diamètre du corps depuis la valeur trouvée jusqu'à une valeur qui, près de la tête de bielle sera égale ou plus grande que le diamètre d près du pied.

b) Pour les machines à grande vitesse, il y a lieu de tenir compte des tensions supplémentaires provoquées par l'action des forces d'inertie sur le corps de la bielle, forces qui tendent à faire fléchir celui-ci dans le plan du mouvement (phénomène de fouettement).

Déterminons l'accélération d'un point quelconque de la bielle.-

L'accélération de B ,

$$\bar{\varphi}_B = \frac{V^2}{r}$$

puisque le mouvement est uniforme, peut-être considérée comme étant la résultante de l'accélération $\bar{\varphi}_1$ de la translation portant AB en A'B''

$$\bar{\varphi}_1 = \frac{V^2}{r} \cdot \cos \alpha$$

et de l'accélération $\bar{\varphi}_2$ de la rotation qui fait passer A'B'' en A'B'.

Entre $\bar{\varphi}_B$, $\bar{\varphi}_1$ et $\bar{\varphi}_2$ existe la relation

$$\bar{\varphi}_B = \bar{\varphi}_1 + \bar{\varphi}_2$$

soit

$$\frac{\bar{V}^2}{r} = \frac{V^2}{r} \cdot \cos \alpha + \frac{\bar{V}^2}{r} \cdot \sin \alpha$$

(cf. triangle O B H dans lequel O B est censé représenter $\frac{\bar{V}^2}{r}$)

Nous avons explicité, précédemment, l'accélération du point A en fonction de α .

Cette accélération a pour valeur, lorsqu'on néglige l'obliquité de la bielle :

$$\frac{V^2}{r} \cos \alpha .$$

L'accélération du point B se ramène à l'accélération centripète, puisque le mouvement de rotation est supposé uniforme.

Sa valeur est donc égale à : $\frac{V^2}{r}$.

Celle-ci peut-être considérée comme la résultante des accélérations de translation et de rotation (autour de A') du point B .

Si nous convenons de représenter par OB l'accélération totale $\frac{V^2}{r}$, l'accélération de translation étant égale à

$$\frac{V^2}{r} \cos \alpha = \varphi_0$$

sera représenté par le côté OH du triangle rectangle O B H .

L'accélération φ_r du mouvement de rotation autour de A' aura donc pour mesure :

$$\varphi_r = BH = \frac{V^2}{r} \cdot \sin \alpha$$

et sera perpendiculaire à la ligne des points morts.

L'accélération de rotation φ'_r d'un point quelconque M de la bielle, étant proportionnelle au rayon, sera :

$$\varphi'_r = \frac{r}{L} \cdot \frac{V^2}{r} \cdot \sin \alpha$$

L'accélération de translation de M reste égale à $\bar{\varphi}_c$ et l'accélération de M sera représentée par l'hypothénuse du triangle rectangle ayant pour côtés $\bar{\varphi}_c$ et $\bar{\varphi}_r$.

Au point de vue des efforts de fouettement sur la bielle, nous devons envisager la composante normale à la bielle de l'accélération totale de M. Nous pourrions toutefois, pour simplifier, accepter de confondre cette composante avec φ'_r et cela sans erreur appréciable.

Considérons, en M, un élément de bielle de section s, de poids spécifique δ et de longueur dz. Cet élément sera soumis à un effort normal d'inertie dont la grandeur est :

$$\frac{s \cdot dz \cdot \delta}{g} \cdot \frac{V^2}{r} \cdot \frac{z}{L} \cdot \sin \alpha$$

En intégrant cette fonction entre les valeurs 0 et L, nous obtiendrons la mesure de la force normale C_n totale agissant sur la bielle:

$$C_n = \int_0^L \frac{s \cdot dz \cdot \delta}{g} \cdot \frac{V^2}{r} \cdot \frac{z}{L} \sin \alpha = \frac{1}{2} \cdot \frac{s \cdot \delta}{g} \cdot \frac{V^2}{r} \cdot L \cdot \sin \alpha$$

Point d'application de cette résultante C_n .

Pour déterminer le point d'application de C_n nous écrirons que le moment de C_n par rapport au point A est égal à la somme des moments des forces élémentaires par rapport au même point.

$$C_n \cdot Z = \frac{s \cdot \delta}{g} \cdot \frac{V^2}{r} \cdot \frac{\sin \alpha}{L} \cdot \int_0^L z^2 \cdot dz = \frac{1}{3} \cdot \frac{s \cdot \delta}{g} \cdot \frac{V^2}{r} \cdot L^2 \cdot \sin \alpha$$

Or,

$$C_n = \frac{1}{2} \cdot \frac{s \cdot \delta}{g} \cdot \frac{V^2}{r} \cdot L \cdot \sin \alpha$$

d'où

$$\left(\frac{1}{2} \cdot \frac{s \cdot \delta}{g} \cdot \frac{V^2}{r} \cdot L \cdot \sin \alpha \right) \cdot Z = \frac{1}{3} \cdot \frac{s \cdot \delta}{g} \cdot \frac{V^2}{r} \cdot L^2 \cdot \sin \alpha$$

D'où : $Z = \frac{2}{3} L$.

La résultante des forces normales à la bielle a donc son point d'application aux $\frac{2}{3}$ de L à partir de l'axe du pied de bielle.

Les réactions W et V , en A et B , émanant de cette composante normale, s'expriment comme suit :

$$W = \frac{1}{3} C_n,$$

$$V = \frac{2}{3} C_n,$$

Moment dû aux forces normales à la bielle dans une quelconque de ses sections.-

Soit z la distance du point A à la section s envisagée.

Désignons par C_z la résultante des forces en jeu, depuis A jusqu'à la section s :

$$C_z = \int_0^z \frac{s \cdot dz \cdot \delta}{g} \cdot \frac{V^2}{r} \cdot \frac{r}{L} \cdot \sin \alpha$$

et par M_z le moment de flexion qu'elles y font naître :

$$M_z = W \cdot z - \frac{1}{3} \cdot C_z \cdot z = \frac{1}{3} (C_n - C_z) z.$$

$$\frac{1}{3} z \cdot (C_n - \frac{s\delta}{g} \cdot \frac{V^2}{r} \cdot \frac{z^2}{2L} \sin \alpha) = \frac{1}{3} z \cdot C_n \cdot (1 - \frac{z^2}{L^2}).$$

Maximum de M_z et détermination de la section dangereuse de la bielle.-

Le maximum de M_z se produit pour la valeur de z qui annule la dérivée première de M_z par rapport à z .

$$\frac{dM_z}{dz} = \frac{1}{3} \cdot C_n \left[1 - \frac{z^2}{L^2} + z \cdot \left(- \frac{2z}{L^2} \right) \right]$$

D'où en égalant à zéro :

$$z = \frac{L}{\sqrt{3}} = 0,57 L.$$

Le moment fléchissant maximum M_{max} se manifeste dans la section distante de A , d'une longueur égale à : $0,57 L$, il s'explique comme suit (en se reportant à l'expression de M_z :

$$M_{max} = \frac{2}{9\sqrt{3}} \cdot L \cdot C_n = 0,128 L \cdot C_n$$

La charge unitaire maxima résultant de cette flexion, se déduit de la formule:

$$R_f = \frac{M_{\max}}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}}$$

où d_1 est le diamètre de cette section de la bielle qui est située aux 37% de L à partir de l'axe du pied de bielle.

En représentant par R la fatigue due à la compression de cette section, il conviendra que :

$$R + R_f \approx \frac{1}{3} \frac{R_0}{K} \approx 2,5 \text{ kg/mm}^2 \quad (K = 4 \text{ à } 6)$$

Le diamètre d_1 de la bielle étant déterminé, on en termine le tracé en prolongeant jusqu'à la tête le tronc du cône dont les bases ont pour diamètres : d et d_1 .

Dans le cas des bielles relativement courtes auxquelles on a affaire dans ces machines, on arrive ainsi à un profil satisfaisant entre la tête de bielle proprement dite et la partie du corps qui s'y raccorde.

2.-Tracé d'une tête de bielle.-

a) Pour machines fixes à manivelle.- (Planches 28 et 30).

Le diamètre d et la longueur l du tourillon découlent du calcul de la manivelle (voir plus loin).

On trace d'abord les deux demi-coussinets, dont l'épaisseur, est fixée, par comparaison avec des réalisations. On a soin de prévoir, pour le rappel de l'usure, un intervalle entre les coussinets, intervalle que l'on comble par l'ensemble de deux lames de laiton entre lesquelles on introduit des feuilles de clinquant de 10/100 et de 15/100 de millimètre d'épaisseur. Ces épaisseurs permettent de faire le rappel en retirant une ou plusieurs feuilles de clinquant; la substitution d'une feuille de 10/100 à une feuille de 15/100 donne un rappel de 1/20 de millimètre.

Le rapprochement des coussinets est obtenu par l'action d'un coin dont on fixe la longueur et l'angle ou la pente (1/10 par exemple).

Le déplacement en hauteur du coin s'obtient par rotation d'un boulon ad hoc.

Calcul du boulon de manoeuvre du coin.-

Le coin est sollicité par les efforts \bar{R}_1 , \bar{R}_2 et \bar{T} comme l'indique la figure, \bar{T} provenant de la vis.

On a donc : $\bar{R}_1 + \bar{R}_2 + \bar{T} = 0$,

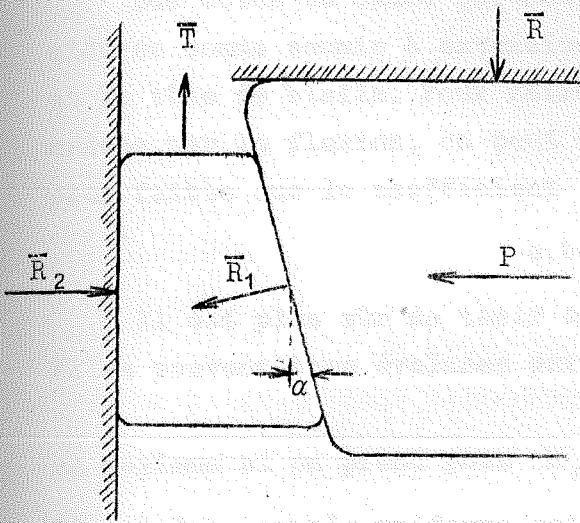
d'où : $T = R_1 \cdot \sin \alpha$,

et $R_1 \cos \alpha = R_2 = P$,

par conséquent : $T = P \cdot \operatorname{tg} \alpha$.

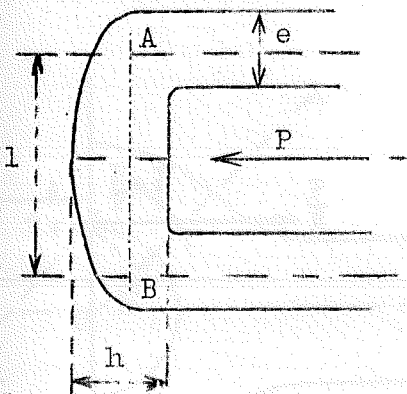
C'est l'effort auquel le boulon doit résister et à partir duquel on en calculera le diamètre.

Tracé et calcul du cadre.- (*)



Pour faciliter son exécution au tour, le cadre est limité par une surface de révolution coupée par deux plans parallèles obtenus par fraisage.

L'épaisseur b du cadre est fixée dès que le coussinet a été dessiné. Il reste à déterminer (voir fig. ci-contre) : e et h . La hauteur h de la portion AB du cadre pourra se déduire d'un calcul fait par comparaison. On admettra que l'effort P sollicitant AB est concentré et le moment M_f maximum sera calculé comme étant la moyenne entre les résultats trouvés :



- 1°) en supposant qu'il y a simplement appui aux deux extrémités A et B,
- 2°) en admettant qu'il y a encastrement parfait de part et d'autre (en A et B).

De la première hypothèse, on déduit :

$$M'_f = \frac{P \cdot l}{4}$$

(*) Calcul des portiques simples - Cyp. Demars. - Revue Universelle des Mines, juillet 1936.

De la seconde : $M_f'' = \frac{Pl}{8}$

$$M_f = \frac{M_f' + M_f''}{2} = 0,1875 Pl.$$

On déduira h de la relation :

$$\frac{M_f}{R} = \frac{bh^2}{6}$$

dans laquelle on introduira :

$$R = 7 \text{ kg/mm}^2 \quad (R_0 = 45 \text{ à } 50 \text{ kg/mm}^2)$$

Les côtés du cadre qui sont parallèles à l'axe ne peuvent être considérés comme soumis à extension simple à cause de l'encastrement du front de la tête de bielle. Pour faire intervenir dans les calculs les tensions créées par la flexion, on peut adopter un coefficient de résistance R' plus faible que le coefficient R normal et écrire :

$$e.b.R' = \frac{P}{2}$$

Il est plus sûr de tenir compte des tensions que crée l'encastrement. Elles peuvent être évaluées par la relation : $\frac{M_f}{R_{f1}} = \frac{be^2}{6}$ qui en donne

un maximum si on prend pour M_f la valeur : $M_f = \frac{Pl}{8}$

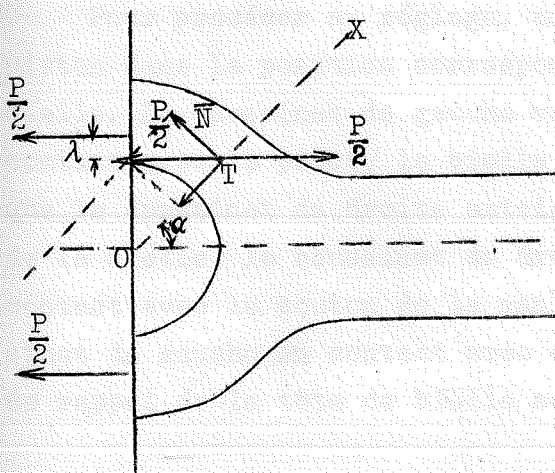
La tension normale uniforme est $R_0 = \frac{P}{2be}$

e doit être tel que :

$$R_{f1} + R_0 < R$$

en admettant

$$R = 7 \text{ kg/mm}^2$$



En ce qui concerne la fourche, remarquons que la section de ses branches doit aller en croissant. En effet, dans un plan tel que OX , il y a non seulement un effort normal N et un effort tangentiel T , mais encore un moment de flexion $\frac{P}{2} \cdot \lambda$, qui varie avec l'angle α .

Notons également que, ayant dû ménager des portées planes pour l'appui des écrous ainsi que des trous

pour le passage du boulon de coin, il y a lieu d'augmenter l'épaisseur du cadre au droit de la vis pour maintenir constante la section nette des barres dont il s'agit.

Pour empêcher la rotation de la vis du coin, il faut un dispositif de sécurité : la tête du boulon est partiellement noyée dans une plaque encastrée dans la tête de bielle.

Une goupille traverse la tête de boulon et empêche la plaque de se soulever.

Coussinets.-

Afin d'empêcher le déplacement des coussinets suivant leur axe, on les munit d'oreilles. Afin de pouvoir introduire dans le cadre, le demi-coussinet de gauche (voir pl.28, coupe verticale) les oreilles horizontales de ce dernier sont supprimées sur la face arrière. La même raison nous oblige, pour le coussinet de droite, à ne laisser subsister sur sa face arrière, qu'une oreille verticale (voir coupe horizontale).

Sur la face avant, les oreilles horizontales seules, afin de permettre l'introduction du coin, après que les deux parties du coussinet sont déjà en place, peuvent être maintenues (coussinet de gauche).

Recherche de la position du coin de rappel.-

Les planches 28 et 30 nous montrent les deux positions possibles pour le coin de rappel de la tête de bielle. Le rappel du jeu dans le pied de bielle sera le plus facile à faire si le coin de rappel est situé du côté opposé à la tige de piston. Deux cas sont à examiner :

1°.- Le coussinet de l'articulation crosse - pied de bielle fait partie du pied de bielle (Fig.48 a; pl.29 et 30).-

Pour procéder au réglage, amenons la manivelle au point mort et le piston dans la position correspondante. Enfonçons le coin du pied de bielle. Le coussinet de gauche va se déplacer vers la droite et, dès son contact avec le pivot, la bielle se déplacera vers la gauche jusqu'à ce que le coussinet de droite atteigne lui-même le pivot. Vu ce mouvement de la bielle, le coussinet de droite de la tête de bielle viendra en contact avec le bouton de la manivelle. Afin de pouvoir amener le coussinet de gauche en contact avec ce bouton il conviendra donc que le coin de rappel de la tête de bielle soit situé à gauche du bouton.

2°.- Le coussinet de l'articulation crosse - pied de bielle fait partie de la crosse (fig. 48b; pl. 27 et 28).-

Enfonçons le coin qui est, cette fois, solidaire de la crosse.

Le coussinet de gauche va se déplacer vers la droite et dès son contact avec le pivot, entraîne la bielle vers la droite jusqu'à ce que le pivot atteigne le coussinet de droite.

Vu ce mouvement de la bielle, c'est cette fois le coussinet de gauche de la tête de bielle qui vient en contact avec le bouton de la manivelle. Pour achever le rappel, il suffit de déplacer vers la gauche, le coussinet de droite de la tête de bielle : le coin de rappel doit donc être, cette fois, à droite du bouton de la manivelle.

b) Pour machines à arbre coudé et pour locomotives.-

Dans ces machines, où les dispositions d'ensemble exigent généralement l'utilisation d'un arbre coudé, on est forcé d'employer la bielle à chape ouverte, à chapeau ou à étrier. Le type à étrier, peu élégant et d'un parachèvement assez difficile, n'est employé que dans les locomotives (pl. 32). Il a, sur l'autre, l'avantage de permettre une réduction, à effort égal, de l'encombrement et du poids.

Nous insisterons plus particulièrement sur la tête de bielle à chapeau que l'on rencontre exclusivement dans les machines fixes et les machines marines, avec arbre coudé.

La fig. 3, pl. 36, représente une tête de bielle à chapeau. Elle est parachevée au tour, comme la tête de bielle fermée, corps et chapeau d'un seul bloc. Elle a donc la forme d'un solide de révolution, coupé par deux plans parallèles.

Après parachèvement de la bielle, le chapeau est séparé du corps. Les deux parties de la tête de bielle sont réunies par de forts boulons, pénétrant partiellement dans les coussinets pour en empêcher la rotation. Les têtes de ces boulons, cylindriques, sont munies d'un ergot rapporté, empêchant leur rotation pendant le serrage. L'écrou est muni du dispositif de sûreté Penn.

Dans le tracé de la tête, on doit prévoir le renforcement de la tête à l'endroit de la portée cylindrique de l'écrou.

Pour donner un aspect plus satisfaisant à l'ensemble, on prévoit un renflement symétrique du côté de la tête des boulons.

Les coussinets peuvent, ici, être munis de rebords symétriques sur toute leur périphérie.

CHAPITRE VI

ETUDE DE LA MANIVELLE ET DU COUDE

1.- DESCRIPTION DES PRINCIPAUX TYPES DE MANIVELLES.

La fig.49 (pl.11), représente une manivelle en acier forgé, sans contreponds, entièrement parachevée. Le bouton est mis à la presse. Pour éviter qu'au moment de l'introduction, on ne réalise pas un tourillon de la longueur l' prévue, on a soin de ménager un épaulement à l'extrémité de la partie emmanchée ($d'' = c' - 2$ à 3 mm.).

L'embase du bouton de la manivelle est ici rapportée de façon à faciliter le démontage des coussinets de la tête de bielle et le retrait des épaisseurs au moment du rappel du jeu.

La fig.49 montre une disposition prise pour éviter que l'huile du palier ne puisse s'écouler le long de la manivelle et diminuer trop rapidement le niveau d'huile du palier.

La fig.50 donne une autre disposition pour la fixation du bouton, disposition qui permet un remplacement plus aisé de celui-ci en cas d'avarie ou d'ovalisation par usure. Cette construction avec assemblage par clavette est assez rarement utilisée aujourd'hui : ($\text{tg } \alpha = 1/15$ à $1/20$).

La fig.50 montre la disposition employée pour le graissage du bouton. L'huile amenée par y , d'un graisseur compte-goutte, s'écoule, par effet centrifuge, jusqu'en o entre maneton et coussinet.

Les fig.52 et 53 indiquent les tracés de deux manivelles à contreponds : la première est en acier coulé et non parachevée, la seconde est en acier forgé et est entièrement travaillée au tour et à la fraise.

2.- CALCUL DE LA MANIVELLE.

Le calcul se fera pour la position la plus défavorable, que l'on cherchera par tâtonnement, connaissant la loi de variation de la force P_1 en fonction de α (fig.51).

a) Bouton. - Le bouton est soumis à l'effort total P que nous pouvons supposer uniformément réparti sur le bouton. Dans ces conditions, le ma-

ximum du moment se produit à l'encastrement et est égal à $\frac{Pl'}{2}$.
(Pour la signification des lettres, voir les fig. 49 et 51).

Le porte à faux du maneton ne doit pas être trop grand, afin d'éviter de trop fortes déformations.

On adopte généralement : $\frac{l'}{d'} = 1,1 \text{ à } 1,3$.

De cette relation et de la suivante :

$$\frac{Pl'}{2} = R_f \cdot \frac{\pi \cdot d'^3}{32}$$

nous pourrions déduire d' et l' en adoptant

$$R_f = 5 \text{ à } 6 \text{ kg/mm}^2$$

valeur qui correspond au coefficient de sécurité 4.

On vérifiera que la pression spécifique maxima $p_{\max} = \frac{P}{l' \cdot c'}$ ne dépasse pas 60 à 70 kg/cm^2 , et que le produit $p_{\text{moy}} \cdot v$ (où $p_m = \frac{P_{\text{moy}}}{l' \cdot d'}$ avec

P_m = valeur moyenne de P pendant un tour pour les machines à marche continue où pendant une période pour celles à marche intermittente) n'a pas une valeur exagérée (par ex., soit inférieur à 20 $\text{kgm/cm}^2/\text{sec}$).

Si, dans les machines à grande vitesse, le produit en question dépasse de beaucoup 20 $\text{kgm/cm}^2/\text{sec}$, c'est que l'on y utilise le graissage forcé et que l'on ne demande, généralement, à ces machines qu'une durée de fonctionnement continu relativement plus réduite.

b) Corps de la manivelle. -

1) Tête. - On adopte : $e' = d'$ comme épaisseur.

et $D' = 2d'$ comme diamètre.

2) Moyeu. - En vue d'éviter de mettre la manivelle et l'arbre hors d'équerre, on substitue généralement à l'emploi de la cale, le calage à la presse. Celui-ci engendre des tensions dans tout le moyeu. Connaissant la pression qu'il est nécessaire de créer entre l'arbre et la manivelle pour assurer leur solidarité, on peut rechercher le diamètre extérieur minimum qu'il faut donner au moyeu pour que ces tensions ne soient pas trop grandes.

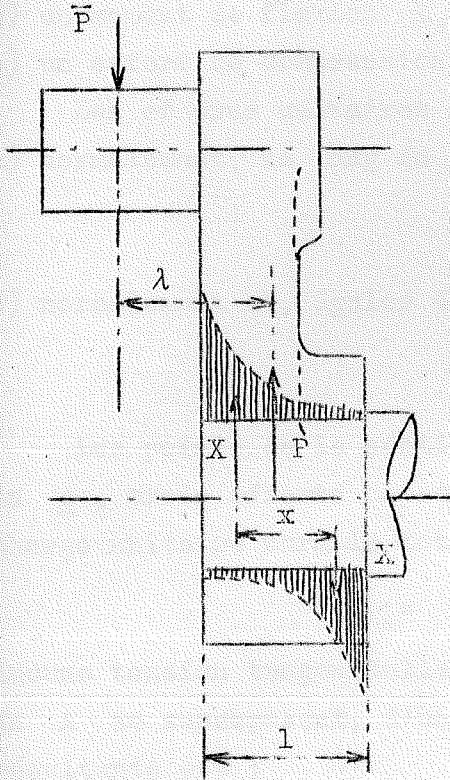
On peut ainsi justifier la relation :

$$D = 1,8 \text{ à } 2 \text{ d.}$$

Quant à la portée de calage, on doit en choisir la longueur, ni trop forte, afin d'éviter un trop grand porte-à-faux, ni trop faible, afin d'assurer

un bon calage et de ne pas créer entre l'arbre et le moyeu des pressions exagérées.

Notons, à ce sujet, que, du fait du porte-à-faux, l'effort P appliqué au bouton crée entre arbre et moyeu des pressions dont l'intensité varie comme l'indique schématiquement la figure ci-contre. Ces pressions produisent un couple X, x qui équilibre le couple $P\lambda$ constitué par P et la réaction totale de l'arbre.



Donc : $P.\lambda = Xx.$

On voit aisément que si on réduit la longueur l de la portée, λ diminue ainsi que x , mais que x décroît plus vite que λ .

X augmente donc quand on réduit la portée; ainsi et, partant, des efforts unitaires d'écrasement dus au porte-à-faux.

On admet, généralement : $l \cong 0,7 d.$

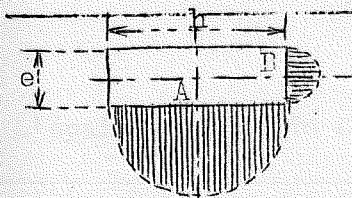
3) Bras. - La bielle transmet au bouton de manivelle un effort P qui se décompose en P_1 normal à l'axe OZ de la manivelle et P_2 dirigé suivant cet axe (voir fig. 51bis, dans le texte).

Considérons une section XY du bras, normale à OZ . Dans cette section, l'effort P_1 crée :

- 1°) un moment de flexion $M_{f_1} = P_1 \cdot x,$
- 2°) un moment de torsion $M_t = P_1 \cdot c,$
- 3°) un effort de cisaillement : $P_1.$

Les efforts unitaires maxima qui en résultent sont les suivants :

- 1°) normalement le long de aa' et bb' : $R_{f_1} = 6 \frac{P_1 \cdot x}{e \cdot h^2}$
- 2°) tangentiellement : $R_{t_1} = \frac{9}{2} \cdot \frac{P_1 \cdot c}{e^2 \cdot h},$ au point A (*)



(*) Le long des côtés de la section tordue, la tension unitaire de cisaillement due à la torsion varie comme l'indique la figure ci-contre. Elle passe en A et en B par des maxima respectivement égaux à :

$\frac{9}{2} \cdot \frac{M_t}{e^2 \cdot h}$ et $\frac{9}{2} \cdot \frac{M_t}{e \cdot h^2}$

3°) tangentiellement : $R'_{t_1} = \frac{3}{2} \cdot \frac{P_1}{e \cdot h}$, le long de AA'.

[En aa', la tension de cisaillement est nulle (effort rasant)].

A l'effort P_2 sont dus :

a) un moment de flexion $M_{f_2} = P_2 \cdot c$,

b) un effort de compression P_2 ,

Les efforts unitaires maxima qui en découlent sont :

a) normalement, le long de ab et a'b' :

$$R_{f_2} = 6 \frac{P_2 \cdot c}{h \cdot e^2},$$

b) normalement et, égales dans toute la section :

$$R_{c_2} = \frac{P_2}{e \cdot h}.$$

Les points de la section les plus sollicités sont : a et A.

En a, trois efforts de compression se superposent, il en résulte une charge unitaire normale totale :

$$\lambda_a = R_{f_1} + R_{f_2} + R_{c_2}.$$

Aucune tension tangentielle ne s'y combine.

En A se superposent, d'une part, deux efforts de compression dont la résultante est :

$$R_c = R_{f_2} + R_{c_2}$$

et, d'autre part, deux efforts tangentiels dont la résultante est :

$$R_t = R_{t_1} + R'_{t_1}.$$

La tension maximum au point A est donc :

$$\lambda_A = 0,5 (R_c + \sqrt{R_c^2 + 4 R_t^2})$$

La plus grande des tensions λ_a et λ_A devra être inférieure à :

$$6 \text{ à } 7 \text{ kg/mm}^2$$

L'épaisseur e du bras se déduira des relations :

$$\lambda_a = R \text{ et } \lambda_A = R$$

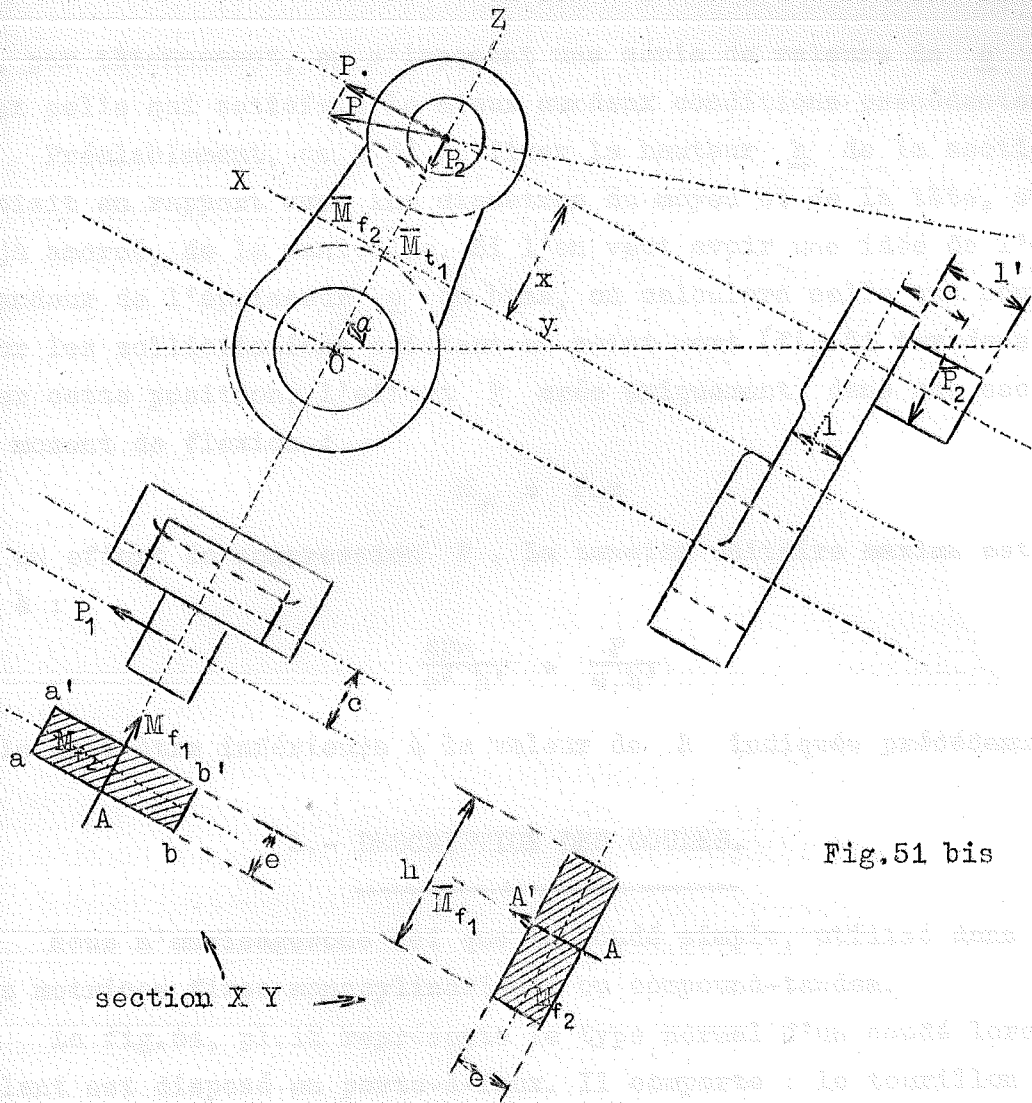


Fig. 51 bis

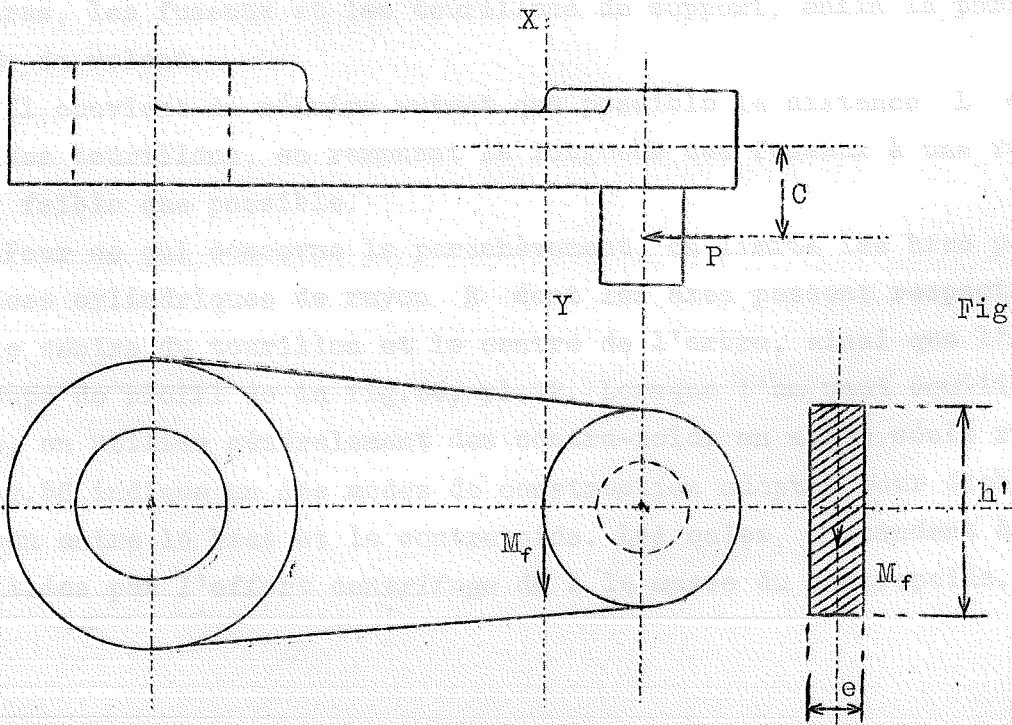


Fig. 51 ter

ou, par tâtonnement, en s'imposant une série de valeurs de e et en adoptant celle qui satisfait le mieux aux deux conditions précédentes.

Préalablement, on a dû se fixer la hauteur h de la section; on la choisit en rapport avec les diamètres du moyeu et de la tête, sur le plan, déjà amorcé, de la manivelle. Si l'on veut avoir une idée de l'ordre de grandeur de l'épaisseur e du bras, on calculera celle qui conviendrait pour les sollicitations existant au point mort (fig. 51 ter dans le texte). Pour cette position, l'effort P crée uniquement, dans une section XY , un moment de flexion :

$$M_f = P.c$$

et un effort de compression P . La tension unitaire maxima est donc égale à :

$$\frac{6Pc}{e^2.h'} + \frac{P}{e.h'}$$

Elle doit être inférieure à la valeur de R indiquée précédemment.

3.- DESCRIPTION DES COUDES.

Nous n'envisagerons ici que le coudé simple, utilisé dans les machines motrices fixes monocylindriques ou compound-tandem.

La fig. 54, pl. 12 représente le type normal d'un coudé lorsque le volant est disposé en porte-à-faux. Il comporte : le tourillon de tête, les bras, les fuseaux et les tourillons de support, enfin la portée de calage du volant.

Il convient de réduire autant que possible la distance L entre axes des tourillons, en ramenant la longueur des fuseaux à une valeur aussi faible que possible.

Pour ce qui concerne le parachèvement, on limite les bras par des surfaces cylindriques de rayon R dont les axes passent respectivement par le centre du tourillon et le centre de l'arbre, ainsi que l'indique la coupe de profil de la fig. 54, pl. 12. Lorsque l'on veut équilibrer le coudé, on utilise généralement des contre-poids en acier coulé rapportés. La fig. 56 indique un des modes de construction adoptés pour établir la liaison entre le bras et le contre-poids. Les cales c tendent à être cisailées par l'effort centrifuge dû à la masse du contre-poids.

Comme, sous l'action de l'effort développé pour le calage, la tenaille formée par les deux becs extrêmes supérieurs du contrepoids, pourraient se déformer, on prévoit, pour annihiler, cette tendance, un boulon de serrage qui traverse ces deux becs.

La fig.57 indique un autre mode de construction appliqué dans les coudés de machines à vapeur fixes. Les contre-poids peuvent y être placés, soit à chaud, soit à la presse, sur les plateaux parachevés qui constituent les bras du coudé. Ils peuvent être usinés, entièrement, au tour.

4.-- CALCUL D'UN COUDE.

Nous n'examinerons que le cas le plus simple d'un coudé reposant sur deux appuis et transmettant l'effort de torsion à un volant reposant sur deux autres appuis isolés.

Nous supposerons, en outre, que les choses se passent comme si la partie de l'arbre comprise entre le palier P (fig.55) et le palier du volant n'était soumise qu'à la torsion.

Lorsqu'il s'agit d'une machine à vapeur, le cas le plus défavorable correspond à la position du coudé pour laquelle $\alpha = 90^\circ$. Avec les moteurs à gaz, la force P, transmise au coudé par la bielle, diminue rapidement à mesure que l'on s'écarte du point mort et il en résulte que les conditions de sollicitation les plus défavorables se présentent pour un angle α voisin de 45° .

Etudions le premier cas et négligeons l'influence de l'obliquité de la bielle.

L'effort P agissant sur la tige du piston sera appliqué normalement au bras.

Le coudé étant symétrique, les réactions des paliers seront égales à $\frac{P}{2}$.

Tourillon d'extrémité A. Le moment fléchissant maximum est égal à $\frac{P}{2} \cdot \frac{l_0}{2}$.
 $\frac{l_0}{2}$ et la tension qui en résulte est égale à : $R = \frac{P}{2} \cdot \frac{l_0}{2} \cdot \frac{1}{\frac{\pi d_0^3}{32}}$; d_0 et l_0

représentent respectivement le diamètre et la longueur du tourillon.

Entre l_0 et d_0 , on s'impose un rapport $\frac{l_0}{d_0} = 1,5$ à $1,8$.

Fuseau AB. - Le moment maximum se produit à la naissance du bras, et partant :

$$R = \frac{\frac{P}{2} \times l'}{\frac{\pi d^3}{32}}, \quad d' \text{ étant le diamètre du fuseau.}$$

Bras BC. - Appliquons en B et C, deux forces $\frac{P}{2}$ égales et directement opposées. L'ensemble des forces $+\frac{P}{2}$ et $-\frac{P}{2}$ dans le plan horizontal, constitue un couple $\frac{P}{2} \left(l' + \frac{a}{2} \right)$ qui tend à tordre le bras, tandis que les forces $-\frac{P}{2}$ et $+\frac{P}{2}$, marquées d'une croix (x), dans le plan vertical, déterminent un couple de flexion $\frac{P}{2} \times r$ qui tend à rompre le bras par flexion à l'encastrement du tourillon CD.

On peut donc déterminer les dimensions dans la section dangereuse en calculant R_f et R_t , comme nous l'avons fait pour la manivelle et en déterminant ensuite la valeur de la tension λ résultante.

Tourillon CD. - Dans le plan médian, nous avons comme moment fléchissant :

$$M_f = \frac{P}{2} \left(l' + \frac{a}{2} \right) + \frac{P}{2} \left(\frac{l_1}{2} + \frac{a}{2} \right) = \frac{P}{2} \cdot \frac{L}{2}.$$

On peut montrer que, dans une section faite à la distance x du plan médian, le moment est plus faible :

$$M_f = \frac{P}{2} \left(l' + \frac{a}{2} \right) + \frac{P}{2} \left(\frac{l_1}{2} + \frac{a}{2} + x \right) - Px = \frac{P}{2} \left(\frac{L}{2} + x \right) - Px = \frac{P}{2} \cdot \frac{L}{2} - \frac{P}{2} \cdot x.$$

Le tourillon n'est pas seulement soumis à la flexion, mais à la torsion, le moment M_t ayant pour valeur :

$$M_t = \frac{P}{2} \cdot r$$

On peut calculer le moment idéal :

$$M_1 = \frac{3}{8} M_f + \frac{5}{8} \sqrt{M_f^2 + M_t^2},$$

et de la relation

$$R_f = \frac{M_1}{\frac{\pi d_1^3}{32}}$$

déduire d_1 à condition de s'imposer une relation supplémentaire entre l_1 et d_1 . On admettra :

$$\frac{l_1}{d_1} = 1,1 \text{ à } 1,2$$

Il convient de choisir l_1 et d_1 (rapport l_1/d_1 étant conservé) de telle

manière que, non seulement, la résistance soit assurée, mais que la lubrification se fasse dans de bonnes conditions. Il faudra donc, encore que l_1 et d_1 , soient tels que :

- 1°) $p_{\text{moy.}} = \frac{P}{l_1 d_1}$ ne dépasse pas une valeur admissible :
70 à 80 kg/cm² pour les machines à vapeur,
100 et même 110 kg/cm² pour les moteurs à gaz.

2°) le produit $p_{\text{moy.}} \cdot v$ ne dépasse pas 25 kgm/cm²/sec., ce qui est admissible car la flèche de flexion étant très faible vu la faible longueur du tourillon, il n'y a pas à craindre de pression spécifique locale, beaucoup supérieure à la pression moyenne.

Calcul du bras DE. - Appliquons en D deux forces P égales et de sens contraires ainsi que deux forces $\frac{P}{2}$.

L'ensemble des forces - $\frac{P}{2}$ en A, + $\frac{P}{2}$ en B,
- $\frac{P}{2}$ en C, + $\frac{P}{2}$ en D,

donne un couple dans le plan horizontal :

$\frac{P}{2} (l' + \frac{a}{2}) + \frac{P}{2} (l_1 + a) = \frac{P}{2} (l' + \frac{a}{2} + l_1 + a) = \frac{P}{2} (l' + \frac{a}{2} + \frac{l_1}{2} + \frac{l_1}{2} + a) =$
 $\frac{P}{2} (\frac{l}{2} + \frac{l_1}{2} + \frac{a}{2})$, qui tend à tordre le bras DE. Agissant en sens inverse et équilibrant en partie le premier, on trouve, par contre, le couple correspondant aux deux forces + P appliquées dans le plan médian et - P appliqué en D, soit :

$$- P (\frac{l_1}{2} + \frac{a}{2}).$$

Le moment M_t résultant de la torsion du bras, à donc pour valeur :

$$\begin{aligned} M_t &= \frac{P}{2} (\frac{l}{2} + \frac{l_1}{2} + \frac{a}{2}) - P (\frac{l_1}{2} + \frac{a}{2}) = \\ &= \frac{P}{2} (\frac{l}{2} + \frac{l_1}{2} + \frac{a}{2} - l_1 - a) = \\ &= \frac{P}{2} (\frac{l}{2} - \frac{l_1}{2} - \frac{a}{2}) = \\ &= \frac{P}{2} (l' + \frac{a}{2}). \end{aligned}$$

Quant au moment de flexion en E, il résulte de l'action combinée du couple $\frac{P}{2}$ et des forces + $\frac{P}{2}$ en C et - $\frac{P}{2}$ en B, appliqué

dans le plan CB et transmis par l'intermédiaire du tourillon DE et du couple $\frac{P}{2} \cdot r$ résultant de l'ensemble des forces $(P - \frac{P}{2})$ appliquées en D (xx) et $-\frac{P}{2}$ appliquée en E (xx), d'où $M_f = P \cdot r$; on peut rechercher successivement R_t et R_f , puis λ_1 tension totale résultante. Si les efforts étaient réellement concentrés, comme nous l'avons supposé dans nos calculs, là où la flexion prédomine, il faudrait que λ ne dépassât pas 5 à 6 kg/mm².

Mais en réalité, les efforts se répartissent tout le long des tourillons et ceux-ci se déforment très peu; les tensions dues à la flexion sont inférieures à celles trouvées par le calcul.

Dans les régions où la flexion est prépondérante (bras et tourillon), on pourra adopter pour tension fictive R une valeur égale à 8 ou 9 kg/mm².

On calcule finalement l'épaisseur a du bras en adoptant pour la largeur, b (fig.54, coupe) : $b = d_1 + 25$ à 40 mm.

Fuseau EF. - Le fuseau EF est soumis à un couple de flexion dont le maximum se présente à la naissance du bras et résulte de l'action des forces

$$+ \frac{P}{2} \quad \text{et} \quad - \frac{P}{2} \quad (////)$$

$$M_f = \frac{P}{2} \left(l' + \frac{a}{2} \right)$$

Il est en outre soumis au couple de torsion : $M_t = P \cdot r$, de telle sorte que l'on peut déterminer M , et en déduire le diamètre d' , correspondant à la section dangereuse.

Tourillon F .- Le moment de flexion a pour valeur maximum $\frac{P}{2} \frac{l_0}{2}$ et le moment de torsion est égal à $P \cdot r$.

On s'imposera $\frac{l_0}{d_0} = 1,5$ à 1,8, l_0 et d_0 étant tels que la pression p_{\max} ne dépasse pas 70 à 80 kg/cm² et que le produit $p_m \cdot v$ est plus petit que 20 $\frac{\text{kgm}}{\text{cm}^2 \cdot \text{sec}}$. p_m étant, comme précédemment, la moyenne de la pression pendant un tour ou pendant une période.

Dans la valeur p_m intervient non seulement l'effet de la force appliquée P, mais encore celui du poids du volant.

Remarques. - Le calcul exige que l'on se donne provisoirement les distances d'entre-axes jusqu'à ce que l'épaisseur a du bras soit calculée. Pour des raisons d'exécution, le coudé est tracé entièrement symétrique;

on peut ainsi n'avoir qu'un jeu de coussinets de rechange pour les deux tourillons de l'arbre.

On adoptera, pour le tracé, les dimensions obtenues pour la partie située à gauche de l'axe du coudé, celle qui transmet l'effort de torsion au volant et qui est, par conséquent, soumise aux sollicitations les plus importantes.

Lorsqu'il s'agit d'arbres à plusieurs coudés, reposant sur plusieurs appuis, le calcul ne peut plus se faire qu'en supposant chacun des coudés isolés de ses voisins, au point de vue de la flexion, la liaison n'ayant d'autre effet que de transmettre le couple de torsion de l'un à l'autre.

Cette hypothèse qui n'est que très imparfaitement réalisée, enlève toute valeur théorique au calcul; la méthode peut encore servir comme méthode de comparaison pour passer d'une machine existante, qui a donné satisfaction, à une machine de dimensions pas trop différentes.

Cas des machines verticales marines (polycylindriques) à vapeur, on utilise, en Angleterre, des formules empiriques qui, traduites dans notre système d'unités (kg., m., sec.) sont les suivantes :

$$d_1 = 120 \sqrt[3]{\frac{N_0}{N}} \text{ mm.},$$

$$b = d_1 + 25 \text{ à } 40 \text{ mm.},$$

$$a \cdot b^2 = k d_1^3,$$

d_1 représentant le diamètre du tourillon exprimé en mm.

N_0 , la puissance transmise en chevaux-vapeur,

N , le nombre de tours par minute;

a et b les dimensions du bras en mm.;

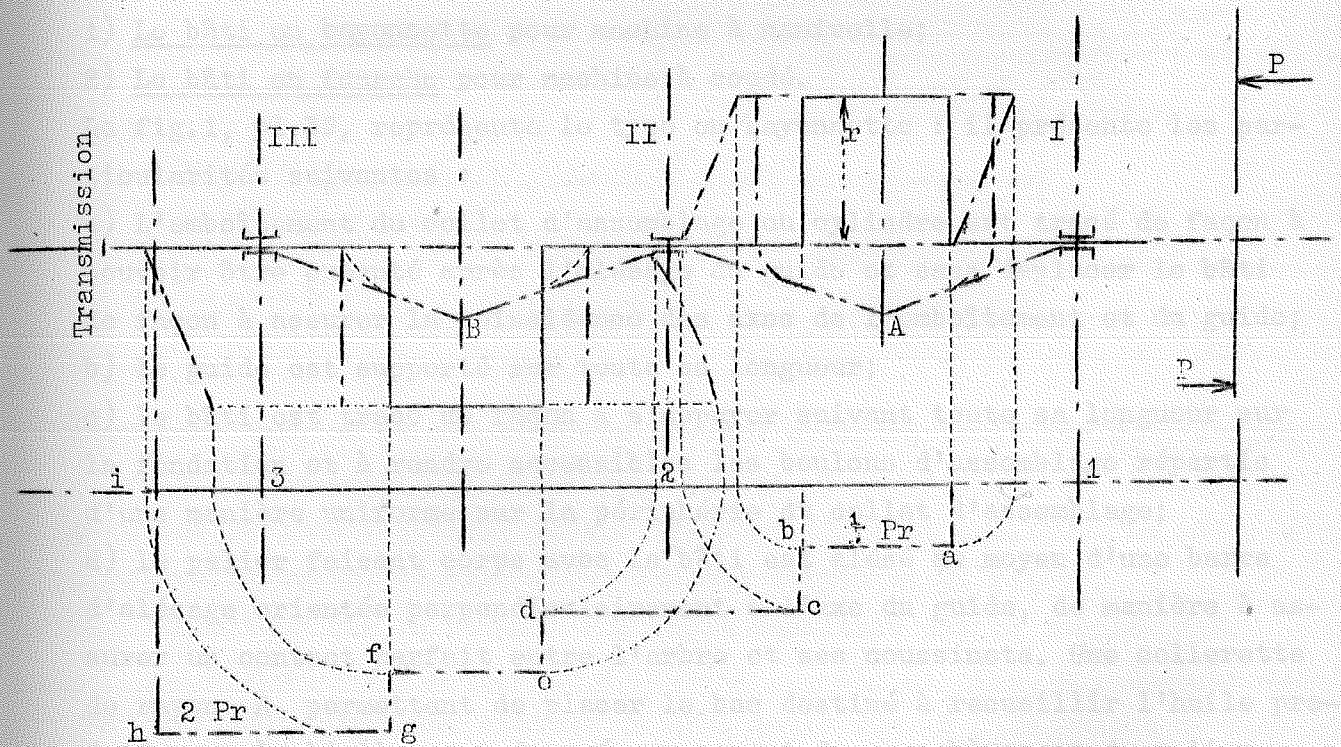
k un coefficient compris entre 0,9 et 1,0.

Cas d'un coudé double porté par trois appuis (fig.52, dans le texte).

Dans ce cas, la détermination des réactions est un problème hyperstatique pour la résolution duquel il ne peut être question de recourir au théorème des trois moments, le coudé ne répondant nullement à la définition du prisme de résistance. Pour calculer les moments de flexion dans les diverses parties horizontales, on se contente alors de considérer chaque coudé simple compris entre 2 appuis comme isolé du reste de l'organe (pour la flexion seulement et non pour la torsion, bien entendu).

On adopte $\frac{P}{2}$ comme valeur des réactions en I et en III, les efforts maxima appliqués aux tourillons centraux étant supposés égaux et les deux parties du coudé, symétriques.

Pour le calcul des moments fléchissants, aux extrémités des bras, il suffit de remarquer que ces moments sont égaux aux moments de torsion dans les parties horizontales voisines.



..... Moments de torsion.
- - - - - Moments de flexion.

CHAPITRE VII

ETUDE DU BÂTI

Le bâti est destiné à établir une liaison aussi rigide et aussi indéformable que possible entre le cylindre, le guide et le palier principal de l'arbre de couche.

Pour les raisons mentionnées précédemment, on adopte aujourd'hui, exclusivement, pour les machines fixes, le guide cylindrique centré sur le cylindre et faisant corps avec le bâti.

Il existe deux types fondamentaux de bâti à guide cylindrique :

- 1) Le bâti en bayonnette pour machine à manivelle;
- 2) Le bâti en fourche pour machine à coudé.

La fig.1, pl.39, représente le type en bayonnette : il présente les particularités suivantes :

- a) L'emboîtement du collet d'assemblage au cylindre est tracé de façon à pouvoir être exécuté après l'alésage du guide et sans déplacer le bâti de façon à assurer la coïncidence des axes de l'emboîtement et du guide;
- b) le guide est supporté sur toute sa longueur;
- c) le bâti est tracé de façon à s'appuyer suivant toute sa longueur sur la fondation et à rendre accessibles les boulons d'assemblage répartis d'une manière uniforme sur la périphérie du collet d'assemblage;
- d) le palier faisant corps avec le bâti est alésé au moyen d'une barre d'alésage orientée perpendiculairement à l'axe du guide, de manière à assurer un contact parfait entre l'arbre et ses coussinets. Une collerette de rayon R permettant de placer le bac destiné à recueillir l'huile projetée par la bielle, est dressée au moment du parachèvement du palier.

La fig.2, pl.40, donne le plan du bâti en fourche pour coudé. Ce plan se rapporte au bâti d'un moteur à gaz, à simple effet, où le cylindre sert de guide.

L'alésage D correspond au diamètre du cylindre, lequel est constitué par une chemise rapportée.

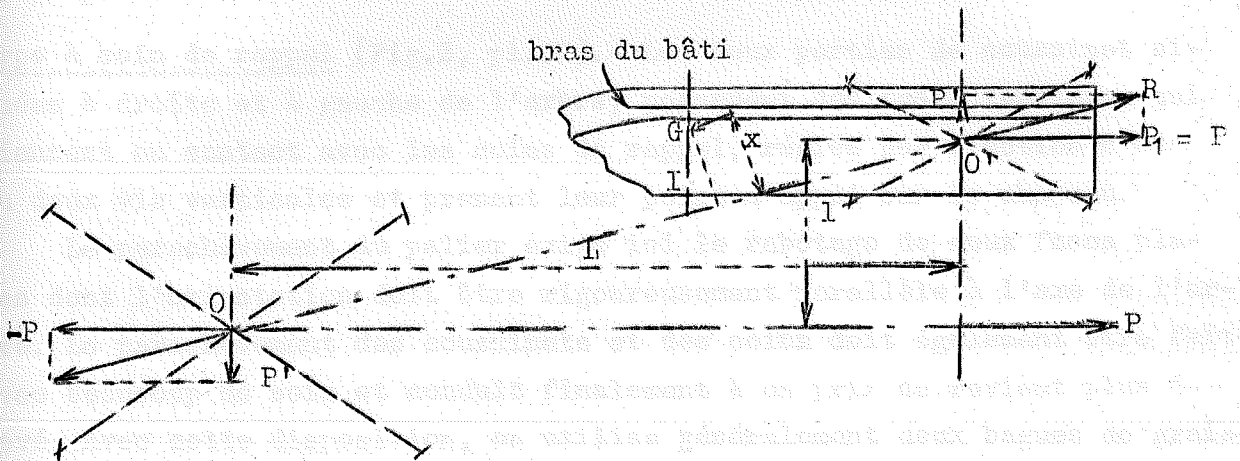
Les bras du bâti s'appuient sur la fondation suivant toute la longueur et les paliers sont coulés avec les bras, d'une seule pièce. Ces bras sont reliés intérieurement par une paroi plane, (cylindrique à l'endroit des paliers) servant d'entretoise et de bac destiné à recueillir

l'huile projetée par le piston et la bielle.

Au point de vue calcul, considérons l'effort P appliqué à la manivelle au point mort. Cet effort que nous supposons pouvoir être transporté, tel quel, en P_1 , provoque une extension ou une compression dans le bras du bâti; de plus, si on a affaire à un bâti en bayonnette, il y a lieu de tenir compte de deux moments de flexion :

1°.- le moment $P.h'$, h' désignant la hauteur de l'axe du palier au centre de gravité de la section dangereuse du bâti que donne la coupe CD (fig.1, pl.39).

2°.- un moment Px , tendant à fléchir le bâti dans le plan horizontal.



Supposons que, en ce qui concerne le côté cylindre (voir fig.), l'effort P puisse être considéré comme appliqué en O à l'aplomb du centre de figure des boulons d'attache et que l'effort P_1 soit appliqué, en O' , à l'aplomb du centre de figure des boulons d'attache du palier.

Admettons que le moment $P.l$ soit équilibré par le couple $P'l$.

La résultante d'un groupe d'efforts P et P' est R , dont le support est OO' . Dans une section du bras telle que I , le moment de flexion horizontale est Rx , x désignant le bras du levier de R par rapport au centre de gravité G de la section considérée.

Paliers.- Les paliers pour machines horizontales sont généralement construits avec coussinets en quatre pièces, de façon à pouvoir permettre le rappel du jeu et assurer ainsi la marche sans choc. On en peut distinguer deux types :

Type à vis de rappel.- (Fig.4, pl.38). Dans ce système, le coussinet de droite s'appuie sur deux vis réglables engagées dans des écrous fixes et

bloquées au moyen de contre-écrous extérieurs.

Ce système présenterait le grave inconvénient de déterminer, en suite de l'usure du coussinet, un déplacement de l'axe de l'arbre vers le cylindre, mais un dispositif a été prévu, qui, lorsque l'usure du coussinet a pris une valeur appréciable, permet de rétablir exactement la position primitive de l'axe de l'arbre. Il suffit d'introduire derrière les lames d'acier qui se trouvent placées exactement en face des vis de rappel, une épaisseur de tôle appropriée, celle-ci étant pressée contre la paroi du palier et, la lame d'acier, au moyen d'une vis que l'on voit nettement sur la projection horizontale.

Type à coin de rappel (Fig.3, pl.37). - Les deux parties de coussinet situées à droite et à gauche de l'arbre, possèdent des faces inclinées qui viennent en contact avec les coins de rappel, réglés par l'action d'une ou deux vis verticales et prenant leur point d'appui sur le chapeau.

Le parachèvement du palier exige ici le rabotage de deux faces planes dont l'orientation doit être rigoureusement parallèle à l'axe de l'arbre. Le parachèvement des coussinets et des coins doit également être fait avec beaucoup de soin et conduit finalement à un prix de revient plus élevé. Avec cette disposition, on utilise généralement deux bagues de graissage.

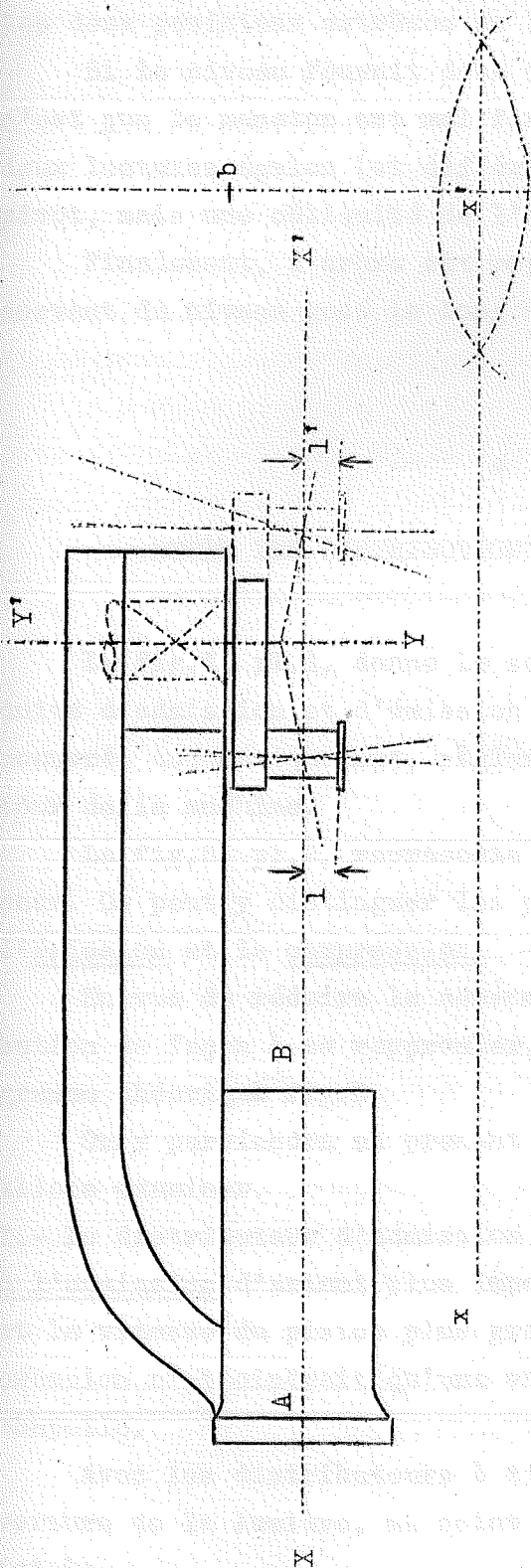
Dans la construction de la fig.3, des bacs, rapportés, en deux pièces, sont fixés de part et d'autre au palier, autour de l'arbre. Ils servent à recueillir l'huile en excès qui tend à fuir le long de ce dernier. Des rainures, pratiquées dans les embases de l'arbre, ont pour effet de déterminer, par l'action de la force centrifuge, la projection dans les bacs dont il vient d'être question, de l'huile, qui tend à se perdre.

Dans les deux types de palier, le chapeau est tracé de façon à établir une liaison entre la partie avant, qui est soumise à la flexion et le bâti proprement dit.

On renforce ainsi considérablement la partie la plus exposée à fléchir et à se briser sous l'action d'un effort anormal.

Vérification des axes lors de l'installation d'une machine d'atelier.

L'axe XX' du guide cylindrique doit être rigoureusement perpendiculaire à l'arbre de transmission que la machine est destinée à faire mouvoir.



On trace sur le sol un axe xx' parallèle à XX' en utilisant une construction par arc de cercle réalisé à partir de deux points de la transmission reportés sur le sol en a et b par un fil à plomb. On réalise alors matériellement l'axe xx' au moyen d'un fil d'acier ou de soie fortement tendu et sensiblement horizontal.

Les extrémités A et B de l'axe du guide sont amenés par tâtonnements en coïncidence avec le fil tendu.

On s'assure ensuite, en utilisant le niveau que le guide est horizontal et on déplace éventuellement une des extrémités du fil XX' dans le plan vertical jusqu'à ce que celui-ci soit parallèle à la génératrice supérieure du guide.

Il reste à s'assurer que le palier d'extrémité est réglé de telle façon que YY' soit parallèle à XX' .

On y arrive par tâtonnement. Les distances l et l' doivent être égales pour les deux positions extrêmes de la manivelle dans le plan horizontal.

Il convient de s'assurer encore que l'axe du maneton de la manivelle est bien perpendiculaire à l'axe XX' des guide et cylindre.

On peut, dans ce but, utiliser un niveau posé sur le maneton pour les deux positions extrêmes de la manivelle, dans le plan vertical.

Si le niveau fournit deux indications égales et de signes contraires, c'est que le maneton est mal fixé au corps de la manivelle, tandis que deux lectures égales (et différentes de zéro) décèlent un bon calage du pivot, mais une obliquité de l'arbre.

Finalement, l'arbre est rendu horizontal, dans le plan YY' , en se servant du niveau posé le long de sa génératrice supérieure.

*

* *

ETUDE DES DISTRIBUTIONS POUR MACHINES A VAPEUR (*).

La fig.1, pl.1, donne le schéma d'un cylindre à vapeur avec ses conduits d'admission et d'émission et ses robinets de distribution qui, manoeuvrés automatiquement, règlent l'évolution du fluide pendant chaque tour de la machine.

La fig.8, pl.2, représente le diagramme d'un cycle complet de la vapeur. On peut y distinguer les phases suivantes : l'admission, la détente, l'émission et la compression.

En vue de réduire la consommation, il y a lieu de régler la distribution de façon à se rapprocher, autant que possible, de la forme du diagramme théorique fig.6.

On y parviendra en prenant un certain nombre de précautions que nous allons examiner.

1.- Le distributeur d'admission sera réglé de façon à réaliser une avance à l'admission d'autant plus importante que l'espace mort est plus grand et la vitesse du piston plus grande. Sans cette avance à l'admission, la pression n'atteindrait qu'une valeur notablement inférieure à celle de la chapelle.

Avec les distributeurs à tiroir, on adopte une avance telle que l'ouverture de la lumière, au point mort, soit égale à $\frac{1}{10}$ à $\frac{1}{5}$ de l'ouverture totale.

2.- Le distributeur sera commandé de façon à réaliser une fermeture rapide de la lumière d'admission et cela, afin de réduire, autant que possible, la perte de surface (au diagramme des p.v.) provoquée par le laminage.

Ce laminage ne peut jamais être nul et l'on peut admettre que la fermeture n'a lieu qu'en d (fig.8). On désigne, généralement, sous le nom de degré d'admission, le rapport $\frac{a+d}{a}$, $\frac{v_0}{v}$, d' représentant le point d'intersection du prolongement de la courbe de détente avec la ligne de pression correspondant à la pleine ouverture.

La courbe de détente est généralement au-dessus de la courbe de détente théorique donnée par l'équation $pv = C^{te}$. Elle s'en rapproche davantage avec la vapeur surchauffée qu'avec la vapeur saturée.

3.- La distribution d'émission devra réaliser une avance à l'émission telle que la perte de surface (au diagramme des p.v.) soit minimum.

Si l'avance est trop grande, la pression tombe rapidement. Si elle est insuffisante, l'évacuation totale ne peut avoir lieu au point mort et la contre-pression reste plus élevée que la pression d'échappement pendant toute une partie de la course.

L'avance à l'émission est généralement comprise entre 5 et 10% de la course. Elle correspond à une ouverture de la lumière, au point mort, comprise entre $\frac{1}{3}$ et $\frac{2}{3}$ de l'ouverture maxima.

4.- La fermeture du conduit d'émission se fera avant son arrivée au point mort dans la course de retour, de façon à réaliser un degré de compression suffisant pour atteindre une pression comprise entre $\frac{1}{3}$ et $\frac{2}{3}$ de la pression d'admission.

Le rôle de la compression peut être discuté au point de vue du rendement de la machine. Au point de vue du bon fonctionnement, cette compression est nécessaire pour déterminer le changement progressif du sens des efforts dans les organes du mouvement alternatif et éviter les chocs à fond de course. Cette compression est d'autant plus nécessaire que la vitesse de rotation est plus grande.

Le degré de compression varie avec l'importance de l'espace mort et le taux de la compression.

Dans les machines monocylindriques, le degré de compression est généralement de 10 à 15%.

Dans les machines compound : de 5 à 10 % pour le cylindre H.P.

15 à 20% " " " B.P.

Un bon système de distribution doit répondre aux conditions suivantes :

- a) réaliser une admission variable par le régulateur et ce dans des conditions telles, que l'effort demandé à celui-ci soit relativement faible.
- b) assurer la variation du degré d'admission sans toucher aux autres phases de la distribution.
- c) réaliser une fermeture aussi rapide que possible de la lumière d'admission.
- d) permettre une disposition des organes d'obturation qui réduise au minimum l'espace mort en volume et en surface.

Comme nous le verrons par la suite, la réalisation de ces desiderata ne peut se faire que par les systèmes à quatre distributeurs (soupapes, pistons-valves ou robinets).

On peut distinguer dans les différents systèmes de distribution pour machines fixes :

1°.- Les obturateurs à glissement :

- a) par tiroirs plans

{	simple
	double
- b) par tiroir cylindrique équilibré ou par pistons-valves.
- c) par robinets.

2°.- Les obturateurs à soulèvement (soupapes) qui permettent de réduire les frottements au minimum.

*

*

*

L'organe exclusivement admis, peut-on dire, dans la construction des machines à vapeur, pour la commande des distributeurs, est : l'excentrique.

Le mouvement rectiligne alternatif fourni par l'excentrique est le même que celui donné par une manivelle dont le rayon serait égal à l'excentricité du plateau calé sur l'arbre (fig.1, pl.41).

Ce plateau est construit en une (fig.2) ou deux pièces (fig.1). Il est fixé sur l'arbre par calé, mais il est généralement muni d'une vis qui permet, par un serrage sur l'arbre, d'effectuer un calage provisoire.

Lorsque le plateau est construit en deux pièces, l'assemblage se fait généralement au moyen de prisonniers vissés dans la moitié la moins volumineuse du plateau. La partie lisse du prisonnier est logée dans l'autre

moitié du plateau et l'ensemble est claveté. Cet assemblage permet de réduire au strict minimum le diamètre du plateau.

Les deux demi-plateaux s'emboîtent pour assurer la coïncidence de leurs deux axes, par tenon et mortaise.

Le collier, toujours en deux pièces, est garni généralement de métal blanc et l'assemblage est effectué au moyen de boulons.

Le mode d'assemblage de la tige au collier varie avec les dimensions.

Les figures 1 et 2 donnent les deux dispositions adoptées le plus couramment.

Au point de vue du mode de commande des organes distributeurs, on peut distinguer :

- 1) les types à liaisons desmodromiques dans lesquels, à une position déterminée de l'excentrique ne correspond qu'une position possible pour l'organe distributeur.
- 2) les types à commande par déclics et par comes.

*

*

*

CHAPITRE I

ETUDE DES DISTRIBUTIONS PAR TIROIRS

1.- DISTRIBUTION PAR TIROIR SIMPLE.

Nous décrirons tout d'abord la distribution par tiroir simple.

Dans ce système de distribution, un seul organe suffit à assurer à la fois l'admission et l'émission sur les deux faces du cylindre.

La fig.1, pl.1, donne la coupe d'un tiroir simple par un plan passant par l'axe du cylindre. Les conduits qui débouchent de part et d'autre de la lumière centrale, aboutissent aux extrémités du cylindre. La lumière centrale est en relation avec la conduite d'échappement.

Le tiroir glisse sur une table de distribution, pressé sur celle-ci par la vapeur, à la pression d'admission, qui remplit la chapelle. Ce tiroir est commandé par un excentrique de rayon r .

La fig.1 représente le tiroir dans sa position moyenne. L'excentricité r se trouve suivant Ob . A ce moment, la manivelle de la machine est dirigée suivant OM faisant, avec la ligne des points morts, un angle δ .

Lorsque la manivelle aura parcouru l'angle δ et sera arrivée en OM_0 (fig.2) sur la ligne des points morts, le tiroir aura parcouru un chemin $x_0 = OC_0$.

L'influence de l'obliquité de la tige d'excentrique est ici négligée.

A cet instant, le tiroir doit découvrir la lumière d'une certaine longueur y appelée avance linéaire à l'admission.

L'angle que fait l'excentricité r avec la perpendiculaire à la ligne des points morts est appelée angle d'avance et l'angle $(90^\circ + \delta)$, angle de calage.

Lorsque la manivelle aura décrit un angle α , le chemin x' parcouru par le tiroir à partir de sa position moyenne sera donnée par la projection de ob' (fig.3) sur la ligne des points morts (obliquité négligée) :

$$x' = OC' = Ob \cdot \cos b' \widehat{O C'} = \underline{r \cdot \sin (\delta + \alpha)}$$

Epure polaire (de Zeuner).- On peut tracer un diagramme polaire donnant la valeur de x' pour une position quelconque de la manivelle définie par l'angle α (fig.4).

Ce diagramme, quand l'obliquité est négligée, est une circonférence de diamètre égal à r , ayant son centre sur la droite Ob faisant avec OY un angle δ , cet angle étant porté en sens inverse du mouvement, à partir de OY .

En effet, soit OM une position quelconque de la manivelle définie par l'angle α .

Abaissons de b une perpendiculaire bB sur OM ,

$$\begin{aligned} OB &= Ob \cdot \cos b \widehat{O B} \\ &= Ob \cdot \sin (\delta + \alpha) \\ &= r \cdot \sin (\delta + \alpha) \\ &= x. \end{aligned}$$

Or, le lieu géométrique des points B est la circonférence qui a Ob comme diamètre.

Pour la course du tiroir, à gauche de la position moyenne, on pour-

rait démontrer que les valeurs de x correspondantes sont fournies par une seconde circonférence passant par O , de même diamètre et dont le centre se trouve sur la ligne Ob prolongée.

Ce diagramme polaire a été indiqué pour la première fois par Zeuner.

Nous pourrions maintenant nous demander pour quelle position de la manivelle aura lieu le commencement de l'admission.

Elle commencera lorsque le tiroir se sera déplacé vers la droite d'une longueur e (fig.1) que l'on désigne sous le nom de recouvrement extérieur du tiroir. Si nous traçons du centre O (fig.4) un arc de rayon e , cet arc coupera le cercle de distribution aux points 1 et 2 qui marqueront le commencement et la fin de l'admission. L'admission commencera lorsque la manivelle sera en A pour finir quand elle arrivera en D .

L'angle AOM_0 est appelé avance angulaire à l'admission.

En ce qui concerne l'émission, elle commencera pour une position de la manivelle telle que le chemin parcouru par le tiroir, à gauche de sa position moyenne, soit égal à i , recouvrement intérieur du tiroir (fig.1). L'arc de circonférence de centre O et de rayon i coupera le second cercle de distribution aux points 3 et 4 qui marqueront respectivement le commencement et la fin de l'émission. $\widehat{EOM_0}$ est appelé angle d'avance à l'émission.

La lumière sera complètement découverte lorsque le tiroir se sera déplacé vers la gauche d'une longueur égale à $i + a$ (a étant la largeur de la lumière).

En traçant sur le second cercle de distribution un arc de rayon $(i + a)$, nous obtiendrons les points 5 et 6 et les positions correspondantes des manivelles entre lesquelles l'ouverture à l'émission est complète.

L'épure de Zeuner (fig.4) ainsi tracée permet de déterminer le diagramme théorique de la machine.

Nous avons négligé, dans ce qui précède, l'influence de l'obliquité de la bielle de l'excentrique. Les erreurs qui en résultent sont faibles parce que le rapport $\frac{1}{r}$ est presque toujours plus grand que 15.

Cependant, avec les mêmes recouvrements des deux côtés du tiroir,

les phases sont assez différentes en raison de l'obliquité de la bielle de la machine. C'est ainsi que, pour une certaine machine, on obtenait :

<u>Pour la marche :</u>	<u>Avant.</u>	<u>Arrière.</u>
un degré d'admission de	75%	de 81%
" " de compression de	10%	" 14%

Pour connaître le déplacement exact du tiroir, en tenant compte de l'obliquité de la bielle d'excentrique, on fera emploi de la méthode de Dubost, indiquée par la fig.9, pl.III (Pour la démonstration, voir le "Cours de Description des Machines", de Monsieur Legrand, p.187).

Pour conserver une même admission, on choisira des recouvrements différents.

Epure circulaire ou de Reuleaux. - (*)

Il existe une autre méthode graphique pour la représentation des déplacements du tiroir.

Traçons (fig.5, pl.II) une circonférence de rayon égal à celui de l'excentrique. Traçons la droite OZ décalée par rapport à OM_0 de δ° en arrière. Soit OM' une position de la manivelle faisant avec OM_0 un angle α et de M' abaissons la perpendiculaire $M'm'$ sur OZ. $M'm'$ mesure le déplacement du tiroir à droite de sa position moyenne, car on a :

$$M'm' = OM' \cdot \cos OM'm' = r \cdot \sin (\alpha + \delta) = x$$

Les déplacements vers la droite sont donc représentés, pour le sens de marche adopté, par les ordonnées de M mesurées au-dessus d'une droite OZ décalée de δ° en arrière, par rapport à la ligne des points morts.

Les déplacements vers la gauche sont mesurés en-dessous de OZ.

Pour connaître la position de la manivelle, qui correspond au commencement de l'admission, il suffit de mener, parallèlement à OZ, une droite d'ordonnée e . L'admission commencera en M_a et finira en M_d . Entre M' et M'' , pour lesquels les ordonnées sont égales à $(e + a)$, la lumière sera complètement découverte à l'admission.

L'émission commencera en M_e , correspondant au recouvrement intérieur i . La lumière d'émission sera complètement découverte entre M_1 et M_2 pour lesquels les ordonnées sont égales à $(i + a)$.

La compression commencera en M_c .

Cette épure de Reuleaux ne convient pas pour l'étude des tiroirs combinés

(*) Cf. note bas de la page 65.

mais elle nous permettra, comme nous le verrons plus loin, de tenir compte de l'obliquité de la bielle d'excentrique.

Épure elliptique (fig. 6 et 7).

Dans cette épure, on porte en abscisses les déplacements du piston et en ordonnées les déplacements du tiroir.

Pour le tracé de cette épure, on peut s'aider d'une des méthodes vues précédemment (de Zeuner ou de Reuleaux) ou bien, opérer comme il est indiqué à la fig. 6, en projetant les extrémités du rayon de l'excentrique b sur la ligne des points morts décalée de 90° .

L'horizontale d'ordonnée a coupera le diagramme (qui est une ellipse si on néglige les obliquités) en deux points correspondant au commencement et à la fin de l'admission. Avec l'horizontale d'ordonnée $(a + b)$, nous trouverons les points m' et m'' (fig. 7) entre lesquels l'ouverture de la lumière est complète.

De même : les points de l'ellipse ayant comme ordonnée i , nous feront connaître le commencement et la fin de l'émission, les points d'ordonnée $(i + a)$, les positions m_1 et m_2 du piston entre lesquelles l'ouverture à l'émission est complète.

Cette épure elliptique est intéressante parce qu'elle nous permet de nous rendre compte du phénomène du laminage de la vapeur à la fin de l'admission.

L'expérience montre que le laminage devient sensible lorsque la vitesse calculée de la vapeur dépasse 90 mètres par seconde.

Déterminons la vitesse de la vapeur dans la lumière d'admission. Si s est la section de la lumière à un instant quelconque,

S celle du piston,

V la vitesse de la vapeur dans la conduite d'admission et

V' la vitesse du piston,

nous pourrions écrire, si nous négligeons l'influence sur la densité, de la chute de pression provoquée par la détente à travers l'orifice libre,

$$s.V = S.V'$$

d'où

$$V = \frac{S.V'}{s}$$

Or, nous savons que :

$$V' = \frac{dx}{dt} = R.\sin\alpha \cdot \frac{d\alpha}{dt} = R.\omega \cdot \sin\alpha.$$

V' est donc représenté (fig.6), à une certaine échelle, par les ordonnées du cercle de diamètre $2R$.

D'autre part, si on désigne par h la hauteur de la lumière d'admission, on pourra écrire : $s = h \cdot (x - e)$

et
$$V = \frac{S \cdot V'}{h \cdot (x - e)}$$

Tant que le déplacement du tiroir est plus grand que $(e + a)$, la lumière a une section constante $h \cdot a$ et V reste proportionnel à V' .

Le diagramme de V peut donc être représenté par les mêmes ordonnées que V' à une certaine échelle.

A mesure que $(x - e)$ diminue, la section s de l'admission diminue et la vitesse V de la vapeur grandit et tend théoriquement vers une valeur infinie (fig.6).

Le laminage commence, d'après ce que l'on a pu observer, lorsque la vitesse V atteint une valeur de $V = 90$ m./sec.

La courbe de détente ne sera pas représentée par $d e$ (fig.5) mais par $d'e'$ (courbe pointillée) et le degré d'admission réel sera représenté par $m_0 d'$ et non par $m_0 d$.

Influence de l'obliquité de la bielle d'excentrique.

Pour connaître la vraie position du piston correspondant à une position de la manivelle, il ne suffit pas d'abaisser, du bouton de la manivelle, une perpendiculaire à la ligne des points morts. Il faut tracer un arc de circonférence qui passant par B a comme centre A , et comme rayon L passant par B (fig.8, pl.III).

Cette construction est peu pratique étant donnée la valeur de L . On peut lui substituer celle indiquée par Dubost (fig.9) ou, mieux, utiliser la méthode des gabarits (voir plus loin).

Si nous voulons tenir compte de l'obliquité de la bielle d'excentrique, nous pourrions appliquer la première méthode à l'épure circulaire (fig.5). L'ordonnée du point M' donne la valeur de $x = M'm'$ pour la manivelle dans la position OM' si l'on fait abstraction de l'obliquité.

Cette ordonnée peut être obtenue en abaissant de M' une perpendiculaire sur OB . Mais si nous voulons tenir compte de l'obliquité de la bielle d'excentrique, il faut décrire un arc de cercle passant par M' et de rayon l égal à la longueur de la bielle d'excentrique (fig.11).

Pour avoir la position de la manivelle correspondant à $x = e$,

on portera la valeur de e à partir de O suivant une direction faisant avec OM'' un angle δ .

L'arc de cercle, de rayon l donnera les points d'intersection M_a et M_d correspondant au commencement et à la fin de l'admission. De même, en portant les valeurs $(e + a)$, i et $(i + a)$ et en traçant avec le même rayon des arcs de cercle dont les centres se trouvent situés sur la droite faisant l'angle δ avec la verticale, nous obtiendrons :

Les points M' et M'' entre lesquels l'ouverture à l'admission est complète.

Les points M_e et M_o correspondant au commencement et à la fin de l'émission.

Les points M_1 et M_2 entre lesquels l'ouverture à l'émission est complète.

1.- Distribution par tiroir simple.

Les données du problème sont les suivantes :

D : diamètre du cylindre,

C : course du piston,

N : nombre de tours par minute de la machine.

Le degré d'admission (75%, par exemple).

1) Calcul des lumières. Soient $S = \frac{\pi D^2}{4}$, la section du cylindre,

$v = \frac{2CM}{60}$, la vitesse moyenne du piston,

s , la section de la lumière et

V , la vitesse moyenne de la vapeur

(on adopte V compris entre 25 et 35 m/sec. et d'autant plus grand que la machine est plus puissante).

De la relation $s.V = S.v$,

on déduit : $s = a.l = \frac{S.v}{V}$ (1)

a étant la longueur de la lumière et l sa largeur.

On adopte l égal à 0,7 ou 0,8 du diamètre du cylindre et l'on déduit a de (1).

2) Détermination de l'angle d'avance δ de l'excentrique.

On connaît (Fig. 12) la position OD de la manivelle pour laquelle la détente commence (on s'est fixé une admission de 75%) et on s'impose un angle d'avance à l'admission de 5 à 10° (angle AOM_o).

L'admission commencera lorsque la manivelle sera en OA et finira lorsqu'elle arrivera en OD.

L'angle δ d'avance de l'excentrique sera obtenu en menant la bissectrice de l'angle AOD.

En effet, si, avec un rayon quelconque, nous décrivons une circonférence passant par O, ayant son centre sur la bissectrice, nous obtenons deux points d'intersection 1 et 2 avec les droites OA et OD tels que $O1 = O2$, l'un et l'autre représentant le recouvrement extérieur e . Le recouvrement e étant choisi égal à $\overline{O1}$, le rayon d'excentrique égal à \overline{Ob} , mb représentera la valeur de l'ouverture maximum à l'admission et v l'avance linéaire à l'admission. On s'assurera de ce que v ne dépasse pas $1/10$ à $1/5$ de mb .

Si nous trouvons une valeur plus grande, c'est que nous aurions pris une avance angulaire à l'admission, trop grande.

Supposons que l'on s'impose que la lumière a soit complètement découverte à l'admission, sans plus, on pourra calculer r et e .

En effet, on peut écrire :

$$\frac{ob}{r} = \frac{mb}{a}$$

d'où : $r = \frac{a \cdot ob}{mb}$

$$\frac{e}{a} = \frac{o1}{mb}$$

d'où : $e = \frac{a \cdot o1}{mb}$

3) Détermination du recouvrement intérieur i .

Si l'on s'impose une avance à l'émission de 5 à 10% de la course, on pourra déterminer le point E.

L'intersection de OE avec le cercle de Zeuner donne le point 3 et le recouvrement intérieur est représenté par $\overline{O3}$.

De la relation : $\frac{i}{O3} = \frac{r}{ob}$

nous déduisons : $i = \frac{r \cdot O3}{ob}$

Nous connaissons ainsi e , i et r .

Nous choisirons comme hauteur h minima du tiroir, la valeur de a ; souvent : $h = 1,2$ à $1,5 a$ (fig.12).

4) Détermination de la largeur a' de la lumière d'émission.

Lorsque le tiroir s'est déplacé vers la droite d'une longueur égale

au rayon d'excentrique r , l'émission a commencé du côté droit du piston et il convient que la lumière d'émission soit encore, alors, ouverte, et ce d'une longueur a , partant :

$$a' = (r + a) - (b - i) = r + a + i - b.$$

La valeur de b est comprise entre 25 et 40 mm.

Tous les éléments du tiroir sont ainsi déterminés. Nous pouvons le tracer.

*

* *

Remarquons (fig.12) qu'à mesure que l'admission diminue, le rayon d'excentrique augmente pour une même valeur de a car dans

$$r = \frac{a \cdot ob}{mb},$$

a et ob sont constants alors que bm diminue.

On ne peut, avec un tiroir simple, descendre en-dessous d'une admission de 60%.

Pour de plus petites admissions, on emploie le tiroir Trick.

2.- Distribution par tiroir Trick. -

A la fig.13, pl.IV est dessiné le schéma d'un tiroir Trick, Il ne diffère du tiroir simple que par la présence d'un canal ménagé dans l'épaisseur de celui-ci. La largeur de ce canal est généralement égale à $\frac{a}{2}$, a désignant l'ouverture de la lumière d'admission calculée comme ci-dessus.

La table de distribution a, ici, une longueur déterminée de telle manière que le bord extérieur du canal arrive en coïncidence avec le bord extérieur de la table lorsque la distance x parcourue par le tiroir à partir de sa position moyenne est égale à e (fig.13). Dans ces conditions, l'admission se fait, à la fois, par le bord extérieur du tiroir et par le bord extérieur du canal. Les ouvertures sont doublées.

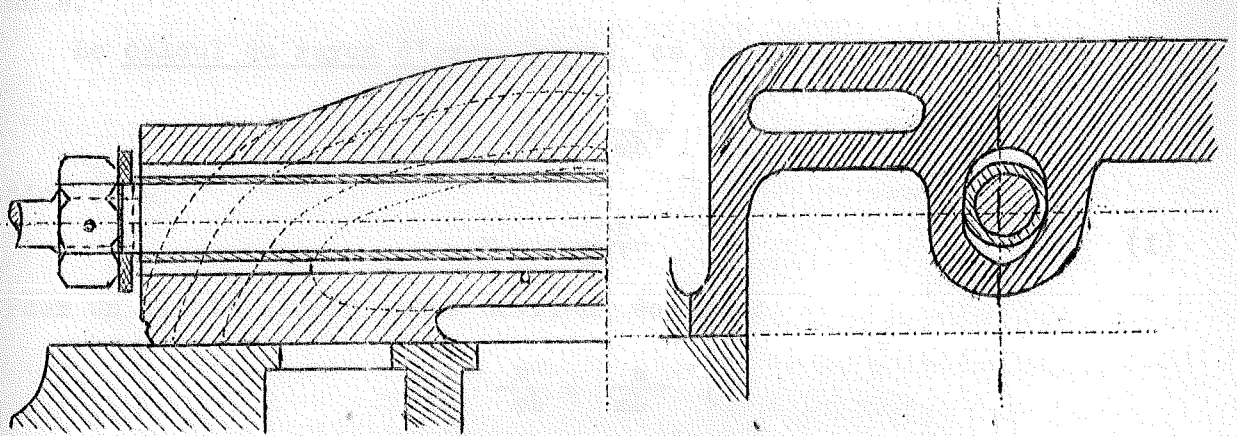
Pour qu'il en soit ainsi jusqu'à l'extrémité de la course du tiroir, il faut toutefois que la largeur a_1 , de la lumière du cylindre, soit égale à

$$a_1 = 2 \frac{a}{2} + e \quad (\text{fig.14})$$

S'il n'en est pas ainsi, l'ouverture cesse de croître à partir du moment où le bord intérieur de la lumière vient en coïncidence avec le bord intérieur du canal (fig.14).

En ce qui concerne l'émission, tout se passe comme dans le cas du tiroir simple commandé par un excentrique de même rayon et fonctionnant avec le même recouvrement intérieur i .

La commande du tiroir se fait par une tige passant au travers d'une douille ménagée dans le tiroir. On donne à l'ouverture de cette douille une forme en "boutonnière" pour laisser au tiroir, qui s'use, la possibilité de rester en contact avec la surface de glissement du tiroir sans provoquer de réaction sur la tige.



Les écrous ne devront pas être bloqués contre le tiroir. On pourra employer des contre-écrous ou encore engâner la tige dans une buselure de longueur supérieure d'une fraction de millimètre à celle du tiroir; les écrous seront alors bloqués contre cette buselure (voir croquis).

La planche 42 représente un autre mode d'entraînement du tiroir; celui-ci est complètement entouré d'un cadre, qui lui laisse toute liberté dans le sens vertical.

Epure de distribution.

La fig.15 montre l'épure de distribution qui correspond à 45% d'admission. En s'imposant une avance angulaire AOX , on peut trouver l'angle de calage de l'excentrique en traçant la bissectrice de l'angle AOD .

Traçons le cercle de distribution de diamètre ob et le cercle de recouvrement extérieur $O1$.

Lorsque le tiroir s'est déplacé vers la droite d'une longueur e , l'admission se fait, à la fois, par le bord extérieur du tiroir et par le bord extérieur du canal. Nous pouvons donc, à partir de $x = e$ doubler les ouvertures. Lorsque la largeur du canal sera complètement décou-

verte, c'est-à-dire lorsque x sera égal à $e + \frac{a}{2}$, l'ouverture du tiroir ne croîtra plus que comme celle d'un tiroir simple.

Si les dimensions sont telles que le bord intérieur du canal vienne en coïncidence avec le bord intérieur de la lumière avant que x ne soit égal à $e + \frac{a}{2}$, l'ouverture restera constante pendant une partie de la course. Ce cas qui correspond à la fig. 14, conduit à l'épure fig. 15, dans laquelle on relève les points 7 et 8 entre lesquels l'ouverture est constante.

Le calcul du rayon d'excentrique, se poursuit comme ci-après :

$$\frac{r}{ob} = \frac{a}{mb'}$$

d'où :

$$r = a \cdot \frac{ob}{mb'} \quad (1)$$

Pour un tiroir simple, nous devrions écrire :

$$\frac{r'}{ob} = \frac{a}{mb}$$

d'où :

$$r' = a \cdot \frac{ob}{mb} \quad (2)$$

Des relations (1) et (2), on peut déduire le rapport des rayons d'excentrique

$$\frac{r}{r'} = \frac{a \cdot ob \cdot mb}{mb' \cdot a \cdot ob} = \frac{mb}{mb'}$$

Nous pouvons, à la limite, réduire le rayon r à la moitié de celui d'un tiroir simple capable de fournir la même admission. Il suffit que mb' soit égal au double de mb . Pour cela il suffit, qu'à fond de course, (fig. 14 bis), le bord intérieur de la lumière du tiroir ne dépasse pas le bord intérieur de la lumière de la distribution, c'est-à-dire que :

$$a_1 = 2 \frac{a}{2} + \epsilon = a + \epsilon.$$

L'émission n'est en rien changée dans le tiroir Trick.

Les points E et C (fig. 15) marquent respectivement le commencement et la fin de l'émission.

Pour qu'il n'y ait pas d'étranglement à l'émission, il faut toutefois que le déplacement vers la gauche du tiroir soit plus grand que $i + a$. Il faut donc : $r > i + a$.

Si cette conditions n'était pas réalisée, on adopterait $r = i + a$.

La fig.15 nous montre que l'angle de calage augmente à mesure que l'admission diminue. A mesure que l'angle de calage augmente, la compression augmente également. Si l'on veut éviter une compression exagérée, il convient de ne pas descendre en-dessous d'une admission de 40%.

Pour réaliser une plus petite admission sans compression exagérée, il faut alors employer le tiroir double.

5.- Distribution par tiroir double ou tiroir Meyer.

La distribution par tiroir double comprend un tiroir principal, commandé par l'excentrique ob_1 (fig.26, pl.X), fonctionnant comme un tiroir simple de recouvrement e et un tiroir de détente constitué par l'ensemble de deux plaques mises en mouvement par un second excentrique ob_2 , et se déplaçant sur le dos du tiroir principal.

Quand le tiroir principal est dans sa position moyenne (fig.26), le tiroir de détente est déplacé vers la droite de sa position moyenne d'une longueur :

$$x_2 = oc_2.$$

Lorsque la manivelle est au point mort, le tiroir principal découvre la lumière d'une longueur égale à v (fig.27) et le tiroir de détente atteint à ce moment, très approximativement, l'extrémité de sa course.

Le tiroir principal continue sa course vers la droite; le tiroir de détente va se déplaçant vers la gauche et il arrive un moment où le bord extérieur de la plaque de détente vient en coïncidence avec le bord extérieur de la lumière du tiroir principal qui débouche sur le dos de ce dernier. L'admission est alors terminée.

Pour pouvoir déterminer la durée de l'admission, il est nécessaire de connaître le mouvement relatif des deux tiroirs, c'est-à-dire la valeur de la distance x , entre leurs axes pour les différentes valeurs de a . On peut écrire que (fig.27) :

$$x = x_2 - x_1$$

Soient (fig.17, pl.V) : ob_1 , le rayon d'excentrique du tiroir principal,
 δ_1 , son angle d'avance
 ob_2 , le rayon d'excentrique, du tiroir de détente,
et δ_2 , son angle d'avance.

Pour une position quelconque, OB_2 de la manivelle, le tiroir prin-

principal s'est déplacé de $x_1 = OB_1$ à droite de sa position moyenne; pour la plaque de détente, cette distance est égale à $x_2 = OB_2$.

La différence : $x_1 - x_2 = OB_1 - OB_2 = B_1B_2 = x$.

Prolongeons la direction de la manivelle OB_2 au-delà de O , considérons le segment Ob égal et parallèle à b_1b_2 et, du point b , abaissons la perpendiculaire bB sur OB .

OB est égal à B_1B_2 comme projection, sur une même droite, de deux segments égaux et parallèles.

L'angle bBO étant de 90° , le lieu des points B est la circonférence décrite sur Ob comme diamètre que l'on désigne sous le nom de "circonférence du mouvement relatif".

Il se déduit de ceci que : les déplacements de la plaque de détente mesurés à droite de l'axe du tiroir principal, sont représentés, à l'échelle adoptée, par les segments interceptés par le cercle Ob sur le prolongement de l'axe de la manivelle. Les déplacements mesurés à gauche de l'axe par les vecteurs interceptés sur l'axe lui-même.

Désignons par p la distance comprise entre le bord de la plaque de détente et le bord extérieur de la lumière lorsque les axes des deux tiroirs coïncident (fig. 16).

On pourra dire que la fermeture de la lumière aura lieu lorsque le déplacement du tiroir de détente vers la gauche par rapport au tiroir principal sera égal à p .

Si, avec une ouverture de compas, égale à p , on trace, de O comme centre, un arc de cercle, on déterminera un point d'intersection avec le cercle du mouvement relatif qui fixera la position OD de la manivelle pour laquelle la détente commencera.

L'admission ira en augmentant si on fait croître p .

Pour $p = 0$, la fin de l'admission coïnciderait avec la position de la manivelle correspondant à la tangente au cercle du mouvement relatif. L'admission ne sera nulle, que si on prend, pour p , une valeur négative mesurée sur le prolongement de la manivelle par le segment compris entre O et le point d'intersection de la ligne des points morts avec le cercle du mouvement relatif.

Il pourrait arriver que la plaque de détente découvre à nouveau la lumière du dos, du tiroir principal avant que la lumière de la table de distribution ne soit obstruée par le tiroir principal lui-même. Il en ré-

sulterait une réadmission, à la fin de la détente, ce qui serait préjudiciable à la bonne marche de la machine et ferait croître, sensiblement, sa consommation. On peut se demander à quelle condition doit satisfaire le cercle du mouvement relatif pour qu'aucune réadmission ne puisse se produire en marche.

Il suffit que le diamètre Ob du cercle du mouvement relatif soit situé à droite de la position OD_m de la manivelle pour laquelle le tiroir principal ferme la lumière d'admission.

En effet, la plaque de détente découvre à nouveau la lumière pour une position de la manivelle symétrique de la position de fin d'admission par rapport à Ob .

Si Ob se trouvait à gauche de OD_m , il existerait donc des valeurs de p pour lesquelles la lumière serait découverte par la plaque de détente avant que la manivelle n'ait atteint OD_m , c'est-à-dire avant que le tiroir principal n'ait fermé la lumière de la table.

Epure de distribution.-

Supposons que l'on s'impose une admission maxima de 80% et une admission minima nulle.

On se donne une avance angulaire à l'admission $A O M_0$ (fig.17) et en menant la bissectrice de l'angle $A O D_m$, on obtient l'angle de calage δ_1 du tiroir principal.

On peut, dès lors, ayant déterminé la largeur de la lumière de l'admission, déterminer le rayon d'excentrique et le recouvrement extérieur du tiroir principal. En s'imposant une avance à l'émission, on déterminera le recouvrement intérieur i (voir épure du tiroir simple).

Il reste à déterminer l'angle de calage δ_2 et le rayon d'excentricité r_2 des plaques de détente. Pour éviter toute réadmission, nous prendrons le diamètre Ob du cercle relatif, 5° à droite de la position de OD , c'est-à-dire OD_m qui correspond à l'admission maxima.

Pour éviter le laminage de la vapeur, nous nous imposerons un cercle du mouvement relatif suffisamment grand. Nous prendrons, p.ex., $ob = ob_1$. Dans tous les cas, son rayon sera pris supérieur à a . En traçant le parallélogramme ayant pour diagonale ob_1 et pour côté ob , on obtiendra $ob_2 = r_2$ et l'angle d'avance δ_2 .

On pourra, si la condition ne conduit pas à un cercle du mouvement relatif trop petit, s'imposer la condition que les deux excentriques soient

identiques, au lieu de la condition $ob = ob_1$, tout en conservant pour direction de ob celle qui fait avec OD_m un angle de 5° .

Pour déterminer la longueur des plaques de détente, nous pourrions raisonner comme suit : (fig. 28, pl. X).

Pour pouvoir réaliser une admission nulle, l'extrémité de la plaque devra être portée à une distance du bord extérieur de la lumière; égale à $p_{min.}$ (position pointillée), les axes des deux tiroirs étant en coïncidence.

r étant le diamètre du cercle du mouvement relatif, le point extrême atteint par la plaque sera obtenu en portant $(p_{min.} + r)$ à partir du bord extérieur de la lumière.

Comme à ce moment, il ne doit pas y avoir réadmission possible par le bord intérieur de la plaque, la longueur S de celle-ci devra être égale à :

$$S = r + p_{min.} + a + \epsilon,$$

ϵ pouvant atteindre 10 à 15 mm.

Si nous voulons réaliser l'admission maxima, nous devons donner au tiroir une longueur telle que la distance comprise entre l'axe de celui-ci et le bord extérieur de la lumière soit égale à $(s + p_{max.})$.

Si nous traçons maintenant la table de distribution comme nous l'avons fait pour un tiroir simple, nous constatons que les conduits, ménagés dans le tiroir principal, doivent être inclinés, par rapport à l'axe, vers l'extérieur pour le cas considéré.

La fig. 16 montre comment, par l'utilisation d'une tige t_2 filetée moitié pas à droite, moitié pas à gauche, il est possible d'écarter ou de rapprocher les plaques de détente en agissant par simple rotation sur cette tige et de réaliser ainsi les valeurs de p comprises entre $p_{max.}$ et $p_{min.}$.

Les écrous g sont encastrés latéralement entre les joues des traverses venues de fonte avec les plaques. Ils possèdent des rebords qui, à leur tour, les accrochent aux traverses de façon à établir une liaison dans le sens axial.

Cette disposition permet aux plaques de se rapprocher de l'axe du cylindre lorsque l'usure se produit, sans donner lieu à une réaction sur la tige.

C'est en vue de réaliser la même liberté de déplacement du tiroir principal, que celui-ci est attaqué par une tige t_1 , formant cadre qui

entoure complètement ce tiroir.

En vue de réduire l'effort dû à la pression sur les plaques de détente, on a ménagé des rainures obliques sur le dos du tiroir, rainures qui restent remplies de vapeur à la pression de la chapelle.

4.- Distribution par tiroir "Rider",.

La distribution Meyer, ne permettant pas de faire varier la détente par l'action du régulateur, on a modifié la construction du tiroir de détente pour y parvenir.

La construction la plus pratique est celle donnée par Rider (fig.18, pl.VI). La face inférieure du tiroir principal est plane, la face supérieure est cylindrique et les lumières qui y débouchent sont limitées par des courbes hélicoïdales de même pas mais enroulées en sens inverses.

Développée, la surface supérieure du tiroir principal et la plaque de détente se présentent comme sur la fig.30, pl.X. Le régulateur agit en communiquant à la plaque de détente un mouvement de rotation dont l'effet est de faire varier p .

La commande du tiroir de détente se fait ici par la tige t_2 (fig.18), laquelle tige peut recevoir du régulateur un mouvement de rotation. Cette tige présente un renflement prismatique maintenu entre deux joues venues de fonte avec la plaque de détente. Celle-ci est entraînée suivant l'axe, grâce à la présence de nervures transversales qui emboîtent deux embases venues de forge avec la tige.

Au point de vue tracé des plaques développées, on s'impose généralement un angle de 60° (fig.30) pour l'inclinaison des lumières et on en peut déduire les déplacements qu'il convient de réaliser perpendiculairement à l'axe pour réaliser la valeur de $p_{\min.}$ et celle de $p_{\max.}$

5.- Distribution par tiroir équilibré.-

Les tiroirs plans que nous venons d'étudier, ont leur face supérieure soumise à la pression de la chapelle, alors que la face inférieure est en relation avec l'atmosphère ou avec le condensateur, par l'intermédiaire de la lumière d'émission.

Il en résulte que le tiroir est fortement appuyé sur la table. Cela constitue un avantage au point de vue de l'étanchéité mais un inconvénient au point de vue de l'usure et de la puissance absorbée par les frottements des organes de la distribution.

Nous avons vu comment on avait réduit l'effort total des distributeurs de détente dans les systèmes Meyer et Rider, en pratiquant des rainures sur la face supérieure du tiroir principal.

Lorsque l'on veut réaliser un équilibrage complet de l'organe de distribution, on a recours aux tiroirs cylindriques.

On peut considérer le tiroir cylindrique simple de la fig.21, pl.VII comme engendré par la rotation autour de l'axe de la tige de commande, de la section d'un tiroir simple présentant les recouvrements extérieur e et intérieur i.

La lumière est alors cylindrique et elle s'ouvre sur un canal collecteur à sections croissantes débouchant dans le cylindre sur une hauteur a'.

Sur la fig.21, l'admission se fait par le bord intérieur, l'arrivée de la vapeur en E, l'échappement, en S. Cette solution n'est possible qu'avec le tiroir équilibré. Elle permet de soustraire les bourrages à la pression d'admission. Dans ce cas, le recouvrement e est mesuré à partir du bord intérieur de la lumière.

L'étanchéité du distributeur ne peut être assurée que par la présence de cercles élastiques exerçant une pression suffisante sur la gaine cylindrique qui constitue ici la table du distributeur.

La fig. 29, pl.X donne une disposition possible à ces cercles élastiques. La solution étudiée permet d'éviter la déformation de ceux-ci au moment de leur introduction dans les rainures qui leur servent de logement.

Les deux cercles extérieurs sont tournés au diamètre exact de la gaine puis sont fendus obliquement. Le cercle intérieur est tourné extérieurement à un diamètre plus fort d'environ 1/50, puis entaillé de façon à pouvoir l'introduire à l'intérieur des deux premiers.

Les solutions de continuité des trois cercles sont décalées de 120°. Un ergot établit une liaison entre les trois pièces au point de vue de leur glissement relatif afin d'empêcher que les conduits qu'elles forment ne se placent l'un en face de l'autre, ce qui constituerait un canal de fuite appréciable.

La lumière doit nécessairement être munie de nervures : celles-ci sont disposées obliquement pour éviter que certaines parties des cercles extérieurs ayant à supporter un contact plus prolongé avec la gaine et les nervures, ne s'usent inégalement, ce qui entraînerait la formation de rainures orientées suivant l'axe dans les cercles.

On peut réaliser sous cette forme la distribution du système Trick de même que la distribution par tiroir Meyer ou Rider.

Une difficulté de construction se présente toutefois avec les distributeurs par tiroir double, résultant de ce que l'on doit commander deux tiges dans le même axe.

Un inconvénient sérieux de la distribution Rider équilibrée, c'est qu'il est impossible d'assurer l'étanchéité du tiroir de détente, la disposition des lumières en hélice ne permettant pas d'utiliser les cercles élastiques décrits ci-dessus.

Avec le distributeur par tiroir équilibré du type Meyer, on peut imaginer une disposition permettant de rendre la détente variable par l'action du régulateur. Celui-ci est placé dans le volant et son rôle est de modifier le calage et le rayon de l'excentrique chargé d'attaquer les plaques de détente.

Nous montrerons plus loin au moyen de l'épure de distribution comment, avec cette disposition, on peut obtenir tous les degrés d'admission depuis 0 jusqu'au maximum.

Pour les cylindres à basse pression des machines marines, de même que pour les locomotives à vapeur saturée fonctionnant avec une pression d'admission élevée, on utilise souvent le tiroir plan équilibré. La fig. 20, pl.VII donne le croquis d'un tiroir plan de ce système, combiné pour permettre de doubler, non seulement l'admission, comme il arrive avec le tiroir Trick, mais également les ouvertures d'émission, sans changer le rayon d'excentrique.

On peut voir que, lorsque le tiroir a parcouru une distance égale à a à partir de sa position moyenne, l'admission a lieu à la fois par le bord extérieur du tiroir et par le bord intérieur du canal pratiqué dans celui-ci et débouchant latéralement dans la chapelle de part et d'autre de l'axe.

En ce qui concerne l'équilibrage, on voit comment, par la présence de l'anneau rigide B, engagé dans une rainure pratiquée dans le couvercle et pressé sur le dos du tiroir, par une série de ressorts R (fig.20 bis), on peut soustraire à l'action de la pression de la chapelle, une surface suffisante pour limiter l'effort sur la table à ce qui est nécessaire pour assurer l'étanchéité.

Remarque. - On peut résumer les avantages et les inconvénients des distributions qui viennent d'être décrites de la manière suivante :

Pour le tiroir simple ou le tiroir Trick, simplicité, robustesse mais impossibilité de réaliser dans de bonnes conditions une admission inférieure à 55% avec le premier et 45% avec le second.

Pour le tiroir Meyer, possibilité de réaliser un degré d'admission quelconque dans de bonnes conditions, sans toucher aux autres phases de distribution.

Pour le tiroir Rider, possibilité d'obtenir une admission variable par l'action du régulateur ce qui, avec une machine fonctionnant à charge variable, permet d'améliorer la courbe de consommation. L'inconvénient de ce système c'est que, pour les puissances dépassant 50 à 60 chevaux, le régulateur doit avoir des dimensions considérables à raison de l'effort nécessaire au déplacement en rotation du tiroir de détente.

Tous ces systèmes présentent les inconvénients suivants :

Espace mort élevé tant comme volume que comme surface;

puissance relativement importante absorbée par les frottements de la distribution;

usure rapide de la table de distribution pour les fortes pressions d'admission.

Ces inconvénients sont évités en partie avec les distributions par tiroirs équilibrés.

Les lumières d'admission pouvant être reportées à l'extrémité du cylindre, l'espace mort est notablement réduit. Il reste toutefois encore assez élevé lorsqu'on ne peut réduire au minimum la distance de l'axe du distributeur à l'axe du cylindre.

Dans la distribution Rider équilibrée, l'étanchéité du tiroir de détente ne peut être assurée.

*

* *

Avant de passer à l'étude des distributions à quatre distributeurs qui obvient aux inconvénients que nous venons de signaler, nous étudierons les distributeurs des machines à changement de marche.

6.- Distributions à changement de marche.-

Tous les systèmes décrits jusqu'à présent ne conviennent que pour

les machines motrices à vapeur à un seul sens de rotation. Lorsque l'on veut réaliser des machines à vapeur réversibles pouvant tourner indifféremment dans les deux sens (machines d'extraction, machines de laminoirs réversibles, machines marines et locomotives), on doit utiliser pour la commande de l'organe de distribution, un système spécial constitué d'une façon générale par deux excentriques et par une coulisse d'unification du mouvement. Les systèmes les plus connus et le plus souvent appliqués sont les suivants :

- a) La coulisse de Stephenson (pour locomotives, machines marines et machines d'extraction).
- b) La coulisse de Gooch (pour les machines d'extraction, locomotives).
- c) La coulisse de Walschaert (pour locomotives).

Description schématique et fonctionnement de ces systèmes.-

a) Coulisse de Stephenson.- (Fig.22, pl.VIII). Elle comporte :

- 1°.- Une coulisse $c_1 c_2$ supportée en S à l'extrémité d'une tringle Si réunie par pivot à la barre io' , qui peut osciller autour de o ,
- 2°.- deux barres $b_1 c_1$, $b_2 c_2$ reliant les extrémités de la coulisse $c_1 c_2$ aux deux excentriques ob_1 , ob_2 ;
- 3°.- un coulisseau K fixé à l'extrémité de la tige attaquant le tiroir.

Par l'action du levier io' , on peut déplacer la coulisse et la porter de la position dessinée qui est la position moyenne, aux positions extrêmes correspondant au point c_1 amené en K (coulisse complètement abaissée) ou au point c_2 en K (coulisse complètement relevée).

La coulisse $c_1 c_2$ est tracée avec un arc de cercle de centre O et de rayon OS . La manivelle étant au point mort, les excentriques de rayon ob_1 et ob_2 sont calés en avance sur OY des angles δ_1 et δ_2 , généralement égaux. Pour la généralité de l'exposé, nous désignerons toutefois ces angles par la lettre δ affectée d'indices différents.

Si nous fixons la position du tiroir correspondant à la position dessinée de la coulisse, nous obtiendrons comme distance entre le bord extérieur du tiroir et le bord extérieur de la lumière, une distance V représentant l'avance linéaire à l'admission. Cette distance V , comme on peut aisément s'en rendre compte, ne reste pas constante lorsqu'on déplace la coulisse. La variation de V est d'autant plus faible que les barres d'excentriques sont plus longues par rapport aux rayons ob_1 et ob_2 .

Pour la position dessinée, le sens de rotation est indifférent.

Nous ne pourrions cependant le faire voir d'une façon précise qu'au moyen de l'épure de distribution. Il est, par contre, aisé de montrer que, pour les positions extrêmes de la coulisse, les sens de rotation imposés sont différents l'un de l'autre.

Imaginons la coulisse (fig.25, pl.IX) complètement abaissée (barres en trait fin : b_1c_1 et b_2c_2).

Tout se passe comme si le tiroir était commandé par ob_1 seulement. Le sens de rotation sera donc nécessairement celui indiqué par la flèche car nous avons vu que l'angle que fait l'excentrique avec la normale à la direction des points morts est en avance sur la manivelle.

Si la rotation se faisait en sens inverse, l'angle δ_1 marquerait un angle de retard par rapport à cette normale. D'ailleurs, il est visible que la fermeture de la lumière commencerait dès le point mort et que, dans ces conditions, l'admission serait réduite à une valeur voisine de zéro.

Remarque. - La construction de la fig.25 montre, d'une façon précise, la variation de V_1 avec la position de la coulisse : V_1 augmente à mesure que l'on se rapproche de la position moyenne. C'est le contraire qui se produit lorsqu'au lieu d'utiliser les barres ouvertes, on utilise les barres croisées figurées en trait tiret.

b) Coulisse de Gooch. - (Fig.25, pl.VIII). Il n'est pas nécessaire de s'étendre aussi longuement sur le fonctionnement de la coulisse de Gooch. La coulisse oscille autour de S, le point S oscillant autour du point fixe C".

Le coulisseau K, est, ici, mobile et en liaison avec la tringle K_1g qui commande le tiroir.

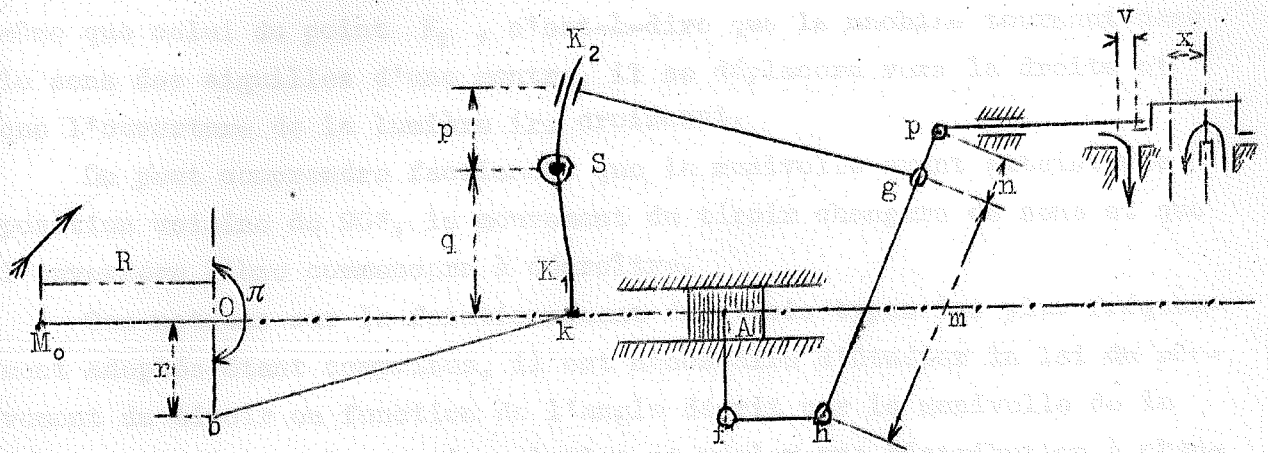
Par l'action du levier $O'i_1$, il est possible de porter le coulisseau en un point quelconque de la coulisse.

Pour la position extrême dessinée en trait plein, tout se passe comme si l'excentrique ob_1 seul existait; le sens de rotation correspondant est celui indiqué par la flèche.

Dans le cas de la coulisse de Gooch, l'avance linéaire à l'admission est constante puisque, la coulisse étant tracée avec un rayon gK_1 , le déplacement du coulisseau dans la coulisse pour la position de la manivelle au point mort, n'entraîne aucun déplacement du tiroir.

C'est l'avantage de la coulisse de Gooch sur celle de Stephenson. Elle a, par contre, pour inconvénient d'exiger normalement pour sa réalisation, une distance relativement plus grande entre l'axe de l'arbre et l'axe de la table de distribution.

e) Coulisse de Walschaert.



Ce système diffère notablement des deux précédents. La coulisse oscille ici autour d'un point fixe S et est commandée par un excentrique ob dont l'angle d'avance est π . Cet excentrique est généralement remplacé par une contre-manivelle.

La tringle K_2g attaque un levier dit levier d'avance, dont l'une des extrémités est reliée à la tige de tiroir et dont l'autre h est mise en mouvement par la crosse A. Pour se rendre compte du fonctionnement, il est commode d'imaginer tout d'abord le mouvement que prend le tiroir lorsque le coulisseau K_2 est amené en S (position moyenne).

Le sens de rotation sera ici indifférent.

En effet, le point g peut, dans ce cas, être considéré comme immobile et le mouvement de p résulte exclusivement du mouvement de h, c'est-à-dire du mouvement de la crosse,

Quel que soit le sens de rotation, la crosse prendra le mouvement de translation de gauche à droite et le tiroir, le mouvement inverse, de droite à gauche.

L'ouverture maximum de la lumière correspondra à l'ouverture V au point mort.

Si nous imaginons maintenant le coulisseau K, porté à l'extrémité supérieure de la coulisse, que se passera-t-il ?

Le mouvement de p résultera de deux mouvements simultanés : de celui communiqué au point g par la coulisse et de celui communiqué au point h par la crosse.

Pour les déplacements de la manivelle aux environs du point mort, le point h restera à peu près immobile; le point g au contraire, commandé par un excentrique décalé de 270° , se déplacera avec une vitesse maxima; le sens du mouvement résultant pour le point p sera donc le même que celui du point K_2 , c'est-à-dire que la machine tournant dans le sens des aiguilles d'une montre, il se déplacera vers la droite et que l'ouverture de la lumière ira croissant.

On peut comprendre facilement que la manivelle ayant atteint une position voisine de 90° , le mouvement du tiroir changera de sens et que l'ouverture libre commencera à décroître.

Ces notions sur le fonctionnement des trois types les plus fréquemment adoptés étant comprises, il est nécessaire d'étudier la loi du mouvement du tiroir en fonction de l'angle décrit par la manivelle de la machine si l'on veut pouvoir calculer et régler une distribution à changement de sens de marche d'une façon approfondie.

L'analyse de la question conduit à considérer tout d'abord le cas le plus simple se rapportant aux deux premiers types, celui où les barres d'excentriques peuvent être considérées comme infinies par rapport aux rayons d'excentriques.

*

*

*

Loi du mouvement d'un point c de la coulisse dans le cas de barres de longueur infinie. - (Fig. 31, pl. XI).

Dans l'hypothèse que nous faisons, la coulisse doit être tracée avec un rayon infini. C'est donc une ligne droite c_1c_2 occupant la position perpendiculaire à la ligne des points morts lorsque la manivelle est dirigée suivant OM_0 .

Désignons par x_1 et x_2 les valeurs des chemins parcourus par les points c_1 et c_2 à partir de leur position moyenne et traçons la droite Y_1Y_2 . Cette droite coupera la trajectoire d'un point quelconque c de la coulisse en deux parties égales.

En effet, traçons pour une position quelconque OM' de la manivelle, la position correspondante de la coulisse.

Désignons par x_1' et x_2' les distances respectives parcourues à partir de la position moyenne par c_1 et c_2 .

Ces valeurs de x_1' et x_2' sont données par les distances à l'axe OY des points b_1' et b_2' .

Portons ces distances à partir de Y_1 et Y_2 et traçons la position nouvelle c_1' c_2' de la coulisse.

Quel que soit l'angle α , nous pourrions toujours choisir une position symétrique par rapport au point O qui conduira aux mêmes valeurs x_1' et x_2' comptées en sens inverse à partir de OY.

Dans ces conditions, on peut dire, qu'à une position quelconque c_1' c_2' , on pourra trouver une position symétrique par rapport à Y_1 Y_2 , et la droite Y_1 Y_2 partage la trajectoire complète du point c en deux parties égales.

Nous pouvons donc désigner par x' la distance parcourue par c' à partir de la droite Y_1 Y_2 .

Menons par c_2' une parallèle à Y_1 Y_2 .

$$x' = Kc' = KK' + K'c'$$

Or,

$$KK' = x_2'$$

$$\frac{K'c'}{H'c_1'} = \frac{l'}{l}$$

$$K'c' = (x_1' - x_2') \cdot \frac{l'}{l}$$

$$\text{d'où : } x' = x_2' + (x_1' - x_2') \cdot \frac{l'}{l} = x_1' \cdot \frac{l'}{l} + x_2' \cdot \frac{l - l'}{l}$$

Ainsi, la valeur de x' est obtenue par la somme de deux termes dont les valeurs peuvent être trouvées de la manière suivante :
partageons ob_1' en deux parties, telles que :

$$\frac{ob_1'}{ob_1'} = \frac{l'}{l}$$

et ob_2' en deux parties telles que :

$$\frac{ob_2''}{ob_2'} = \frac{l - l'}{l}$$

Traçons le parallélogramme ayant pour côtés ob_1' et ob_2'' . Abaissons de b_1' et de b_2'' , extrémités de la diagonale, des perpendiculaires sur la ligne des points morts. Il est facile de voir que :

$$of' = x_1' \cdot \frac{l'}{l}$$

$$ff' = x'_2 \cdot \frac{1 - l'}{1}$$

d'où : $of = x'$

et la valeur de x' est égale à la projection de ob sur la ligne des points morts. Tout se passe donc pour le point C comme s'il était commandé par un excentrique fictif de rayon ob .

On peut montrer très aisément que le point b se trouve sur le segment $b'_1 b'_2$ et qu'il le partage en deux parties telles que :

$$\frac{b'_2 b}{b'_1 b'_1} = \frac{l'}{1}$$

Telle est la conclusion qui constitue le Théorème de Guinotte sur la composition des excentriques. Il s'énonce comme suit :

Le mouvement d'un point c de la coulisse partageant la longueur de celle-ci dans le rapport $\frac{1'}{1}$ est le même que celui fourni par un excentrique fictif dont le rayon et l'angle peuvent être déterminés en traçant la diagonale du parallélogramme ayant pour côtés :

$$ob' = ob_1 \cdot \frac{1'}{1} \text{ et } ob'' = ob_2 \cdot \frac{1 - l'}{1}$$

Cette conclusion ne peut servir dans l'étude du problème que comme une première approximation car, dans la réalité, les barres d'excentriques sont loin d'avoir une longueur infinie.

L'erreur provient toutefois moins de l'influence de l'obliquité que du fait que les points c_1 et c_2 de la coulisse sont conduits par des barres orientées obliquement sur la ligne des points morts d'angles β_1 et β_2 (fig.22, pl.VIII) variables dans la coulisse de Stephenson suivant la position de la coulisse, constants dans la coulisse de Gooch (fig.23).

Etudions la perturbation introduite par le fait que les points c_1 et c_2 sont excentrés par rapport à la ligne des points morts, abstraction faite de l'influence de l'obliquité des barres d'excentriques.

Loi du mouvement du point c_1 de la coulisse, assujetti à se déplacer sur une droite mm' , dans l'hypothèse où l'on peut faire abstraction de l'obliquité, mais non de l'excentrement (fig.32, pl.XI).

Traçons avec un rayon $OY_1 = l =$ longueur de la barre, un arc de cercle coupant, en Y_1 , la trajectoire mm' du point c_1 . Abstraction faite de l'obliquité de la barre d'excentrique, Y_1 représentera le milieu de la trajectoire de c_1 sur la direction de mm' .

Nous pouvons nous demander tout d'abord quelle serait la valeur du chemin parcouru à partir de Y_1 par le point C_1 si celui-ci était assujéti à se déplacer non sur la direction mm' , mais sur la direction OY_1 . Pour une position OM' de la manivelle définie par l'angle α , l'excentrique sera en ob'_1 et la valeur de x''_1 sera donnée par of'_1 qui a pour valeur :

$$of'_1 = r \cdot \sin (\delta_1 + \beta_1 + \alpha).$$

En portant $Y_1 C''_1 = of'_1$ dans la direction OY_1 , nous obtenons la position de c''_1 correspondant à la position OM' de la manivelle. On peut donc considérer que le point c''_1 est commandé par un excentrique de rayon r d'angle d'avance égal à $\delta_1 + \beta_1$.

De la position du point conduit c''_1 sur OY_1 , on passe aisément à sa position sur mm' en élevant une perpendiculaire $c''_1 c'_1$ à OY_1 en C'_1 (barre infinie), d'où le point C'_1 tel que

$$Y_1 C'_1 = \frac{Y_1 c''_1}{\cos \beta_1}$$

soit
$$Y_1 C'_1 = \frac{r}{\cos \beta_1} \cdot \sin (\delta_1 + \beta_1 + \alpha)$$

Dans ces conditions, le déplacement sur la direction mm' sera le même que si ce point était commandé sur la ligne des points morts par un excentrique fictif de rayon $\frac{r}{\cos \beta_1}$ ayant pour angle de calage $(\delta_1 + \beta_1)$.

En d'autres termes, nous obtiendrons la valeur de x'_1 pour une position quelconque de la manivelle, en traçant un cercle de distribution (fig. 33, pl. XII) ayant son centre O sur la droite ob' faisant avec OY un angle $\delta_1 + \beta_1$ et ayant pour rayon : $r' = \frac{r}{\cos \beta_1}$

Epure de distribution pour la coulisse de Gooch.

Supposons déterminées les valeurs de r et δ pour réaliser avec un tiroir simple ordinaire le degré d'admission imposé (65%) avec une avance à l'admission (6%) et une ouverture maxima a à l'admission également donnée.

Les dispositions d'ensemble de la machine feront connaître l'angle β_1 (fig. 23, pl. VIII). Pour tenir compte de l'excentrement, nous devons adopter l'angle d'avance $\beta_1 + \delta_1$ et non δ_1 et, pour rayon d'excentricité, non pas r , mais $\frac{r}{\cos \beta_1}$. Le cercle de distribution sera tracé

sur le diamètre ob'_1 (fig. 33) pour la marche dans le sens des aiguilles d'une montre, et sur ob'_2 pour la marche dans le sens inverse.

Le recouvrement extérieur devra être égal à $\overline{O\bar{2}}$ et le recouvrement intérieur égal à $\overline{O\bar{3}}$.

Pour obtenir la loi du mouvement pour une position intermédiaire du coulisseau k dans la coulisse, nous aurons à appliquer le théorème de Guinotte, non aux excentriques réels, mais aux excentriques fictifs ob'_1 et ob'_2 .

Nous partagerons la droite $b'_1 b'_2$ en deux parties telles que :

$$\frac{b'_2 b}{b'_1 b_1} = \frac{l'}{l},$$

si nous admettons que le coulisseau K partage la longueur l de coulisse $c_1 c_2$ en deux parties l' et $l - l'$.

En appliquant cette construction, on tient compte de l'excentrement des points c_1 et c_2 mais on néglige l'influence de l'obliquité des barres d'excentriques sur les déplacements des points c_1 et c_2 de la coulisse et on fait abstraction de ce que les points c_1 et c_2 ne se meuvent pas sur une trajectoire rectiligne mais sur une trajectoire courbe.

Remarques. - I. - On pourrait se rapprocher davantage de la réalité en appliquant à l'excentrique fictif de rayon ob et d'angle δ , le procédé utilisé dans l'épure circulaire (fig. 11) pour tenir compte de l'obliquité.

Il est, par contre, impossible de faire intervenir dans le tracé l'influence des trajectoires courbes des points c_1 et c_2 .

II. - Comme on peut le voir, l'avance linéaire reste constante avec la coulisse de Gooch quelle que soit la position du coulisseau.

L'avance angulaire à l'admission augmente, par contre, à mesure que l'on se rapproche de la position moyenne, en même temps que croissent l'avance à l'émission et le degré de compression et que diminue l'ouverture maximum.

Cette variation de l'avance à l'émission et du degré de compression avec le degré d'admission, constitue le grave inconvénient de tous les systèmes de distribution à changement de marche, le diagramme de la machine accusant une réduction importante de surface par laminage, avance à l'émission et compression exagérées lorsqu'on se rapproche de l'admission minimum correspondant à la position moyenne du coulisseau dans la

coulisse.

Epure de distribution pour la coulisse de Stephenson.

Avec la distribution de Stephenson, tout se passe, lorsque la coulisse est dans l'une des positions extrêmes, comme si l'excentrique ob_1 ou ob_2 commandait seul le tiroir sans excentrement.

Dans ces conditions, nous trouverons l'angle δ_1 et le rayon d'excentrique ob_1 pour réaliser une admission maximum donnée, avec un degré d'avance donné et une valeur de l'ouverture a de la lumière déterminée, en procédant comme cela a été indiqué pour un tiroir simple.

L'angle δ_2 et le rayon d'excentrique ob_2 seront pris respectivement égaux à δ_1 et ob_1 .

Si nous voulons trouver le mouvement du tiroir pour une position intermédiaire, nous aurons à tenir compte de ce que l'angle β correspondant à l'excentrement des points conduits c_1 et c_2 variera :

- 1) de zéro à $(\beta_1 + \beta_2)$ pour l'excentrique ob_1 si l'on passe de la coulisse dans la position extrême inférieure à la position extrême supérieure.
- 2) de $(\beta_1 + \beta_2)$ à 0 pour l'excentrique ob_2 si l'on passe de la même position inférieure à la position extrême supérieure. Cette remarque faite, nous pourrions rechercher aisément, en nous appuyant sur les théorèmes démontrés plus haut, le lieu des extrémités des vecteurs représentant le diamètre du cercle du mouvement relatif pour les différentes positions de la coulisse.

Portons de part et d'autre de la verticale OY les angles $\delta_1 + (\beta_1 + \beta_2)$ et $\delta_2 + (\beta_1 + \beta_2)$ (fig.34) et partageons l'angle $(\beta_1 + \beta_2)$ en quatre parties égales. Pour une position de la coulisse telle que le coulisseau se trouve au quart de la coulisse à partir de son extrémité supérieure, nous pourrions dire que l'angle β'_1 d'excentrement pour le point c_1 a pour valeur : $\frac{\beta_1 + \beta_2}{4}$ et que l'angle β'_2 d'excentrement pour le point c_2 a pour valeur : $\frac{3}{4} (\beta_1 + \beta_2)$.

Appliquons le théorème de Guinotte, non aux excentriques réels ob_1 et ob_2 mais aux excentriques fictifs obtenus en tenant compte de l'excentrement.

Partageons ob_1 dans le rapport 3/4, ob_2 dans le rapport 1/4. Des points obtenus, élevons sur ob_1 une perpendiculaire jusqu'à l'intersection avec le rayon faisant avec ob_1 l'angle $\frac{\beta_1 + \beta_2}{4}$ et sur ob_2

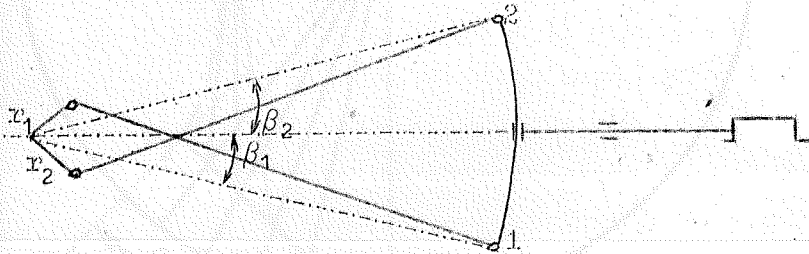
une perpendiculaire jusqu'à l'intersection avec le rayon faisant avec ob_2 un angle $= \frac{\delta}{4} (\beta_1 + \beta_2)$.

Les points b' et b'' ainsi obtenus fournissent les rayons des excentriques fictifs lorsque l'on tient compte des excentrement.

En traçant la diagonale du parallélogramme ayant pour côtés ob' et ob'' , nous obtiendrons l'excentrique fictif résultant cherché.

En répétant cette construction pour les autres points intermédiaires, nous trouverons la courbe $b_1 b_2$, lieu géométrique cherché.

Pour la position considérée de la coulisse, les valeurs de x sont données par le cercle de diamètre ob ; l'admission commencera donc suivant OA' et finira suivant OD' . Comme on peut le voir, l'avance angulaire augmente lorsque l'admission diminue. Il en est de même de l'avance linéaire à l'admission.



Si on traçait le cercle d'émission correspondant à ob , on verrait que l'avance à l'émission et le degré de compression se modifieraient comme dans la

distribution de Gooch.

L'augmentation de l'avance linéaire à l'admission n'est pas un inconvénient pour les locomotives, mais bien pour les machines marines où la puissance nécessaire varie en raison du cube de vitesse. Pour ces dernières, on a recours à la coulisse Stephenson à barres croisées.

Les excentriques fictifs que l'on substitue aux excentriques réels pour l'étude du mouvement du tiroir, sont alors :

$$\left(\frac{r_1}{\cos \beta_1}, \delta_1 - \beta_1 \right) \text{ et } \left(\frac{r_2}{\cos \beta_2}, \delta_2 - \beta_2 \right)$$

Le lieu des points b tels que ob soit le rayon de l'excentrique fictif unique qui fait connaître le mouvement, est une courbe qui tourne sa convexité vers le centre de l'épure, ce qui montre que les barres croisées réduisent l'avance linéaire à l'admission pour les faibles introductions.

Epure de la distribution pour la coulisse de Walschaert (Fig.p.89).

Le mouvement du tiroir résulte de celui de la barre gh . Le point

g se meut comme s'il était commandé par un excentrique de rayon $\frac{p}{q} \cdot r$ et ayant comme avance : $\delta = 0$; le point h comme s'il était commandé par un excentrique de rayon R (constitué en réalité par la manivelle) et ayant comme angle d'avance : $\delta = 90^\circ$.

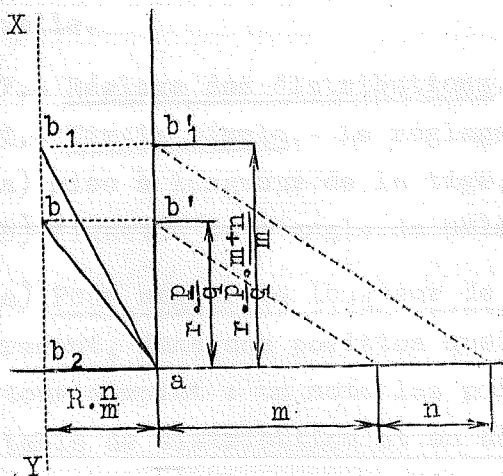
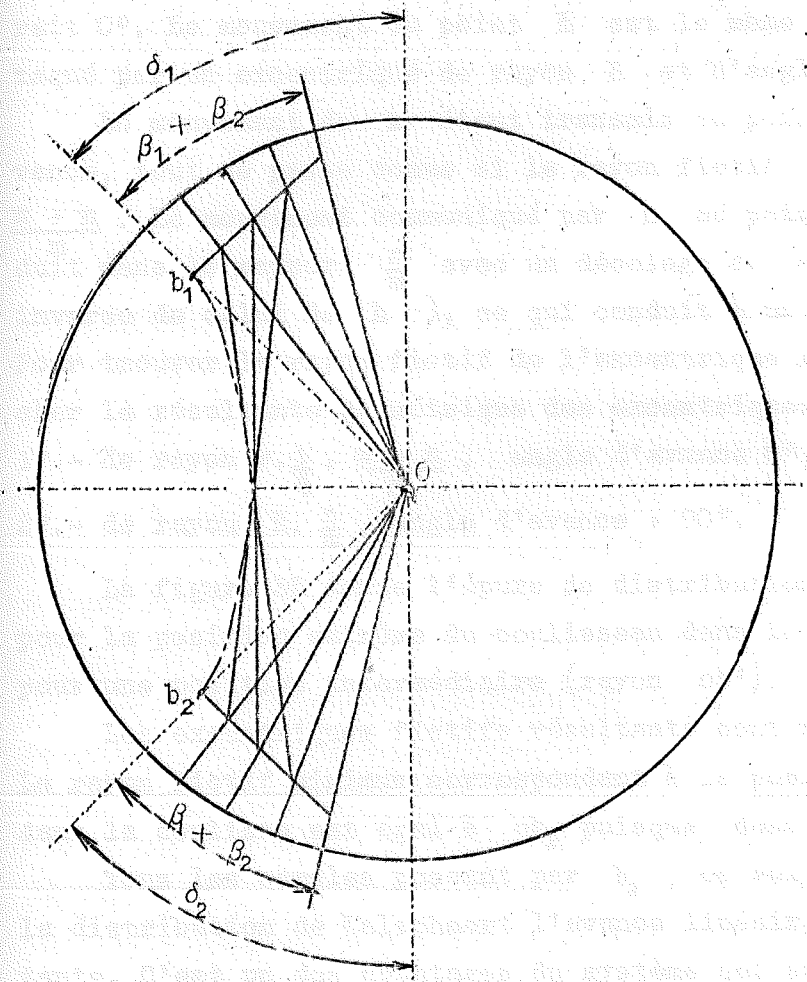
Le théorème de Guinotte est applicable directement à ces deux excentriques. Ils donnent au point p de la coulisse le même mouvement qu'un excentrique unique ob défini par les figures 35, pl.XII et ci-contre.

Lorsque $\frac{p}{q}$ varie, b se maintient sur

l'axe XY . L'avance linéaire à l'admission est indépendante de la position kg .

On peut trouver le mouvement de p sans recourir au théorème de Guinotte en considérant qu'un déplacement de p est la somme du déplacement produit par g , h étant supposé fixe et de celui qui est dû à k , g étant, à son tour, immobilisé.

Le point g se déplace comme k .
Le mouvement du point k en K_2



(fig. p. 89) est le même que si celui-ci était communiqué par un excentrique dont le rayon aurait pour valeur $r \cdot \frac{p}{q}$ et dont l'angle d'avance serait 0° . Le mouvement du point h est le même que si celui-ci était attaqué par un excentrique de rayon R et d'angle d'avance de 90° .

Le mouvement de k étant transmis au point p par le levier d'avance, tout se passe comme si le rayon fictif $r \cdot \frac{p}{q}$ était multiplié par $\frac{m+n}{m}$. Le mouvement communiqué par h au point p est, par contre, réduit dans le rapport $\frac{n}{m}$ avec un décalage de 180° (le mouvement de p est inverse de celui de h), ce qui conduit à un angle d'avance de $+90^\circ$. Pour trouver le rayon fictif de l'excentrique résultant, il faudra chercher la résultante géométrique des excentriques composants :

1°.- de rayon $r \cdot \frac{p}{q} \cdot \frac{m+n}{m}$, angle d'avance 0° ,

2°.- de rayon $R \cdot \frac{n}{m}$, angle d'avance $+90^\circ$.

La figure 35 donne l'épure de distribution, avec le tracé effectué pour la position extrême du coulisseau dans la coulisse (rayon ob_1) et pour une position intermédiaire (rayon ob').

Les excentriques fictifs résultants sont respectivement ob_1 et ob_2 . Le rayon fictif minimum correspondant à la position moyenne du coulisseau dans la coulisse est égal à ob_2 puisque, dans ce cas, $p = 0$.

Tous les cercles passant par b_2 , on voit, comme plus haut, qu'avec la distribution de Walschaert l'avance linéaire à l'admission est constante. C'est un des avantages du système qui est particulièrement bien adapté à divers types de locomotives.

Comme autre avantage, on peut faire valoir la suppression d'un excentrique sur deux, cet excentrique étant remplacé par une contre-manivelle.

7.- Réglage des distributions.

1.- Tiroir simple. - Le réglage comporte deux opérations :

- a) mise à longueur de la tige,
- b) fixation de l'angle de calage.

a) Pour régler la longueur de la tige, on cale l'excentrique, provisoirement, dans une position quelconque et on fait exécuter à la machine un tour complet : on note les points extrêmes atteints par le tiroir sur la table de distribution et on détermine l'axe qui partage, en deux parties égales, la distance comprise entre ces points.

On allonge ou on raccourcit la tige jusqu'à ce que cet axe coïncide avec l'axe de la table de distribution.

b) Pour fixer la position de l'excentrique, on amène la manivelle de la machine exactement à l'un des points morts en s'aidant d'un niveau placé sur la tête de la bielle. On déplace ensuite l'excentrique en rotation jusqu'à faire réaliser au tiroir une avance linéaire V égale à celle indiquée sur l'épure ($1/5$ à $1/10$ de a).

2.- Tiroir double. - Le réglage du tiroir principal se fait exactement comme dans le cas du tiroir simple.

Il ne reste qu'à indiquer le réglage de la tige puis à fixer l'angle de calage de l'excentrique du tiroir de détente.

Pour la mise à longueur de la tige, on opérera comme pour le tiroir principal en calant provisoirement l'excentrique dans une position quelconque et en s'assurant que les plaques parcourent la même distance à droite qu'à gauche de l'axe de la table de distribution.

On calera ensuite l'excentrique de détente en avant de l'excentrique principal, d'un angle correspondant à $(\delta_2 - \delta_1)$, indiqué par l'épure. Pour faire l'opération avec une certaine approximation, on pourra déterminer, au préalable, la longueur de l'arc intercepté sur la circonférence de rayon égal à celui de l'arbre de couche par l'angle $(\delta_2 - \delta_1)$ et reporter cette longueur à partir de la direction donnée par le bossage du plateau de l'excentrique principal.

On pourra d'ailleurs vérifier si, avec cet angle δ_2 d'avance, il ne se produit aucune réadmission, soit par le bord extérieur, soit par le bord intérieur des plaques. Il suffira de porter les plaques à la distance maximum de façon à réaliser l'admission minimum imposée et de vérifier, en faisant faire un tour complet à la machine, si le bord intérieur des plaques ne dépasse à aucun moment le bord intérieur de la lumière.

En ramenant les plaques l'une contre l'autre, on vérifiera ensuite si la réouverture de la lumière ne se produit pas avant que le tiroir principal n'ait fermé la lumière de la table de distribution.

3.- Distribution à changement du sens de marche. -

Le réglage est ici plus difficile en raison de ce qu'il y a deux tiges à mettre à longueur et non une. Pour faire comprendre la méthode appliquée généralement, traçons l'épure de distribution (fig. 35b) pour la

marche avant AV (excentrique ob_1) et pour la marche arrière AR (excentrique ob_2) dans l'hypothèse où δ_1 serait plus petit que δ_2 .

Pour le point mort de droite, l'épure se présentera telle que cela est indiqué sur la figure en pointillé.

Si nous désignons par v_1 et v_2 les avances linéaires à gauche, respectivement pour la marche AV et pour la marche AR, par v_1' et v_2' les mêmes avances à droite, nous pourrions dresser le tableau I des avances (voir page 101).

Si le calage est bon et que δ_1 est égal à δ_2 , toutes les différences sont nulles pour autant, toutefois, que les tiges soient à longueur.

Considérons, pour préciser, la coulisse de Walschaert et supposons que la tige kg (fig.24 b) soit trop longue d'une longueur telle que le tiroir soit déplacé vers la droite d'une quantité a .

Les avances linéaires pour ce cas font l'objet du tableau II (p.101).

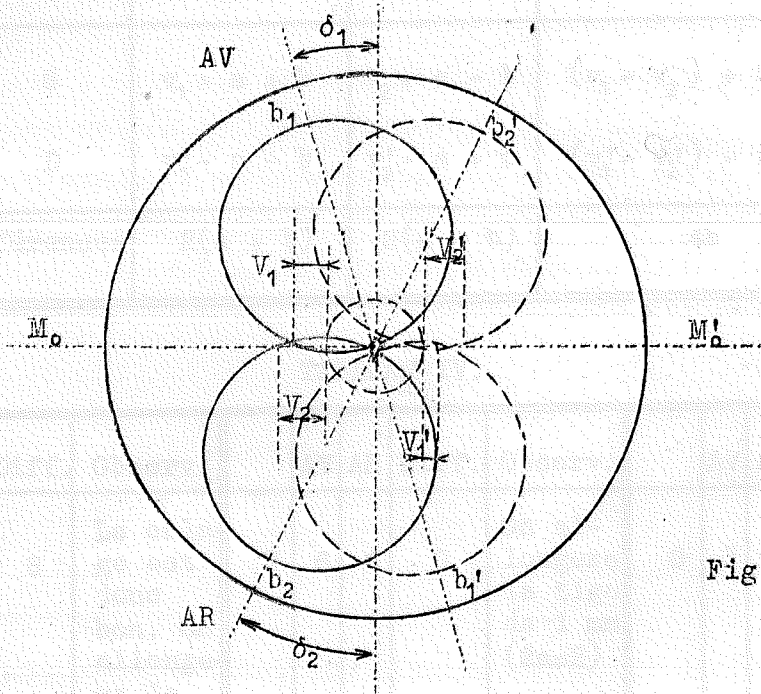


Fig.35 b

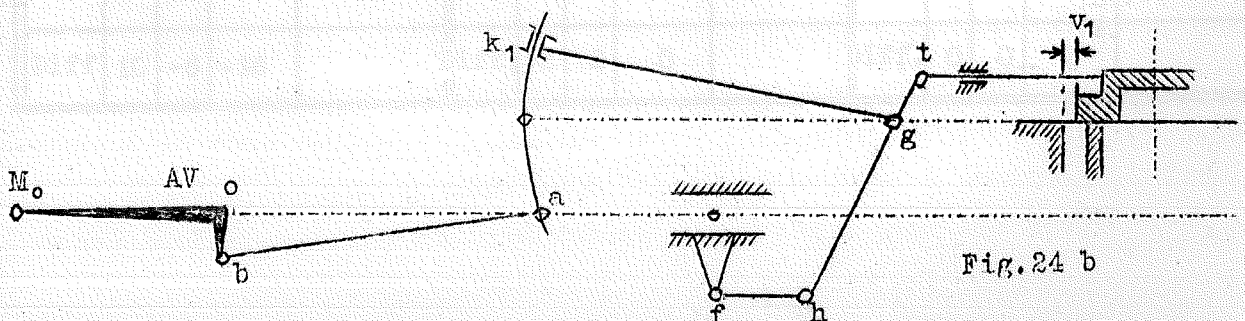


Fig.24 b

TABLEAU I.

	AV	AR	Différences
G	v_1	v_2	$v_1 - v_2$
D	v'_1	v'_2	$v'_1 - v'_2$
Différences	0	0	0

TABLEAU II.

	AV	AR	Différences
G	$v_1 + a$	$v_2 + a$	$v_1 - v_2$
D	$v'_1 - a$	$v'_2 - a$	$v'_1 - v'_2$
Différences	2a	2a	0

TABLEAU III.

	AV	AR	Différences.
G	$v_1 + a + b$	$v_2 + a - b$	$(v_1 - v_2) + 2b$
D	$v'_1 - a - b$	$v'_2 - a + b$	$(v'_1 - v'_2) - 2b$
Différences	$2(a + b)$	$2(a - b)$	4b

TABLEAU IV.

	AV	AR	Diff.	Observ.		AV	AR	Diff.	Observ.		AV	AR	Diff.	Observ.
G	10	2	8	Le calage est bon. On allongera la bielle de 4mm. (4b=16)	G	6	6	0	On allongera la tige de 1 mm. (2a=2)	G	5	5	0	L'avance est donc de 5 mm. doublée par la présence du canal intérieur.
D	0	8	-8		D	4	4	0		D	5	5	0	
Diff.	10	-6	+16		Diff.	2	2	0		Diff.	0	0	0	

Si la bielle (ab) est trop courte d'une longueur telle que le tiroir soit déplacé vers la droite, dans la marche avant, d'une quantité b , on obtiendra, le tableau III des avances (page 101).

Ainsi, si l'on constate que la différence des avances AV et AR à gauche, est la même, au signe près, que la différence des avances AV et AR à droite, on pourra en conclure que : $v_1 = v_2$; $v_1' = v_2'$, c'est-à-dire que les angles δ_1 et δ_2 sont égaux et que le calage des excentriques est parfait.

Généralement, en effet, les deux excentriques sont coulés ensemble de façon à réaliser entre les deux bossages, l'angle $[180^\circ - (\delta_1 + \delta_2)]$ et le seul réglage possible est celui qui consiste à faire $\delta_1 = \delta_2$.

S'il n'en était pas ainsi quant aux différences relevées lors d'une première vérification, on opérera sur le calage d'abord.

On pourra ensuite raccourcir la bielle d'une longueur b , de façon à obtenir les mêmes différences $2a$ pour l'avant et pour l'arrière.

Il restera à agir sur la tige (kg) pour faire en sorte que ces différences soient nulles.

A titre d'exemple, nous donnerons le tableau IV (p. 101) correspondant aux opérations du réglage sur une coulisse de Walschaert conduisant un tiroir Trick cylindrique doublant les avances linéaires (machine locomotive à 200 t/m).

*

* * *

CHAPITRE II

ETUDE DES DISTRIBUTIONS A QUATRE DISTRIBUTEURS A CHUTE LIBRE

Nous avons vu que, avec des tiroirs, il était difficile de réduire l'espace mort à une valeur très faible. D'autre part, le régulateur doit être puissant pour les machines importantes, même avec les tiroirs équilibrés.

Enfin, les phases ne sont pas indépendantes dans ces distributions et l'on ne peut agir sur l'avance à l'admission, par exemple, sans toucher à la compression.

Il n'en est pas de même avec les distributions à quatre distributeurs dont l'emploi s'est généralisé aujourd'hui pour les puissances

moyennes et les grandes puissances.

Nous étudierons successivement :

- 1) La distribution par soupapes à chute libre,
- 2) " " pistons-valves,
- 3) " " robinets,
- 4) " " soupapes accompagnées,
- 5) les machines à changement du sens de marche à quatre distributeurs.

1.- Distribution par soupapes.-

C'est la distribution particulièrement appropriée pour la marche à vapeur surchauffée. L'organe d'obturation fonctionnant par soulèvement et non par glissement, les frottements de celui-ci sont réduits au minimum.

Les distributeurs sont généralement placés dans les fonds afin, notamment, de réduire l'espace mort.

A la figure 33, pl.XIII, sont schématisés : un cylindre et un fond, avec ses deux soupapes d'admission et d'émission. Cette dernière est disposée au plus bas pour que soit assuré le drainage automatique du cylindre.

La vapeur circule autour du cylindre, passe dans le fond et, de là, dans la lanterne, portant les sièges de la soupape d'émission.

Chaque soupape est à double siège de façon à doubler la section de passage pour un diamètre donné et à réduire au minimum l'effort de la levée. Elle s'ouvre vers l'extérieur.

La soupape d'émission s'ouvre vers l'intérieur, condition nécessaire pour que la pression qui règne à l'intérieur du cylindre et qui est toujours plus élevée que la pression d'émission, ait pour effet d'assurer le contact permanent entre elle et les sièges.

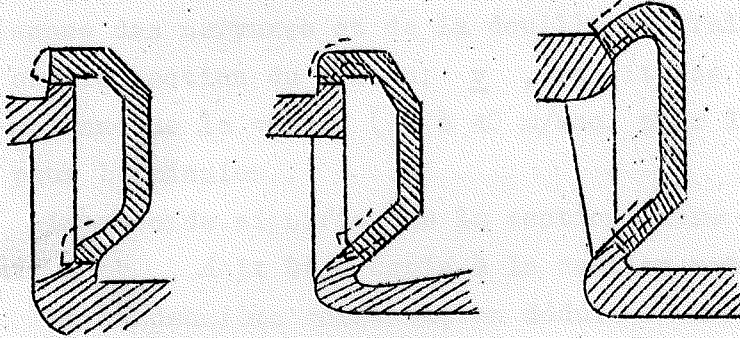
Etude de la soupape.-

Le tracé de la soupape d'admission est indiqué à la fig.39 et fig.1, pl.44. Les sièges de faible largeur ($S = 4$ à 6 mm.) sont généralement plats.

Si on les fait coniques, il convient que les génératrices des cônes constituant les deux sièges soient parallèles et non de même sommet. On peut, en effet, admettre que la lanterne se dilate moins que la soupape en diamètre, tandis que les allongements en hauteur, qui sont également libres pour les deux pièces, tendent à être identiques.

Dans cette hypothèse, il est aisé de voir que le contact permanent et simultané des deux sièges ne peut subsister pour différentes températures, que si les sièges sont plats ou de même conicité (voir figure).

Effets de la dilatation pour diverses combinaisons de formes de sièges.



Les sièges doivent être dégagés pour le parachèvement et le rodage. Ce dernier doit être fait à chaud. Des ailettes latérales inclinées, venues de fonte avec le corps sont ménagées en vue de provoquer une ro-

tation pendant la chute et partant un rodage automatique lors de chaque contact entre la soupape et les sièges (voir pl.44).

Pour permettre cette rotation, le serrage de l'écrou et du contre écrou de fixation de la tige à la douille est effectué de façon à obtenir un frottement doux, sans jeu, entre l'épaulement de la tige et la douille.

Les épaisseurs du corps et des nervures, reliant celui-ci à la douille, sont aussi faibles que possible afin de réduire le poids de la soupape.

La douille centrale est alésée très exactement et prévue assez longue, de façon à assurer un bon guidage vertical.

La forme des nervures n'est pas sans importance.

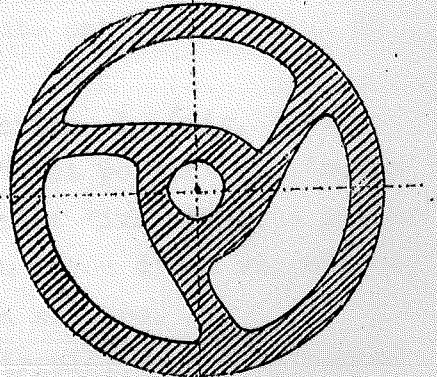
Afin de réduire au minimum les tensions initiales nées à la fonderie, lors du refroidissement, on les dispose souvent tangentiuellement au moyeu (voir fig.).

Dans le même but, on peut encore réaliser le moyeu fendu comme il est indiqué par la coupe AB de la planche 44 (fig.1).

Calcul des dimensions (fig.39 pl.XIII).

Les dimensions se calculent à partir des relations suivantes

$$\frac{\pi D^2}{4} \cdot k \cdot V = S \cdot v$$



$$2.\pi.D.h = \frac{\pi D^2}{4} . k$$

La première exprime que la quantité de vapeur qui passe, par seconde, à travers la soupape est égale à la quantité de vapeur qui entre dans le cylindre dans le même temps,

k est un coefficient de réduction (0,8 par ex.) tenant compte de la présence des nervures et de la douille centrale;

S est la section du piston; \underline{v} , sa vitesse moyenne, \underline{V} , la vitesse moyenne de la vapeur (35 à 40 m/sec. pour l'admission, 30 à 35 m/sec. pour l'émission).

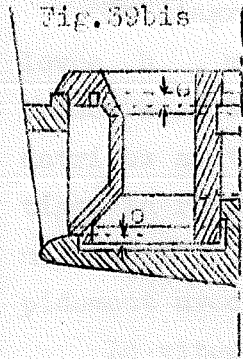
La seconde signifie que la section libre au pourtour pour la levée maximum h , doit être égale à la section nette de la soupape.

De la deuxième relation, on déduit : $h = \frac{D}{10}$ (pour $k = 0,8$).

On peut, enfin, déterminer D' en écrivant que : $\pi D h = \left(\frac{\pi D'^2}{4} - \frac{\pi D''^2}{4} \right) . k'$, où k' est un coefficient de réduction tenant compte de la présence des nervures et D'' le diamètre extérieur de la douille.

Remarque. - En vue de réduire le laminage à l'admission dans les machines à soupapes à commande par déclié où la vitesse de fermeture doit être réduite pour éviter le martelage des sièges, on utilise des soupapes à recouvrement ($e = 4$ à 5 mm. est ce recouvrement, voir fig. 39 bis). On règle les organes de commande de la soupape de façon que le freinage de la chute de la soupape ne commence qu'au moment où le recouvrement entre en jeu.

Fig. 39bis



Etude du mécanisme de commande. -

a) Soupape d'admission à commande par déclié. -

L'excentrique de commande est calé sur un arbre parallèle à l'axe du cylindre, axe dont le nombre de tours par minute est égal à celui de la machine.

La tige de la soupape est attaquée par un levier 1 (fig. 37 et fig. 2 pl. 45) oscillant autour d'un point fixe O'' et portant, à l'autre extrémité, un taquet. Oscillant autour du même point fixe O'' , un levier i attaqué par l'excentrique ob_1 , détermine, au moyen d'une virgule e , l'entraînement de 1 et, partant, la levée de la soupape.

Pendant le déplacement du levier 1, la virgule, dont l'extrémité

inférieure s'appuie sur un galet g , recule progressivement et rompt à un moment donné la liaison cinématique provoquant ainsi la chute de la soupape.

La mission du régulateur se réduit, avec ce système dit "à déclie", à modifier la position du galet g , ce qui réclame un effort relativement très faible.

La chute de la soupape est provoquée par le poids de la soupape et par l'action d'un ressort réglable. Il est indispensable, toutefois, d'employer un frein pneumatique ou hydraulique, appelé dash-pot, destiné à réduire la vitesse à la fin de la chute, de façon à éviter, qu'à la prise de contact avec le siège, le choc ne soit trop violent.

Ce frein peut être constitué par un piston qui, à la levée, aspire l'air par une soupape s'ouvrant de l'extérieur vers l'intérieur du conduit d'alimentation (fig. 37). Lors de la chute du piston, cette soupape se ferme et l'air accumulé ne peut être expulsé que par une ouverture réglable au moyen d'un pointeau. Par l'action de celui-ci, on peut réduire la vitesse à la prise de contact jusqu'à la rendre nulle.

Le diagramme (fig. 38) tracé en portant en ordonnées la hauteur de levée h , montre comment les choses se passent : les forces accélératrices sont le poids p et la tension t du ressort. Les forces retardatrices sont l'effort dû à la pression agissant de bas en haut sur la tige, la résistance de frottement et, enfin, la pression du fluide accumulé sous le piston du dash-pot, qui provoque un effort r croissant rapidement avec la vitesse de la chute.

La vitesse g de chute croît jusqu'au moment où la somme des forces retardatrices devient égale à celle des forces accélératrices, elle décroît à partir de ce point et ce de plus en plus rapidement jusqu'à devenir nulle si l'on règle la sortie de l'air pour que le travail moteur depuis le haut de la course jusqu'au bas soit exactement absorbé par le travail résistant correspondant. Avec le dash-pot à huile on peut obtenir un freinage plus énergique.

La figure 2 de la pl. 45 indique comment on le réalise.

Un piston creux p porte sur sa couronne une série d'ouvertures g et sur son unique disque, des soupapes g . Ce piston est noyé dans l'huile. Lorsqu'il se soulève, les soupapes g s'ouvrent et permettent le passage de l'huile d'un côté à l'autre du piston. Elles se referment, lorsque le piston retombe. Seules, alors, les ouvertures g livrent en-

core passage au fluide mais elles sont progressivement recouvertes par le rebord du carter d et l'écoulement, d'abord rapide, est fortement ralenti vers la fin de la course grâce à la forme donnée aux ouvertures e.

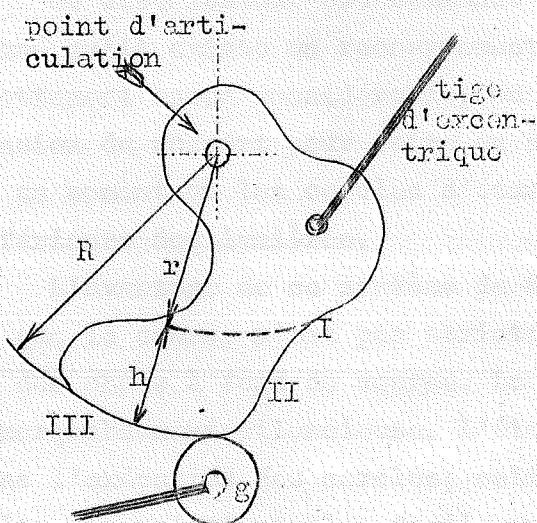
En ce qui concerne le calage de l'excentrique d'admission, on doit observer que, pour éviter un choc important dans les articulations, la vitesse de la virgule, au moment de l'accrochage, doit être aussi faible que possible. On cale donc l'excentrique pour que le bossage ob_1 arrive dans la direction moyenne de la bielle de commande un peu avant que la machine ne se trouve au point mort.

b) Soupape d'émission à commande par came oscillante.

La commande directe par un levier attaqué par la tringle de l'excentrique aurait pour effet de produire des chocs aux articulations et au contact entre la soupape et ses sièges puisque, au moment du soulèvement de cette dernière, l'extrémité du levier agissant sur la tige a une vitesse presque maximum.

Aussi a-t-on généralement recours aujourd'hui à une came oscillante C pour commander la soupape d'émission (fig.37, pl.XIII et fig.4, pl.46) dont le tracé doit assurer :

- 1°.- une levée aussi rapide que possible de la soupape, sans, toutefois, amener des chocs dans les articulations;
- 2°.- une ouverture constante de hauteur : $h = \frac{D}{10}$ pendant la plus grande partie de la phase d'émission;
- 3°.- une fermeture rapide d'abord, puis très ralentie en fin de course, de manière à éviter un choc à la prise de contact entre la soupape et ses sièges.



Le croquis ci-contre montre de façon schématique comment la came réalise ces différents points :

- I.- Mouvement lent d'attaque ou d'abaissement en fin de course;
- II.- Mouvement rapide d'ouverture ou de fermeture;
- III.- Soulèvement constant pendant l'émission.

La soupape est rappelée vers le bas au moyen d'un ressort dont on peut régler la tension; ce ressort empêche le galet de quitter la came par inertie dans la région III.

L'angle de calage et le rayon d'excentrique sont déterminés de façon à réaliser une ouverture maximum h en même temps qu'une avance à l'émission donnée (5% par exemple) et un degré de compression imposée (10% p.ex.) (fig.40).

Abstraction faite des obliquités, tout se passe comme s'il s'agissait d'un tiroir conduit par un excentrique. On pourra donc déterminer δ_2 en cherchant les directions OE et OC correspondant aux données, puis en traçant la bissectrice de l'angle EOC.

La position de la manivelle étant supposée au point mort correspondant à OM_0 (fig.37), l'angle δ_2 devra être compté à partir de la perpendiculaire élevée sur la direction OC représentant la position moyenne de la bielle d'excentrique.

2.- Distribution par pistons-valves.

L'organe de distribution est constitué par un tiroir cylindrique équilibré muni de cercles élastiques qui en assurent l'étanchéité.

Pour l'admission, la disposition est telle que les ouvertures, aux faibles levées, tout au moins, sont doublées (fig.41) à l'admission. Pour l'émission, la valve est simple; la vapeur ne s'échappe que par le dessous du piston.

Ce distributeur est commandé par déclie, comme la soupape, mais, étant donné qu'il existe un recouvrement e relativement grand et un effort de frottement assez considérable, on peut supprimer le dash-pot et régler la tension du ressort pour faire en sorte que l'accélération devienne négative au moment où les cercles d'étanchéité arrivent en contact avec les bords inférieurs des lumières.

L'avantage de ce système de distribution sur la soupape résulte de ce que la course n'est pas strictement limitée et qu'il ne peut se produire des chocs à fond de course. La marche de la machine est ainsi rendue remarquablement silencieuse. L'étanchéité dépend de la perfection réalisée dans l'exécution des cercles; cette étanchéité qui s'est relevée très parfaite, se maintient plus facilement que pour la soupape, surtout à température très variable.

Le frottement résultant de la pression des cercles est assez faible

pour que tout danger de grippement dans la marche en vapeur surchauffée, soit écarté.

3.- Distribution par robinets.-

L'organe de distribution est ici constitué par un taquet cylindrique glissant sur une table de distribution cylindrique autour de leur axe commun.

Les distributeurs sont généralement disposés sur les fonds (fig.42), O_1 représentant l'organe d'admission commandé par déclié, e_1 l'organe d'émission animé d'un mouvement alternatif communiqué par un levier oscillant en rapport avec l'excentrique d'émission ob_2 (fig.43).

L'excentrique ob_1 (fig.43) qui actionne les distributeurs d'admission, commande le levier oscillant l (fig.44) qui, par l'intermédiaire d'une virgule V provoque l'entraînement de l'axe O_1 sur lequel est calé le taquet cylindrique.

La virgule V porte un axe et un galet en porte-à-faux qui, en se déplaçant, vient en contact avec le bossage d'une came dont la position est réglée par la tige t en relation avec le régulateur. Suivant la position de ce bossage, le déclenchement de la virgule se produira plus ou moins tôt, abandonnant l'organe de distribution à l'action du dash-pot.

Le dash-pot est constitué par un piston différentiel tel que, pendant la levée, le vide se produise sous la face inférieure, en même temps que l'air s'accumule librement sous la face annulaire grâce à la présence d'une soupape S s'ouvrant vers l'intérieur.

On comprend aisément comment, au moment où le déclié se produit, l'action de la pression atmosphérique sur le piston détermine une traction énergique sur la tige et, partant, comment elle lui communique une vitesse de fermeture suffisante malgré l'importance du frottement provoqué par la pression agissant sur le distributeur.

Le piston annulaire supérieur joue le rôle de dash-pot pour amortir la chute lorsque le bord du taquet atteint le bord de la lumière. Le freinage peut être rendu plus ou moins énergique en agissant sur le pointeau de réglage r .

Pour permettre au distributeur d'admission de glisser librement sur la table, on voit sur la fig.42 que l'axe de commande présente un renflement prismatique s'engageant entre deux joues venues de fonte avec la face cylindrique. Des lames-ressorts (x) pressent les taquets contre les glaces

en prenant leur appui sur les tiges de commande (V_a et V_e) (v.pl.50).

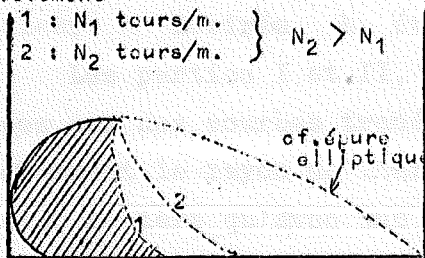
Pour la détermination de l'angle de calage δ_2 , on peut, en faisant abstraction des obliquités, procéder comme nous l'avons indiqué dans l'épure (fig.40).

4.- Distribution par soupapes accompagnées.

Lorsque l'on veut dépasser une certaine vitesse angulaire, (125 tours/min. pour fixer les idées), le mécanisme par déclié ne peut être utilisé en raison de l'importance relativement grande de la durée de la chute de l'organe de distribution et du laminage qui en est la conséquence.

En effet, cette durée de chute est indépendante de la vitesse de la machine. Si celle-ci augmente, la loi d'abaissement du distributeur, en fonction de la course du piston, varie comme l'indique le schéma ci-après:

Hauteur de
soulèvement



C'est en vue d'obvier à cet inconvénient que l'on a réalisé un grand nombre de combinaisons cinématiques capables de communiquer à l'organe d'admission un mouvement de levée variable et sous la dépendance du régulateur.

Tous les mécanismes plus ou moins compliqués proposés avaient pour inconvénient de ne donner que de trop faibles levées aux petites admissions, ce qui conduisait à donner à l'organe de distribution, un grand diamètre.

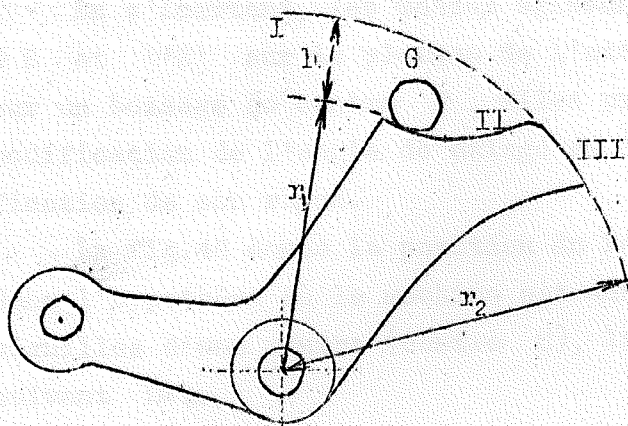
Avec les distributeurs par tiroirs équilibrés, on avait utilisé un régulateur axial agissant à la fois sur le rayon d'excentrique et l'angle de calage de façon à maintenir une avance linéaire à l'admission constante. Ce système présentait, outre l'inconvénient de donner de faibles ouvertures aux petites admissions, celui de modifier, en même temps que la durée de l'admission, les autres phases de la distribution.

En appliquant le régulateur axial à la conduite des soupapes d'admission seulement, on évite ce dernier inconvénient. Le premier, par contre, subsiste : les levées sont relativement trop faibles aux petites admissions et, exagérées aux fortes admissions.

Lentz est parvenu à corriger très simplement ce défaut en introduisant dans le mécanisme de commande une came oscillante dont le tracé permet de réduire l'écart entre les levées aux fortes et aux faibles admis-

sions en limitant les premières et en accroissant les secondes.
Pour obtenir ce résultat, la came comporte :

I.-un arc de cercle de rayon r_1 , sur lequel le galet roule sans appuyer



pendant les différentes phases autres que l'admission;
II. une partie plane inclinée de 30° à 45° sur la tangente à l'arc et dont l'effet est de provoquer pour un déplacement angulaire faible de la came un soulèvement du galet G (voir fig.45) relativement considérable;

III. un arc de cercle de rayon r_2 limitant le soulèvement du galet à la valeur h désirée, h étant égal à $r_2 - r_1$.

Les parties I et II, de même que II et III sont évidemment raccordées par des courbes tracées de manière à réduire les effets d'inertie. Notamment le rayon de l'arc qui raccorde II et III doit être calculé de telle manière qu'avec une tension modérée du ressort, le galet ne quitte momentanément la came.

L'inconvénient du tracé tel que nous venons de l'indiquer, est de donner lieu à une réaction latérale importante sur le galet solidaire du cadre attaché à la tige : c'est pour cette raison que le constructeur l'a guidée sur toute sa hauteur, d'une manière particulièrement efficace.

On remarquera la forme à la fois élégante et robuste donnée au support, entièrement parachevable au tour.

*

* *

Il reste à décrire le régulateur axial qui peut être utilisé pour conduire des soupapes d'admission, des pistons-valves, un tiroir simple équilibré ou les plaques de détente d'un tiroir double équilibré.

La Fig.47 indique une des formes possibles de ce genre de régulateur, constitué par un grand plateau, calé sur l'arbre. Ce plateau porte deux axes A et A' autour desquels peuvent osciller les masses M et M'.

Sous l'action de la force centrifuge, ces masses s'écartent, créent

un couple équilibré par l'action de deux ressorts fixés d'une part en G et G' au plateau et d'autre part en F et F' aux extrémités de leviers calés respectivement sur les axes A et A'.

En s'écartant, les masses agissent par l'intermédiaire des tringles DE et D'E' sur le plateau de l'excentrique provoquant sa rotation sur un bossage de centre C. Elles produisent donc, non seulement, une modification de l'angle de calage de l'excentrique, mais encore une modification de son rayon.

La fig. 46 donne la position du bossage par rapport à la manivelle dans l'hypothèse où la machine est destinée à tourner dans le sens des aiguilles d'une montre (centre C), la manivelle étant située à gauche suivant OM_0 .

Le centre du plateau de l'excentrique se trouvant en b, le rayon de l'excentrique résultant est égal à ob et l'angle d'avance égal à δ .

Si nous déplaçons le plateau de $E_1E'_1$ en EE' (admission minimum) en faisant décrire à celui-ci un angle α autour de C, le rayon de l'excentrique deviendra ob' et l'angle d'avance passera à la valeur $\frac{\pi}{2}$.

Nous pourrions déterminer, dans ces conditions, l'épure de distribution pour une position quelconque du plateau.

Soient (fig. 48) OM_0 le rayon de la circonférence décrite par le bouton de manivelle, ob le rayon et δ l'angle de calage correspondant à la position extrême $E_1E'_1$.

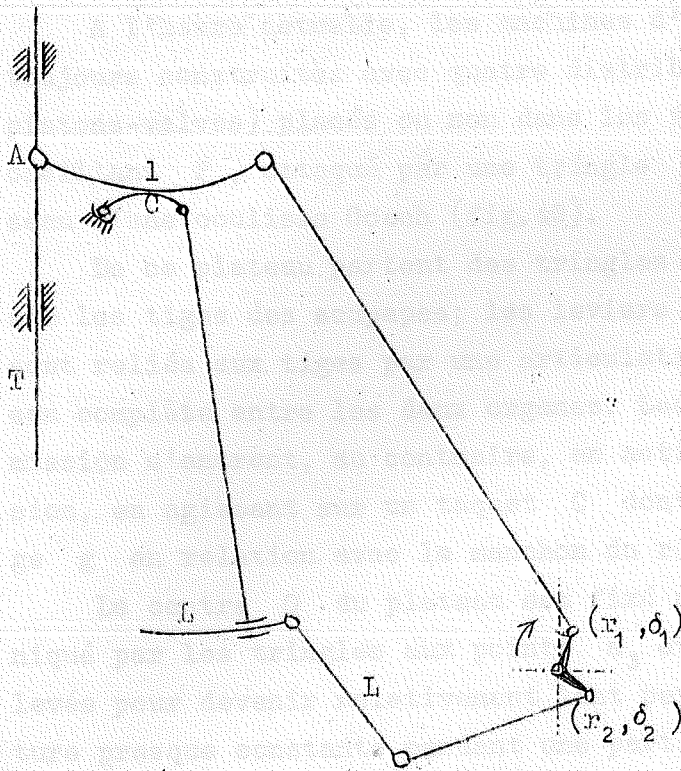
En traçant le cercle de distribution et le cercle de recouvrement intérieur, nous pourrions en déduire les positions OA et OD pour lesquelles l'admission commence et finit.

En rapportant symétriquement par rapport à l'axe vertical le centre C du plateau, nous traçons de C comme centre, un arc de cercle passant par b_1 , nous obtiendrons le lieu des extrémités des vecteurs représentant les diamètres des cercles de distribution pour un angle quelconque $\beta = bcb'$.

Afin de pouvoir réaliser une admission nulle, l'arc de centre C devra couper le cercle de recouvrement en dessous de OM_0 .

Distribution commandée par levier roulant.

Un levier incurvé attaqué par l'excentrique (r_1, δ_1) commande la tige T du distributeur en prenant appui sur le chemin de roulement C. Ce dernier reçoit lui-même un mouvement d'oscillation d'un excentrique,



(r_2, δ_2) , par l'intermédiaire d'un levier L. La longueur d'un des bras de L est sous la dépendance du régulateur.

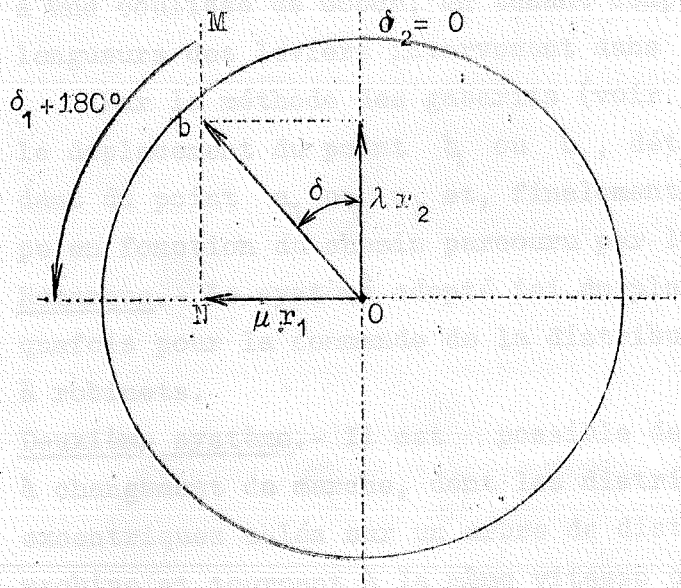
Ce mécanisme mérite le même reproche que la plupart des dispositifs à commande, à savoir qu'il donne une levée trop faible aux petites admissions.

On peut montrer aisément, en faisant, par exemple, $\delta_2 = 0$ et en supposant le 1^{er} excentrique calé à 90° en arrière du 2^{me} . Pour une position donnée du bouton de manivelle, il est visible que le mouvement du point A de la tige est le même que si celle-ci était commandée comme un tiroir par un excentrique (\overline{ob}, δ) :

$$\overline{ob} = \lambda \overline{r_2} + \mu \overline{r_1},$$

où μ ne dépend que de la position de la manivelle et des dimensions du mécanisme et où λ dépend de la position de la manivelle, des dimensions et de la vitesse.

Lorsque celle-ci varie, b se déplace suivant MN ; la levée diminue donc en même temps que la durée de l'admission.



5.- Machines à changement de marche à quatre distributeurs.-

Premier système.- Dans les machines d'extraction, il importe non seulement de pouvoir changer le sens de marche, mais aussi de rendre l'admission variable sous l'action du régulateur, de façon à limiter automatiquement la vitesse maximum de rotation de la machine pendant le trait.

A l'heure actuelle, les machines d'extraction à vapeur sont presque toujours construites avec quatre distributeurs équilibrés (soupapes ou pistons-valves) placés ou non dans les fonds et commandés par un plateau oscillant P , attaqué par une tringle t , en relation avec le coulisseau d'une coulisse Gooch (fig.49).

De ce plateau partent des tringles attaquant les leviers agissant sur les tiges des soupapes; les leviers coudés des organes d'émission sont reliés aux tiges par une articulation (fig.50) établissant une liaison complète entre les deux organes. Les deux leviers des organes d'admission n'entrent, au contraire, en action, que pendant la phase d'admission, en agissant sur un taquet C dont la position est fixée par la tige g en relation avec le manchon du régulateur.

Le centre O du plateau est fixé de façon que le mouvement communiqué par les tringles aux points a_3 et a_4 soit rapide au début de la levée pour devenir relativement lent peu après et donner ainsi une ouverture presque constante pendant une partie de la phase d'émission.

On peut utiliser comme première approximation, en faisant abstraction des obliquités des bielles et tringles, l'épure de Zeuner, appliquée à une coulisse de Gooch, en tenant compte, toutefois, des rapports des longueurs des leviers intervenant dans le mécanisme.

Par la méthode des gabarits (voir plus loin), on pourra, connaissant le déplacement du point b_1 ou b_3 , déterminer le déplacement correspondant du point a_1 ou a_3 et, finalement, la loi du mouvement de la soupape en fonction du chemin parcouru par le piston de la machine.

Remarque.- Le système adopté ici du plateau oscillant est employé quelquefois pour la commande de la distribution des machines motrices fixes à robinets.

Deuxième système.- Il est possible de réaliser une machine à soupapes à changement de marche, dont les distributeurs sont commandés par des excentriques calés sur un arbre de distribution parallèle à l'axe de la machine et tournant à la même vitesse que lui.

Le mécanisme utilisé dans ce cas est totalement différent de ceux étudiés dans le paragraphe consacré aux distributions à changement de marche. Il est représenté figure 51.

Sur la bielle b_1a_1 dont l'extrémité a_1 est assujettie à se déplacer sur la trajectoire circulaire de centre P , sont articulées, en C_1 ,

deux triangles transmettant, aux mécanismes d'admission et d'émission, le mouvement de C_1 .

La courbe décrite par le point C_1 est une ellipse déformée dont le grand axe est orienté vers la droite lorsque la trajectoire de l'extrémité a_1 est un arc de centre P et vers la gauche lorsque cette trajectoire est un arc de centre P_1 . On conçoit: 1) que, par ce mécanisme, on puisse modifier la levée, et, partant, le degré d'admission, en modifiant la position du centre d'oscillation et 2) qu'en passant de la position P à la position P_1 symétrique par rapport à la perpendiculaire à la position moyenne Oa de la bielle (ce qui s'obtient par la rotation de l'axe a portant le balancier aP) on modifie le sens de marche.

En traçant la trajectoire de C_1 par point, on peut établir la loi de déplacement de C_1 dans la direction de C_1i de la tringle de la soupape d'admission, en fonction de l'angle α décrit par le rayon de l'excentrique, ou de l'angle $\alpha' = 180^\circ - \alpha$ décrit par la manivelle, celle-ci étant décalée de 180° en arrière par rapport à l'excentrique.

Mais il est plus commode de rechercher analytiquement la valeur x du déplacement de C_1 en fonction de α (fig.52), en négligeant l'influence de l'obliquité de la bielle b_1a_1 et en confondant la trajectoire circulaire de centre P avec la tangente en a inclinée d'un angle φ sur la direction Oa correspondant à la position moyenne de la bielle.

Désignons par :

O' le point d'intersection d'une position quelconque de la bielle b_1a_1 avec la ligne Oa ;

l' la distance (variable) du point O' au point b_1 ;

l la distance (imposée) du point C_1 au point b_1 ; et

L la longueur de la bielle.

Désignons par α l'angle décrit par Ob_1 à partir de la perpendiculaire menée en O à OM Oa et projetons b_1 et c_1 sur Oa .

Nous obtenons successivement :

$$b_1h_1 = r \cdot \sin(\alpha - 90) = -r \cdot \cos \alpha$$

$$O'h_1 = r \cdot \cos(\alpha - 90) = r \cdot \sin \alpha$$

$$a_1k_1 = ek_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

Soit, en négligeant l'obliquité de $b_1 a_1$:

$$a_1 k_1 = ob_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi = r \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

Les triangles semblables de sommets o' , fournissent la relation :

$$\frac{x}{L - l'} = \frac{a_1 k_1}{L - l'}$$

d'où
$$x = r \cdot \frac{L - l'}{L - l'} \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

D'autre part :

$$\frac{l'}{L - l'} = \frac{b_1 h_1}{a_1 k_1} = - \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi} = - \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi}$$

et

$$\frac{l'}{L} = \frac{1}{1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi}$$

partant :

$$\frac{l - l'}{L - l'} = \frac{\frac{l}{L} - \frac{l'}{L}}{1 - \frac{l'}{L}} = \frac{1 - \frac{l}{L} \cdot (1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi)}{\operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi}$$

d'où

$$x = r \cdot \left[1 - \frac{l}{L} + \frac{l}{L} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi \right] \cdot \cos \alpha$$

soit

$$x = r \cdot \frac{l}{L} \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi + r \cdot \left(1 - \frac{l}{L} \right) \cdot \cos \alpha$$

Portons $r \cdot \frac{l}{L} \cdot \operatorname{tg} \varphi = ob_1$ sur l'axe OY de la circonférence représentant la circonférence décrite par le bouton de la manivelle (fig. 52) et traçons la circonférence de diamètre ob_1 .

Notons le point C_1 d'intersection de cette circonférence avec le rayon OB_1 , position du rayon de l'excentrique faisant, avec la ligne des points morts OM , l'angle α .

$$\begin{aligned} OC_1 &= ob_1 \cdot \cos (\alpha - 90^\circ) \\ &= r \cdot \frac{l}{L} \cdot \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi \end{aligned}$$

Ainsi, OC_1 représente le premier terme de x et le lieu des extrémités des vecteurs représentant ce premier terme en fonction de α est fourni par la circonférence ob_1 de diamètre égal à :

$$r \cdot \frac{l}{L} \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

et de centre situé sur la verticale OY faisant avec OM un angle de 90° .

Si nous portons maintenant $ob_2 = r.(1 - \frac{1}{I})$ sur la direction OM et si nous traçons la circonférence de diamètre ob_2 nous voyons que OC_2 , mesuré sur la direction OB, vaut :

$$OC_2 = - ob_2 \cdot \cos \alpha = - r. \frac{1}{I} \cdot \text{tg } \varphi \cdot \cos \alpha$$

Il se déduit de ce qui précède que

$$x = oc_1 - oc_2$$

est la projection, sur OB_1 , du vecteur $\overline{ob} = \overline{ob_1} + \overline{ob_2}$.

On peut donc dire que x , chemin parcouru par le point C_1 dans la direction de la triangle de commande à partir de la position moyenne, est le même que si ce point était commandé directement par un excentrique fictif dont le rayon ob et l'angle d'avance δ seraient déterminés en faisant la somme géométrique des vecteurs :

$r. \frac{1}{I} \cdot \text{tg } \varphi$, calé à 90° de la ligne des points morts,

et $r.(1 - \frac{1}{I})$, calé sur la ligne des points morts.

On remarquera que, pour une position de l'excentrique définie par l'angle α , x est négatif, x_1 étant plus petit que x_2 et doit donc être porté sur le prolongement du rayon représentant l'excentrique.

La manivelle de la machine étant calée à 180° en arrière de ob_1 (fig.52), on voit que le cercle de diamètre ob donnera, par contre, pour chaque position de la manivelle définie par l'angle α' , la valeur de x comptée à partir de la position moyenne.

Si nous prenons pour recouvrement $O1$, l'admission commencera suivant OA et finira suivant OD.

Abstraction faite de l'obliquité de la bielle $b_1 a_1$, on voit donc que tout se passe, avec ce système, comme dans la coulisse de Walschaert.

En changeant l'angle φ , on réduit ob_1 .

Le rayon ob_2 restant constant, l'avance linéaire restera constante.

Lorsque l'angle φ devient nul, ob se réduit à ob_2 . En rendant φ négatif, on obtient un rayon fictif résultant dirigé vers le bar, c'est-à-dire orienté pour la marche en sens inverse.

6.- Epure de distribution pour les systèmes à quatre distributeurs.

Pour ce qui concerne les obturateurs d'émission fonctionnant sans déclie, on obtiendra une première approximation en utilisant l'épure de

Zeuner.

Abstraction faite de l'influence des obliquités des bielles et des leviers utilisés pour la mise en mouvement de l'obturateur (soupapes, pistons-valves ou robinets), on peut dire que le chemin x parcouru par celui-ci, à partir de sa position moyenne est donnée pour chaque position de la manivelle par le cercle de Zeuner.

Il est toutefois nécessaire de tenir compte, pour calculer le diamètre de celui-ci, du rapport des longueurs des leviers intervenant dans la transmission du mouvement.

Si nous prenons, par exemple, la distribution par robinet, nous pourrions déterminer le rayon et l'angle de calage de l'excentrique fictif qui conduit les obturateurs d'émission en nous imposant une avance à l'émission (5%, par exemple) et un certain degré de compression (10%) (fig.40).

L'angle de calage fictif devra être pris égal à δ et le rayon d'excentrique fictif devra être tel que :

$$r = i + a ,$$

a étant calculé comme précédemment, en adoptant une vitesse de vapeur de 30 à 35 m./sec.

Si l'obturateur e_1 (fig.43) est conduit par un levier tourné vers le haut, dont la longueur l_1 est différente du rayon r_1 du distributeur, il y a lieu, pour calculer le rayon r_2 de l'excentrique réel, de multiplier r par $\frac{l_1}{r_1} \cdot \cos \beta$, où $\beta = \angle g_2OP$; $r_2 = r \cdot \frac{l_1}{r_1}$.

Pour déterminer l'angle de calage réel, il faudra tenir compte de l'excentrement du point conduit g_2 oscillant autour de P_1 en soustrayant de δ l'angle β de sorte que :

$$\delta_2 = \delta - \beta .$$

Comme le levier l_1 , orienté vers le haut, a pour effet de décaler le mouvement de distribution de 180° , l'angle de calage de l'excentrique d'émission devra être avancé de 180° , c'est-à-dire qu'il faudra porter δ_2 en avance sur la verticale passant par O en dessous de la ligne des points morts et non au-dessus (fig.43). Le calcul ci-dessus ne tient compte ni de l'obliquité de la bielle b_2g_2 , ni de celle du levier l_1 .

Dans le système par soupape, l'obturateur d'émission est généralement commandé par l'intermédiaire d'une came oscillante.

Le profil de la came comporte les parties suivantes :

Une première à l'entrée, en arc de cercle, raccordée à la face d'attaque par un arc de cercle de rayon plus grand que le rayon du galet, l'inclinaison de cette face d'attaque détermine la rapidité de l'ouverture. Pour limiter la levée à la valeur maximum calculée h , la came comporte une dernière partie en arc tracée du centre O d'oscillation et qui est raccordée à la première par une courbe telle que les accélérations négatives communiquées par elle au galet, n'exigent pas un effort exagéré du ressort agissant sur la soupape pour maintenir le contact continu avec le galet.

L'angle de calage de l'excentrique conduisant la came de distribution peut être recherché en utilisant l'épure de Zeuner (fig.40). Pour une avance de 5% et un degré de composition de 10%, cet angle sera égal à

δ_2 .

La fig.37 est supposée dessinée pour la manivelle au point mort, le sens de rotation de l'arbre est indiqué par la flèche. Cet angle δ_2 devra être porté à partir de la perpendiculaire élevée en O sur la ligne des points morts OC de l'excentrique. En d'autres termes, l'angle de calage de l'excentrique aura pour valeur :

$$90^\circ + \delta_2 + \beta ,$$

β étant l'angle que fait la ligne des points morts de l'excentrique avec la ligne des points morts OM_0 .

La détermination des leviers se fera sur un dessin d'ensemble en grandeur. On se laissera guider par le souci de réduire au minimum l'encombrement et le poids de ces pièces sans toutefois descendre à des valeurs qui exagéreraient l'influence des obliquités.

Le rayon de l'excentrique ne pourra être déterminé en fonction de l'ouverture maximum qu'après avoir fixé les dimensions des leviers et la forme de la came.

On pourra ensuite tracer l'épure de distribution en coordonnées rectangulaires, en portant, en abscisse, le chemin parcouru par le piston et, en ordonnée, la levée de la soupape.

La détermination de cette levée ne pourra se faire qu'en déterminant, pour différentes positions de la manivelle, les positions correspondantes de l'excentrique, puis du point d'attaque de la came, assujéti à se déplacer sur un arc de cercle de centre O' . Il est nécessaire

toutefois, pour pouvoir opérer avec précision, de réaliser une épure à l'échelle 1/1 et, partant, d'utiliser des arcs correspondant à la longueur de la bielle d'excentrique.

Pour éviter l'emploi d'arc à grand rayon, on peut utiliser la méthode des gabarits.

Lorsque l'extrémité a d'un levier $O'a$ est commandé par un excentrique $O'b$ par l'intermédiaire d'une bielle ba de longueur l , on peut trouver le point a qui correspond à un point quelconque b , de la manière suivante : Transportons le centre O de la trajectoire dans la direction OO' d'une longueur égale à l .

Le centre O sera transporté en O_1 , le point b en b_1 , l'arc de cercle de rayon l passant par b_1 , passera par a et il sera possible de déduire ce dernier en utilisant un gabarit.

Si, en effet, nous traçons sur une feuille de papier transparent une droite quelconque et un arc de circonférence de rayon l ayant son centre sur cette droite, nous pourrons, faisant coïncider cet axe avec la direction bb_1 parallèle à la ligne oo_1 de transport de la trajectoire, marquer sur la trajectoire de centre o'

le point a qui correspond à b .

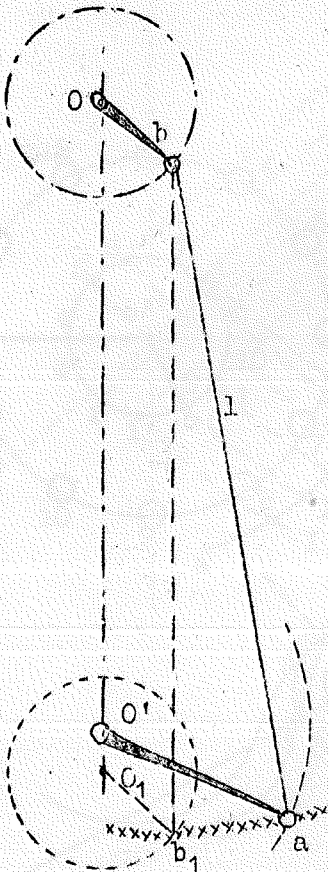
Le tracé de l'épure pourra dès lors être concentré sur une feuille de petites dimensions, même en opérant à grande échelle.

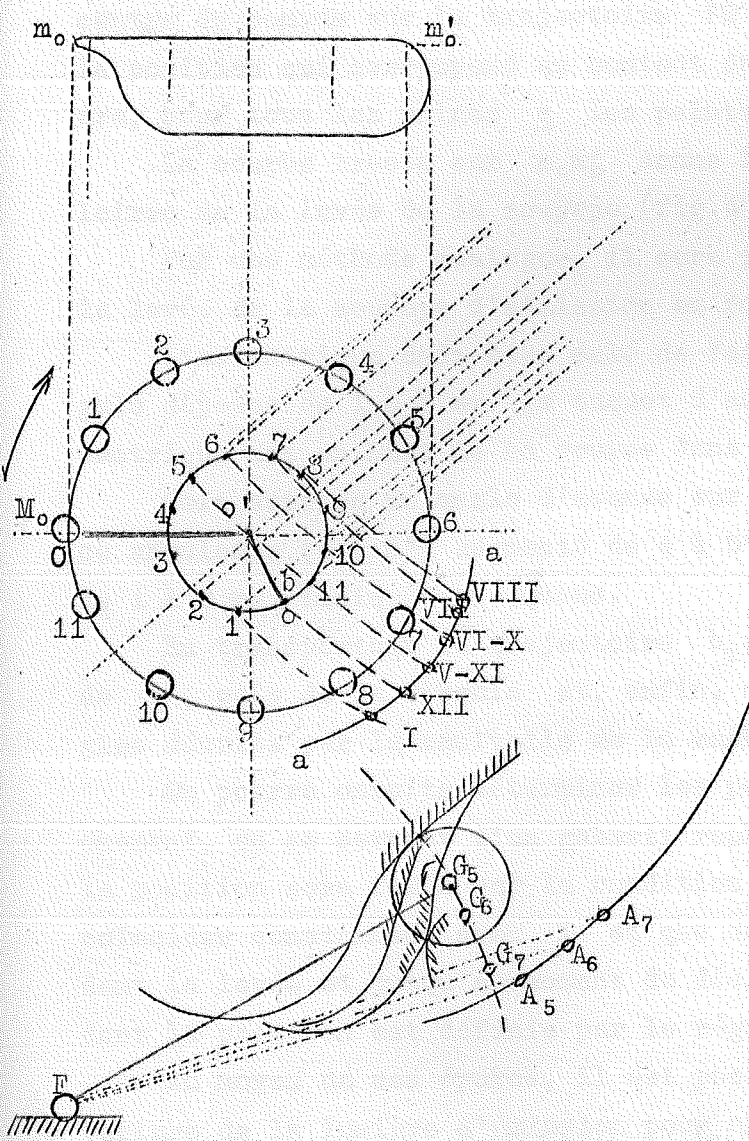
Pour préciser, appliquons cette méthode à la recherche des déplacements d'une soupape c' , émission commandée par came oscillante.

Supposons, pour simplifier l'épure, la condition toujours réalisable : $l = oo'$.

Le centre de la trajectoire O transporté coïncidera avec O' . La manivelle se trouvant sur la ligne des points morts, l'excentrique fera, avec M_0 , l'angle : $90^\circ + \beta + \delta_2$ (fig. 37).

Divisons la circonférence décrite, par l'extrémité du rayon de l'ex-





centrique en autant de parties égales que celles adoptées pour la division du cercle décrit par M_0 , en commençant la division au point b (fig.oi-contre).

Désignons par A le centre de la circonférence qui raccorde le flanc d'attaque de la came au palier de repos et par a le point de la came où s'articule la tige de commande.

Les points O' , a , A étant invariablement liés, on pourra obtenir pour tout point occupé par a sur sa trajectoire, le point A correspondant sur sa trajectoire propre. Il suffira, un arc de circonférence de rayon $O'A$ ayant été dessiné, de tracer à partir du point a considéré, un arc de rayon égal à aA .

Leur point d'intersection est le point A cherché.

Depuis 0 jusqu'en 5 environ, la soupape reste sur son siège, le galet se maintenant en contact avec la partie d'entrée de centre O' de la came. A partir de 5, l'arc de raccord, puis le flanc de la came entre-
rent en jeu.

Le centre de raccord et l'inclinaison du flanc par rapport à la droite $O'A$ étant connus, il sera possible de tracer successivement pour chacune des positions repérées de l'excentrique, la position de la came.

On trouvera, pour finir, la levée de la soupape en déterminant la position du centre du galet G .

La trajectoire du centre G est un arc de rayon FG de centre F .

Si, avec une ouverture de compas égale au rayon du galet, déplaçant le centre du compas sur la trajectoire FG , on cherche par tâtonnements, la position qui correspond au contact du galet avec la came, on obtiendra, pour tous les points a les points G correspondants.

La courbe tracée sur $m_0m'_0$ donne l'épure en coordonnées rectangulaires de la levée de la soupape (fig.40 c).

Par une méthode analogue, il sera possible de déterminer la loi de la levée de la soupape d'admission en fonction de la course du piston.

L'excentrique doit être calé de façon à ce que le crochet de la virgule dépasse de 1 à 2 mm. le taquet d'accrochage du levier, lorsque l'excentrique est en haut de sa course dans la direction oi (fig.37).

Cela suppose un angle d'avance sur la direction oi égale à l'avance angulaire (4 à 5°) augmenté de 4 à 5° pour réaliser la course à vide de 1 à 2 mm. indiquée ci-dessus.

En transportant la trajectoire b_1i_1 , on pourra trouver les positions de i , puis de la virgule et, enfin, du taquet pour les différents angles décrits par la manivelle de la machine.

On pourra ensuite déterminer les positions correspondant au déclenchement, en se servant d'un gabarit représentant la virgule, gabarit dont la position sera fixée par la condition que son pivot d'articulation doit coïncider constamment avec i et que sa face inférieure doit rester, pendant la levée et jusqu'au moment du déclat, en contact avec le galet g dont la position est définie par le régulateur.

Au moyen de ces épures, il est possible de vérifier quelle est l'ouverture de la lumière d'émission pour chaque position de la manivelle; quel est le degré d'admission pour chaque position du régulateur et, éventuellement, de déduire de ces épures les changements à apporter au calage des excentriques et aux longueurs des bielles des excentriques, pour corriger les diagrammes relevés au moyen de l'indicateur.

*

*

*

ETUDE DES DISTRIBUTIONS POUR MOTEURS A GAZ.

Pour les puissances inférieures à 100 ou 150 chevaux, on réalise le moteur à gaz sous la forme d'un moteur à simple effet.

Cette solution présente les avantages suivants :

- 1) Poids, encombrement et prix réduits du fait de l'utilisation du piston comme crosse et du cylindre comme guide;
- 2) Refroidissement du piston et des parois internes du cylindre par la circulation de l'air ambiant à l'intérieur du piston et, partant, suppressions de toutes les complications qu'entraîne le refroidissement par circulation d'eau dans le piston, indispensable avec les machines à double effet.

Pour les puissances supérieures à 200 et inférieures à 300, pour fixer les idées, on accouple généralement deux moteurs à simple effet, soit:

- 1) avec cylindre en tandem;
- 2) avec cylindres jumelés accolés, mais plus souvent disposés de part et d'autre du volant, avec calage à 0° et décalage des explosions de 180° .

La disposition avec cylindres contigus nécessite des modèles spéciaux; celle qui consiste à placer les cylindres dans le même axe, opposés l'un à l'autre, avec bielles attaquant le même coude, disposition qui réduit au minimum les effets d'inertie sur la fondation, n'est plus utilisée.

Elle présentait le grave inconvénient de donner lieu à une réaction vers le haut à l'un des pieds de la bielle.

Pour les puissances supérieures de 250 à 300 et jusqu'à 600 chevaux, le moteur à gaz se construit généralement à double effet à un cylindre.

Au delà, on adopte une disposition tandem donnant une explosion par course, ce qui permet de réduire très notablement les poids du volant pour une puissance donnée et un nombre de tours également donné.

Pour les puissances dépassant 1000 chevaux, on utilise invariablement, lorsqu'il s'agit d'une machine de centrale, tout au moins, deux tandem-jumelés. Le record de puissance par unité a été réalisé par la Sté Cockerill, avec son moteur à 4 cylindres à manivelles, de 8000 à 9000 chevaux. Nous ne nous occuperons, dans ce qui va suivre, que du moteur à gaz à simple effet.

I.- Le cylindre et la culasse.

Les organes de transformation du mouvement alternatif en mouvement continu ont été décrits. Le coudé, exclusivement utilisé dans les moteurs à simple effet, a pour avantage de réduire les déformations dans les articulations et de donner lieu, par conséquent, à une marche plus douce.

Le cylindre, venu de fonte avec le bâti, comporte une enveloppe extérieure et un fourreau rapporté. L'étanchéité, entre l'enveloppe extérieure et le fourreau, est assurée à l'avant, au moyen d'un joint serré par un presse-étoupe (fig.54) ou, plus simplement, par un tore en caoutchouc, encastré par une rainure du fourreau et écrasé entre celui-ci et l'alésage conique de l'extrémité de l'enveloppe (fig.55). A l'arrière, le fourreau est pincé entre l'enveloppe et le fond (fig.56 et 57). La disposition (fig.57) permet de faire passer plus aisément l'eau du fond du cylindre dans l'enveloppe.

Le fond ou culasse est généralement construit de manière à réaliser extérieurement un cylindre ou une sphère (fig.58 et 58 b) laissant entre la chambre de combustion et les parois extérieures, un espace suffisant pour assurer une bonne circulation et permettre, dans une certaine mesure, un nettoyage des surfaces intérieures qui tendent à se couvrir d'incrustations.

Sauf pour les moteurs à faible puissance, 1 à 10 chevaux, pour fixer les idées, les moteurs sont construits, aujourd'hui, avec soupapes d'introduction et soupape d'échappement, disposées l'une au-dessus de l'autre, suivant le même axe.

Ces soupapes d'introduction et d'échappement sont à simple siège et s'ouvrent de l'extérieur vers l'intérieur de façon à assurer automatiquement l'étanchéité. Pour permettre le démontage par le haut, la soupape d'introduction s'appuie sur la partie inférieure d'une buselure rapportée dont le \varnothing extérieur est plus grand que le \varnothing de la soupape d'échappement.

Outre cette soupape d'introduction, il existe des obturateurs disposés dans la lanterne d'admission et sur le rôle desquels nous insisterons plus loin.

Outre ces soupapes, il y a lieu de prévoir pour les moteurs dépassant 10 à 15 chevaux, une soupape d'introduction d'air comprimé, qui, commandée par un mécanisme spécial de distribution, permet, à la mise

en marche, de lancer le volant.

Cette soupape peut être disposée sur le fond ou, encore, latéralement.

La bougie d'allumage est disposée généralement sur le fond de la culasse, parfois latéralement.

L'eau de circulation est amenée à la partie inférieure de la culasse et en sort à la partie supérieure pour passer dans l'enveloppe.

Avec la chambre de combustion symétrique par rapport à l'axe du cylindre, il faut prévoir, en outre, une soupape de purge du cylindre placée à la partie inférieure d'un conduit débouchant dans le bas du cylindre.

II.- La distribution.-

Nous ne reviendrons pas sur la question du fonctionnement du moteur à quatre temps. On sait que, pour faire varier la puissance du moteur proportionnellement à la charge demandée, on dispose de 5 systèmes :

- 1.- Le système par tout ou rien.
- 2.- Le système par variation du poids de mélange admis, celui-ci gardant une composition constante.
- 3.- Le système par variation simultanée de la quantité de gaz admis et du poids du mélange admis.
- 4.- Le système par variation de la quantité de gaz admise par cylindrée, c'est-à-dire à poids constant de mélange admis, mais à teneur variable.

Ces trois derniers systèmes ont l'inconvénient de provoquer du retard à l'explosion, parfois même de produire des ratés aux petites admissions.

- 5.- Le système dans lequel, après avoir admis de l'air exclusivement pendant une fraction de la course, d'autant plus courte que la puissance se rapproche davantage de la puissance maximum, le mélange à teneur normale est introduit pendant le restant de la course.

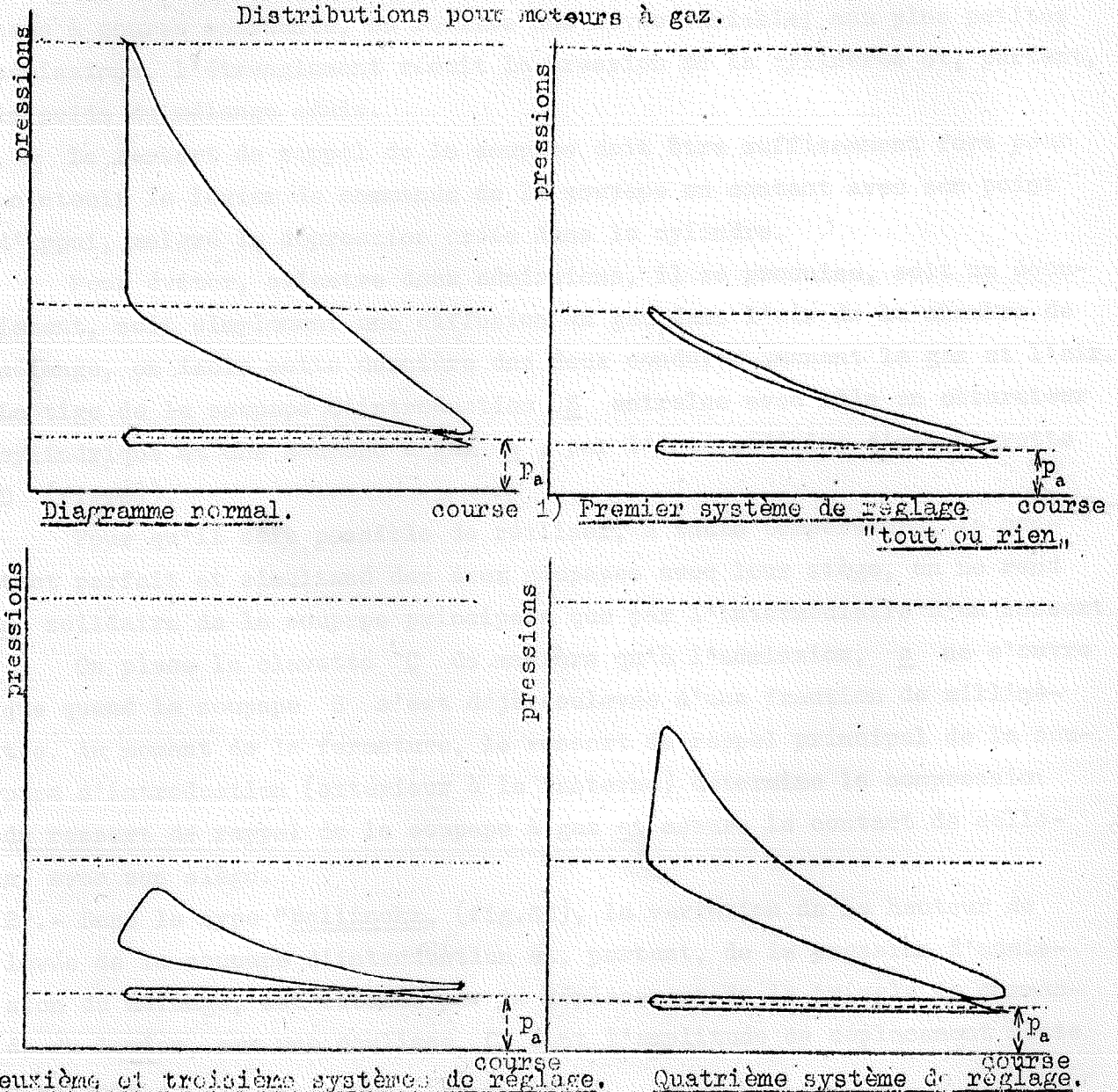
La cylindrée ne s'homogénéisant pas complètement, on remédie ainsi, dans une certaine mesure, à l'inconvénient signalé plus haut.

Premier système.- Dans ce système, utilisé exclusivement pour les petits moteurs jusqu'à 10 ou 15 chevaux, pour fixer les idées, la soupape d'admission du gaz est généralement un axe horizontal et elle est attaquée par un mécanisme sous la dépendance d'un régulateur à inertie. L'excen-

trique ob (fig. 59) donne un mouvement d'oscillation à un taquet, par l'intermédiaire d'une bielle oscillant autour d'un point fixe i. Ce taquet entraîne la tige t de la soupape et lui donne une ouverture maximum. Lorsque la vitesse de rotation dépasse sa valeur normale de 4 à 5%, la masse oscillante (m) entraînée avec le taquet tend à faire prendre, par inertie, à celui-ci, une inclinaison sur l'horizontale au moment du déplacement vers l'avant et à supprimer l'accrochage.

La vitesse moyenne de régime est réglée par déplacement de la masse m. Avec ce système, la cylindrée comporte, par conséquent, un mélange à teneur normale ou bien de l'air sans gaz combustible; de là, le

Distributions pour moteurs à gaz.



Deuxième et troisième systèmes de réglage.

Quatrième système de réglage.

Poids variable à teneur { 2) constante
 { 3) variable

Poids constant et teneur variable.

nom de réglage par tout ou rien. Ce système ne convient que pour les faibles puissances car la vitesse passe constamment de la plus petite à la plus grande des valeurs limites fixées par le régulateur. Il a pour lui l'avantage d'une très grande simplicité.

Deuxième et troisième systèmes. - On réalise une levée variable de la soupape d'introduction d'autant plus faible que la puissance demandée est elle-même plus faible.

Cette levée variable est réalisée de la manière la plus simple :

1°.- Dans le type "Otto", (fig.60), en déplaçant le point d'appui du levier d'attaque de la soupape, dont l'extrémité opposée est en relation avec une came à course constante, on réalise une levée variable; aux plus petites admissions, l'étranglement réduit la pression de la cylindrée et, partant, le poids du mélange admis.

Le ressort de rappel de la soupape doit être suffisamment fort pour maintenir le levier de commande de la soupape en contact avec son point d'appui, malgré la dépression créée dans le cylindre.

Pour éviter, qu'entre deux admissions, il se produise, soit un écoulement, soit simplement une diffusion du gaz dans l'air de la chambre de mélange, on isole cette dernière des deux conduits amenant le gaz et l'air. La tige de la soupape d'introduction S entraîne avec elle un obturateur cylindrique et une soupape à gaz s, par l'intermédiaire d'une clavette C (fig.61).

Pour qu'il soit possible de réaliser, à toute température, le contact parfait et simultané des deux soupapes avec leur siège, on ne rend s solidaire de la soupape principale que par l'intermédiaire d'un ressort.

On place la clavette C de manière qu'à l'admission, s ne s'ouvre que quand la soupape S s'est déjà soulevée d'une fraction de millimètre. Au moment de la fermeture, le ressort de rappel principal de la soupape d'introduction (extérieur à la lanterne) détermine la compression du ressort de rappel de la soupape à gaz et assure le contact de celle-ci avec son siège.

2°.- Dans le type "Bollinckx", (fig.62), la variation de la hauteur de levée de la soupape d'introduction et, partant, de la pression d'admission du mélange, est obtenue par le déplacement de la tringle de commande du levier, sur une coulisse C dont l'amplitude de déplacement reste constante.

La tige de commande de la soupape d'introduction (fig.63) déplace, en même temps, un disque obturant l'entrée du gaz dans la chambre de mélange, l'entrée d'air reste toujours libre.

Aux faibles ouvertures, il y a, d'une part, réduction de la production de gaz dans le mélange admis et, d'autre part, réduction de la quantité totale de mélange introduit. Ce système tient le milieu entre le système Otto et le système de réglage par variation du dosage.

3°.- Dans le système de la maison Winterthur, représenté fig.64 et 65, la lanterne d'obturation de l'entrée d'air et la soupape d'introduction du gaz sont solidaires et la levée est déterminée par un excentrique dont le collier (fig.64 b) oscille autour d'un point dont la position est réglée par la tringle t du régulateur. Le retard à la levée, d'autant plus grand que la charge est plus faible, détermine une variation de la pression et, partant, du poids du mélange admis. Ce système est donc une variante du système Otto.

Quatrième système.- Pour réaliser ce quatrième système, la levée de la soupape d'introduction est constante, tandis que la levée de la soupape à gaz est de durée variable, suivant la charge.

Ce système serait représenté par la fig.65 si l'on y supprimait la lanterne de l'obturation de l'entrée d'air.

Il est possible de le concevoir sous la forme d'un moteur à soupapes d'introduction à levée constante avec un simple obturateur papillon sur l'arrivée du gaz (moteur Koerting).

Cinquième système.- On peut réaliser une admission préalable d'air avant l'admission du mélange à teneur constante en adoptant le dispositif très simple de la S^{té} Cockerill de la fig.66.

La soupape d'introduction a une ouverture constante et la tige de commande entraîne un distributeur équilibré découvrant les lumières d'admission du gaz et de l'air.

Une cloche dont la position est sous la dépendance du régulateur obture la lumière d'admission du gaz plus ou moins complètement et crée un retard plus ou moins grand à son admission.

Avec ce système, on obtient une pression constante à la fois de la compression et un mélange hétérogène, plus riche en gaz dans le fond, aux environs de la bougie d'allumage, ce qui est évidemment favorable.

CALCUL DES DIMENSIONS D'UN MOTEUR A GAZ.

La pression de l'explosion dépend du degré de compression, de la proportion entre l'air et le gaz et de la nature du gaz. Avec les valeurs admises ci-dessus, elle est de l'ordre de 22 à 25 kg/cm².

La pression moyenne pendant le tour moteur reste comprise entre 4 et 6 kg/cm² suivant le degré de compression, celui-ci étant limité par la nécessité de ne pas atteindre à la fin de la compression, une température capable d'amener un allumage prématuré de la charge.

Connaissant cette pression moyenne p_m , on peut calculer les dimensions du cylindre par la relation :

$$N_e = \eta_o \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot p_m \cdot C \cdot \frac{N}{2} \cdot \frac{1}{60} \cdot \frac{1}{75},$$

où η_o = rendement organique de l'ordre de 0,9; D = alésage du cylindre; C = course du piston.

On admettra comme vitesse moyenne du piston : 4,50 à 5 m./sec.

Le nombre de tours/minute N varie de 300 pour les moteurs de puissance de l'ordre de 5 CV, à 200 pour une vingtaine de CV et à 100 pour une centaine de chevaux et plus.

Pour les grandes vitesses, on emploie le graissage sous pression.

On peut adopter des vitesses plus élevées que pour la machine à vapeur à piston en raison des fortes compressions employées qui réalisent des changements beaucoup plus progressifs des pressions dans les organes du mouvement alternatif.

On calcule l'espace mort en admettant que la compression se fait suivant la loi : $p v^k = C^{te}$, (avec $k = 1,3$ à $1,32$) et en se donnant la pression finale de compression.

Lorsqu'il s'agit d'un gaz riche (gaz de ville, air carburé), on comprime jusque 5 à 6 kg/cm², pour les gaz pauvres, on comprime jusque 10 à 12 kg/cm².

CALCUL DES SOUPAPES.

Soient d le diamètre de la soupape et K un coefficient de réduction de la section par encombrement.

La levée h est donnée par la relation :

$$\pi \cdot d \cdot h = K \cdot \frac{\pi d^2}{4},$$

soit :

$$h \approx \frac{d}{5}.$$

On calcule d par la condition :

$$K. \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v ,$$

D étant l'alésage du cylindre, v la vitesse moyenne du piston et V la vitesse admise pour le gaz. v est pris égal à 4 ou 5 m./sec. et V égal à 25-28 m/sec.

ETUDE DES CAMES. -

La levée étant connue, les dimensions des leviers ayant été adoptées pour tenir compte des dispositions d'ensemble, il est possible de déterminer la hauteur du bossage de la came.

Si t est la direction de la tringle, nous réglerons le calage de la came de façon à réaliser une avance angulaire à l'admission d'environ 20° . Cela conduit à tracer le flanc de la came tangentiellement au moyeu, en un point i tel que oi fasse avec ot , un angle, non de 20° , mais de 10° , la vitesse de rotation de l'arbre à came étant deux fois plus faible que celle du moteur.

La fermeture devant s'opérer avec un retard d'environ 20° à la manivelle, soit 10° sur l'arbre à came, nous pourrions tracer le flanc de fermeture en portant, à partir de ot , un angle de

$$90^\circ + 10^\circ$$

et en traçant en j la tangente au moyeu.

La seule difficulté dans le tracé est de donner au raccord entre le flanc et la face concentrique au moyeu, une forme telle que l'accélération négative ne prenne à aucun moment une valeur assez grande pour que le galet quitte la came malgré la tension du ressort de rappel.

Pour les cames des moteurs à très grande vitesse, cette question présente un véritable intérêt. Elle a été traitée d'une manière approfondie par M. Lepersonne dans la Revue Universelle des Mines.

Pour l'émission, l'angle d'avance étant d'environ 30 à 40° (15 à 20° sur l'arbre à came) et le retard à la fermeture 10° (5° sur l'arbre à came), on peut utiliser la même came pour l'admission et l'émission, à la condition d'orienter les tringles de commande d'une manière appropriée.

*

*

*

TABLE DES MATIERES.

Introduction.	2
<u>Organes communs à toutes les machines alternatives.</u>	3
<u>Chapitre I.- Détermination des efforts dans les organes</u>	5
1.- Calcul des dimensions générales.	3
2.- Effort dans les organes et sur les fondations.	12
3.- Moyens de réduire les efforts sur les fondations	17
<u>Chapitre II.- Etude du piston</u>	20
<u>Chapitre III.- " de la boîte à bouillage.</u>	32
<u>Chapitre IV.- " de la crosse et du guide.</u>	35
<u>Chapitre V.- " de la bielle.</u>	40
<u>Chapitre VI.- " de la manivelle et du coude</u>	49
<u>Chapitre VII.- " du bâti.</u>	61
<u>Distributions pour machines à vapeur.</u>	65
<u>Chapitre I.- Distributions par tiroir</u>	68
1.- Tiroir simple.	68
2.- " Trick	76
3.- " double Meyer.	79
4.- " Rider	83
5.- " équilibré	85
6.- Distribution à changement de marche.	86
Epures de distributions.	93
7.- Réglage des distributions.	98
<u>Chapitre II.- Distribution à quatre distributeurs</u>	102
1.- Distribution par soupapes.	103
2.- " " pistons-valves.	108
3.- " " robinets.	109
4.- " " soupapes accompagnées	110
5.- Machines à changement de marche.	113
Epure de distributions	117
<u>Distribution pour moteurs à gaz</u>	123
<u>Chapitre I.- Le cylindre et la culasse.</u>	124
<u>Chapitre II.- La distribution</u>	125

*

*

*

Fig.1

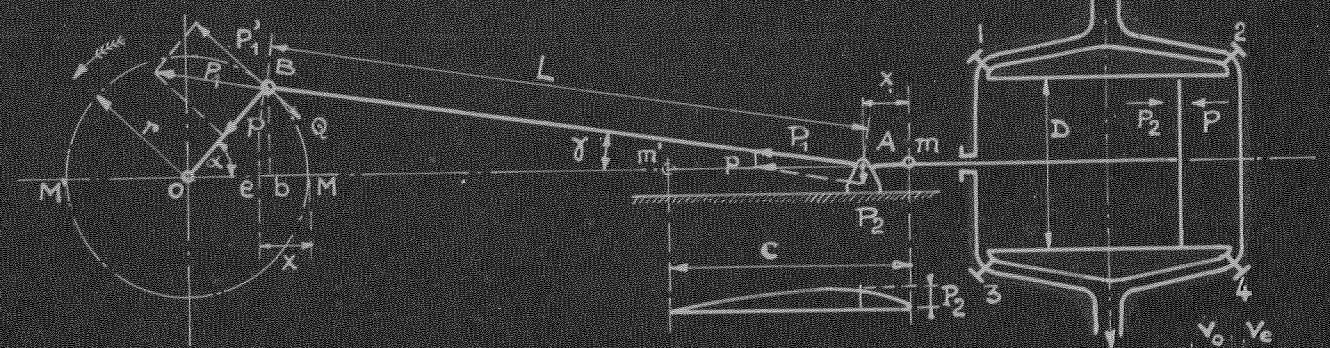


Fig.4

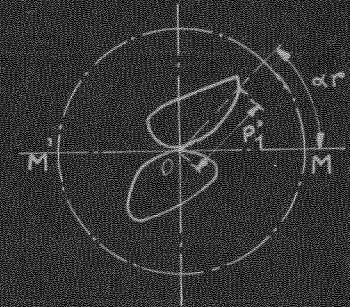


Fig.3

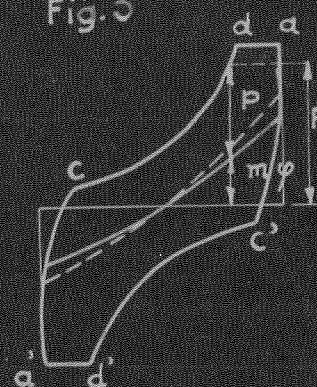


Fig.2

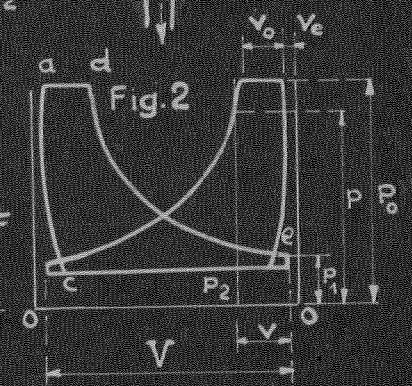
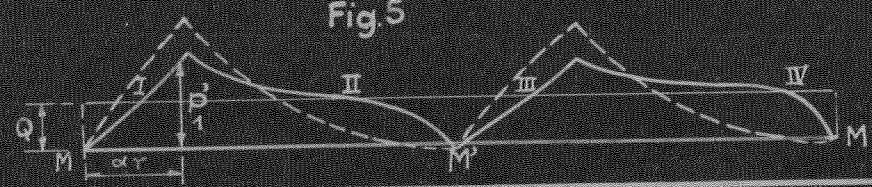
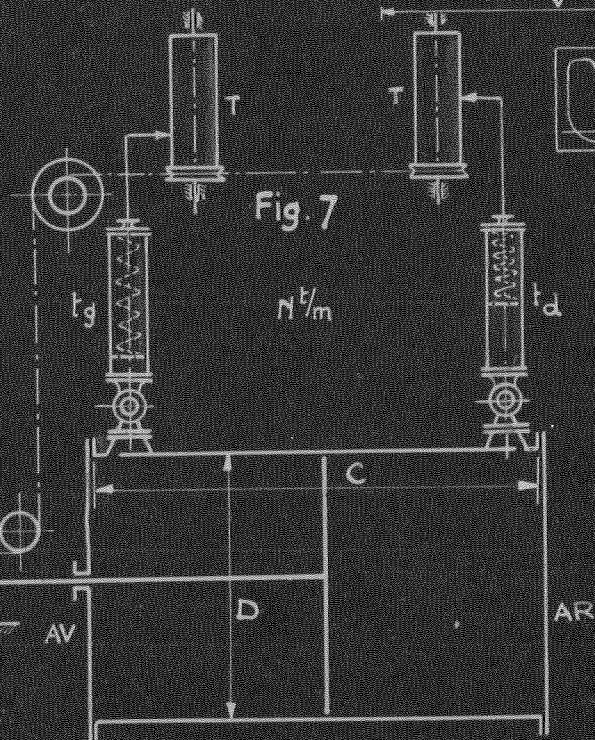
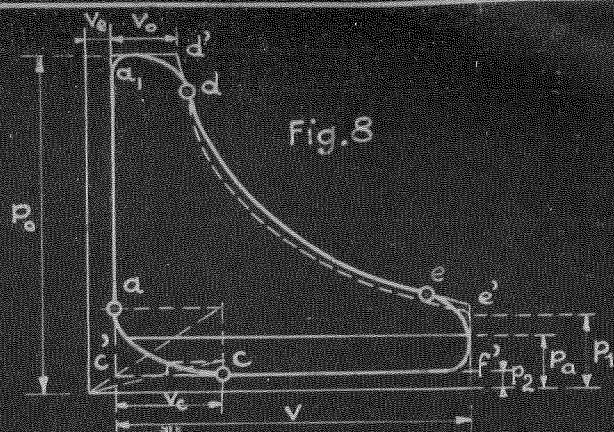
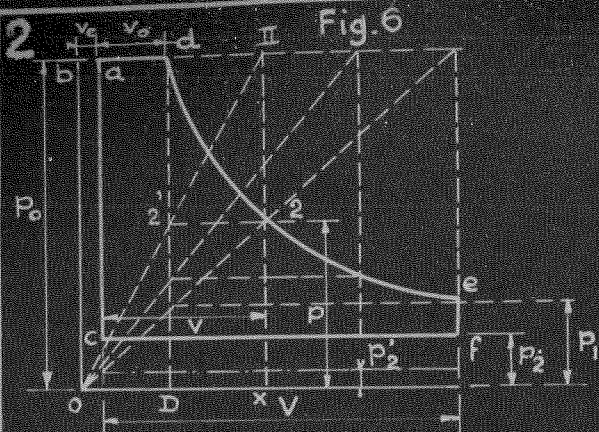
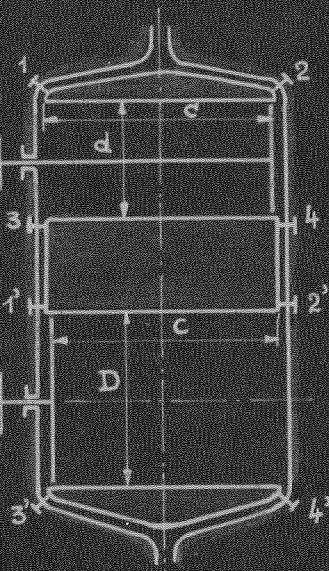
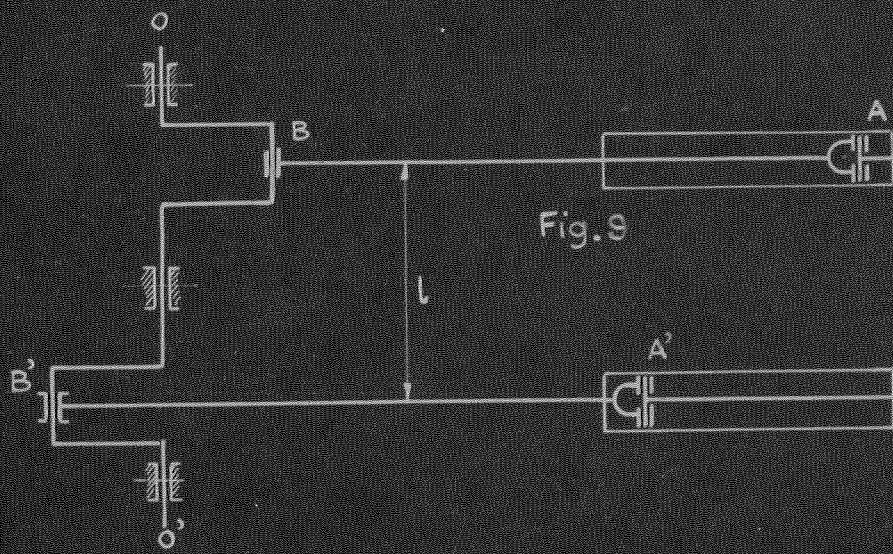
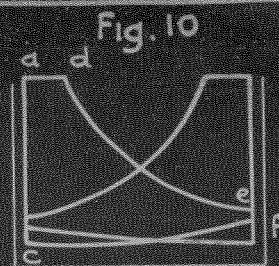
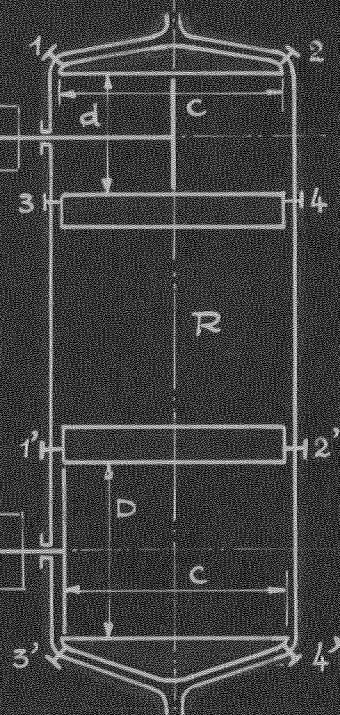
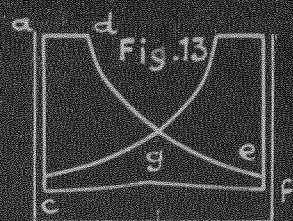
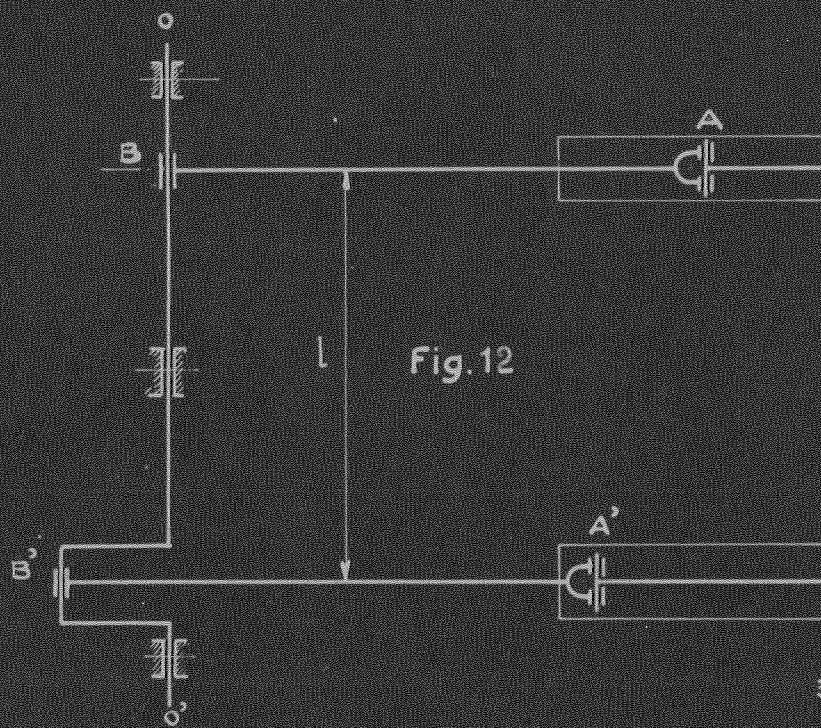


Fig.5









6

Fig. 20

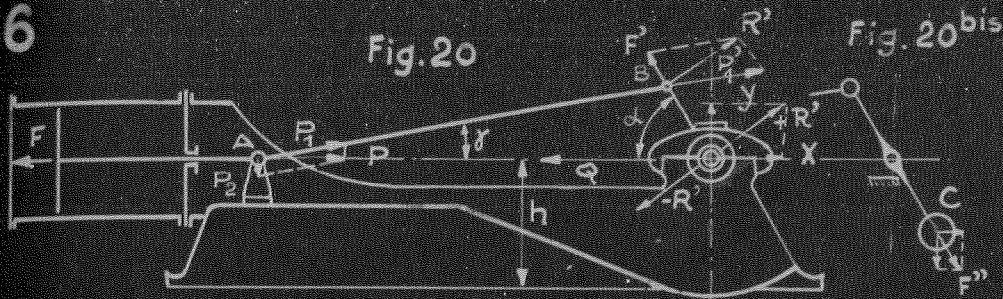


Fig. 20bis

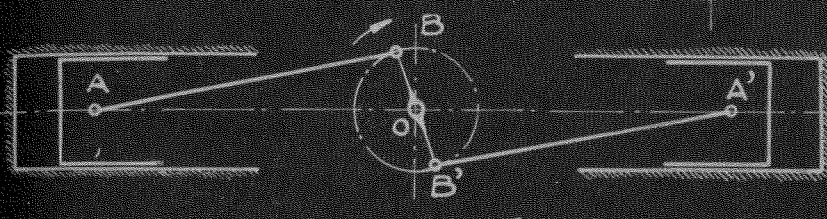


Fig. 21

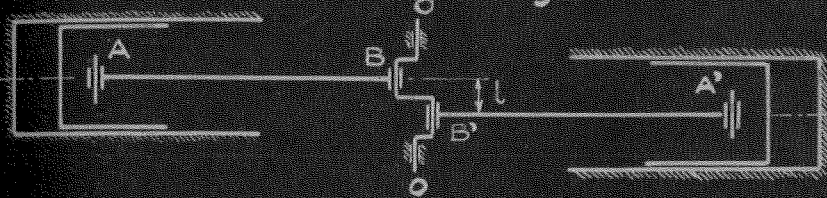


Fig. 22

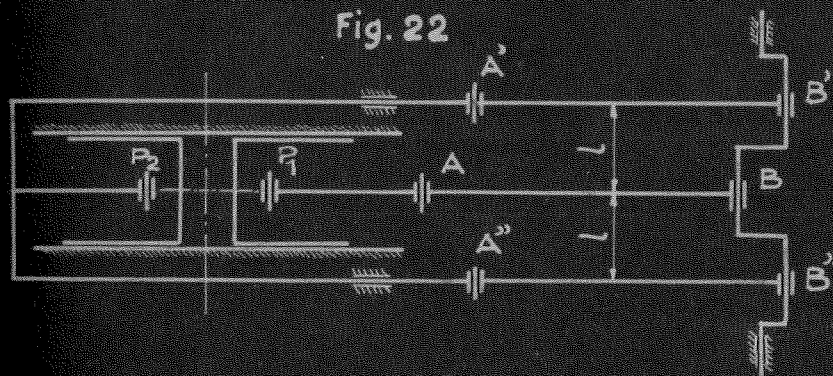


Fig. 23

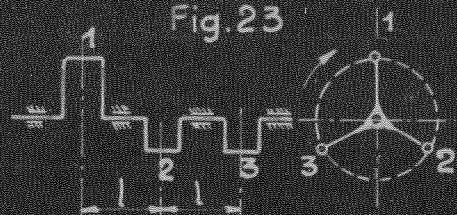


Fig. 24

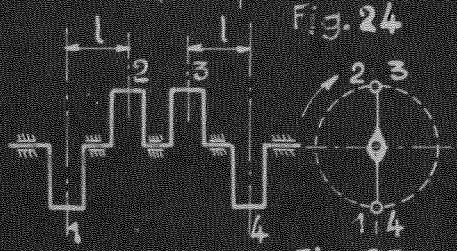


Fig. 25

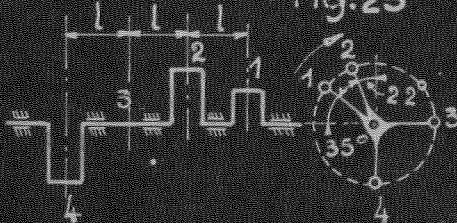


Fig. 26

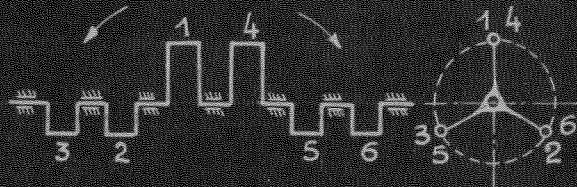




Fig. 29

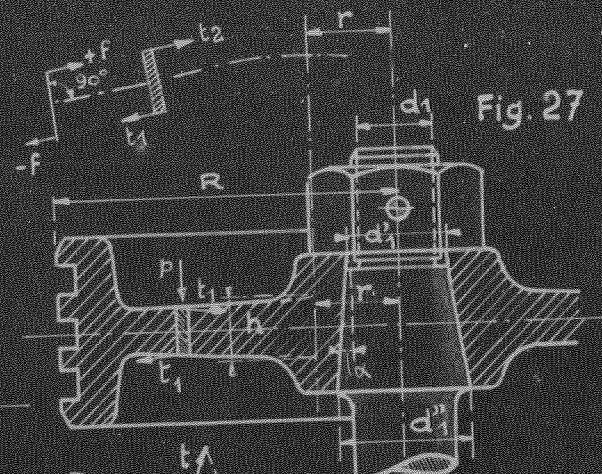
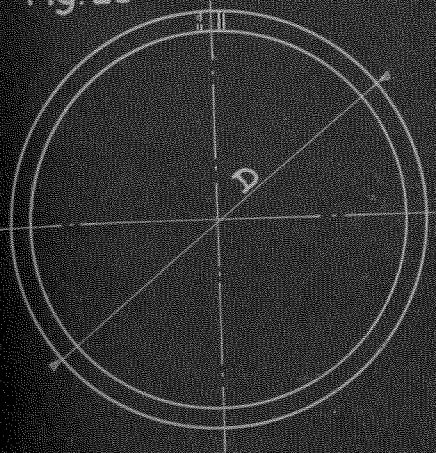


Fig. 27

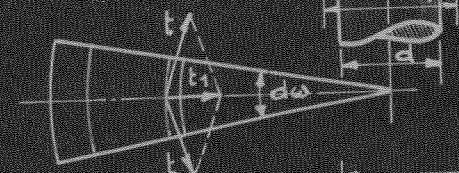


Fig. 28

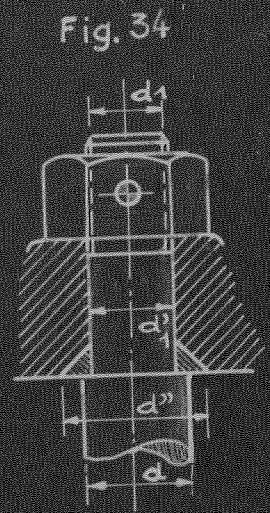


Fig. 34

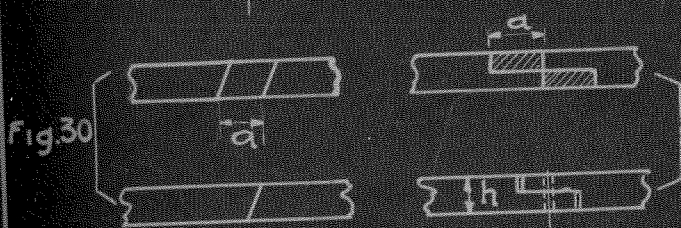


Fig. 30

Fig. 31

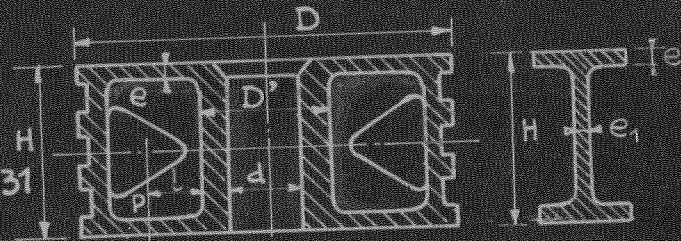


Fig. 32

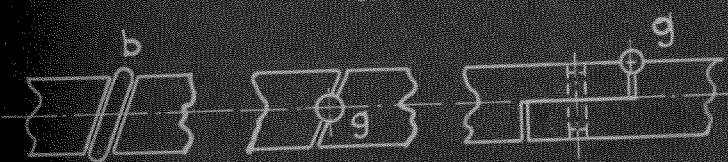


Fig. 33

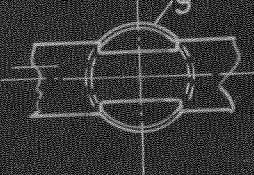
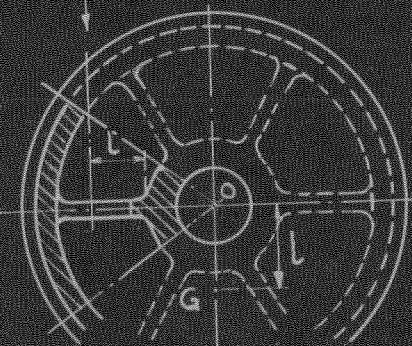


Fig. 35

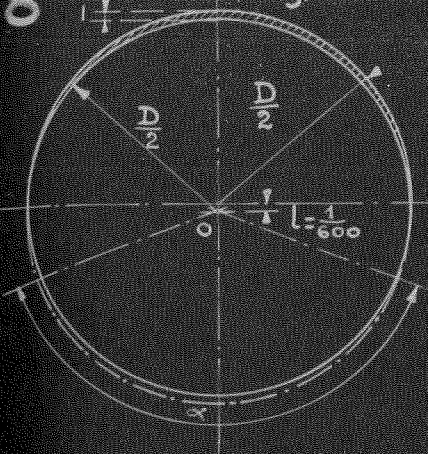


Fig. 36

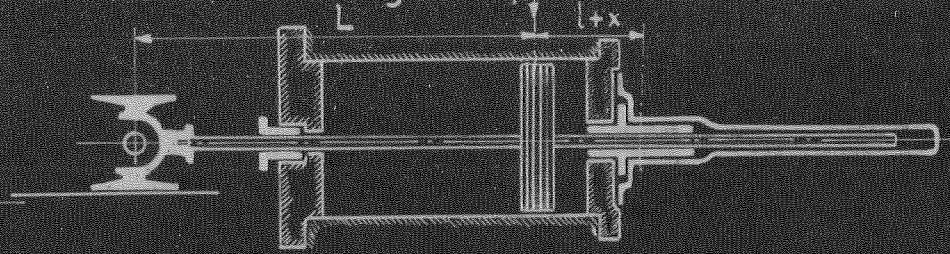


Fig. 37

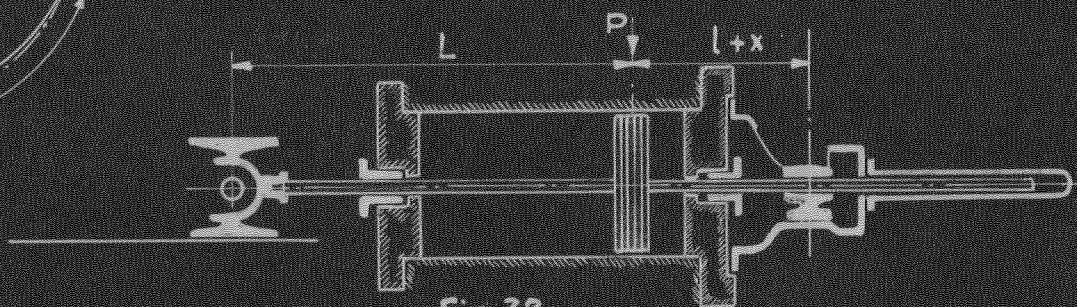


Fig. 38

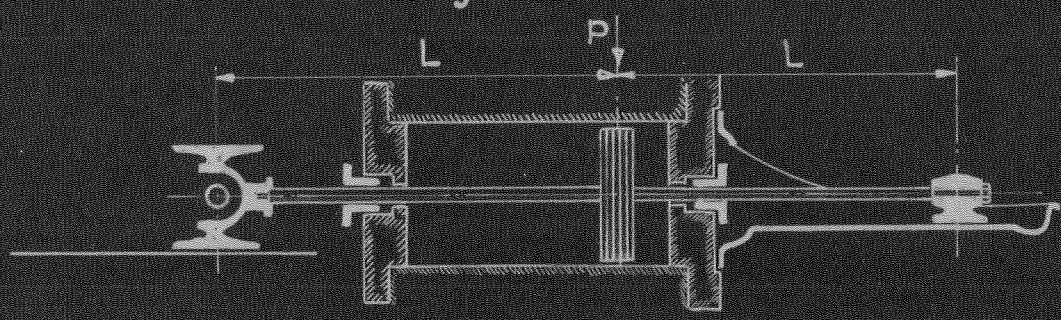


Fig. 39

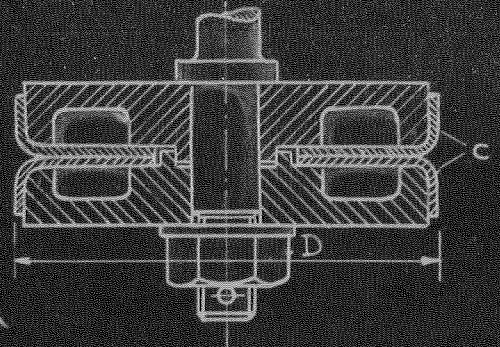


Fig. 40

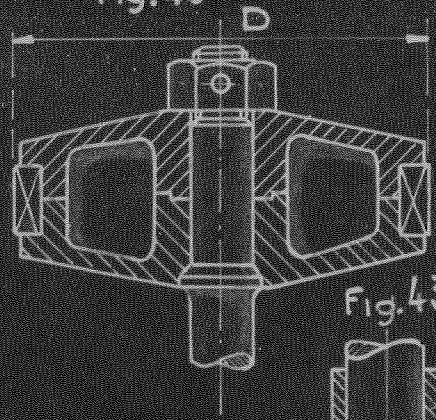


Fig. 41

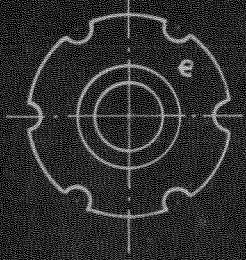
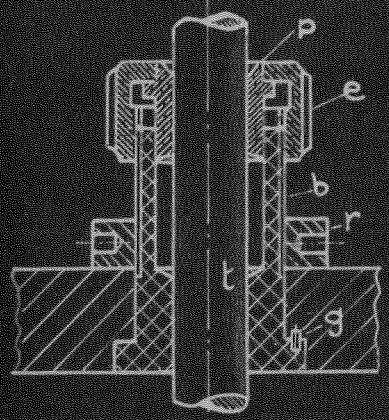


Fig. 42

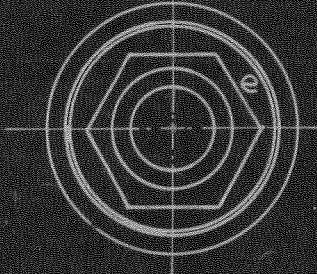
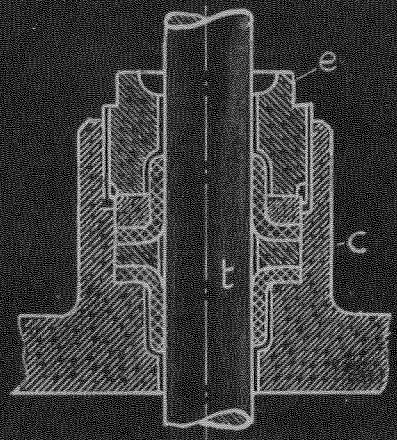


Fig. 43

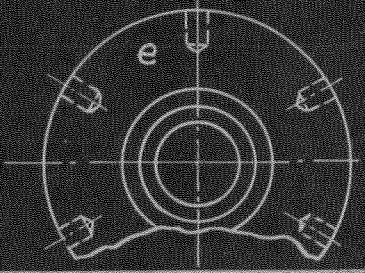
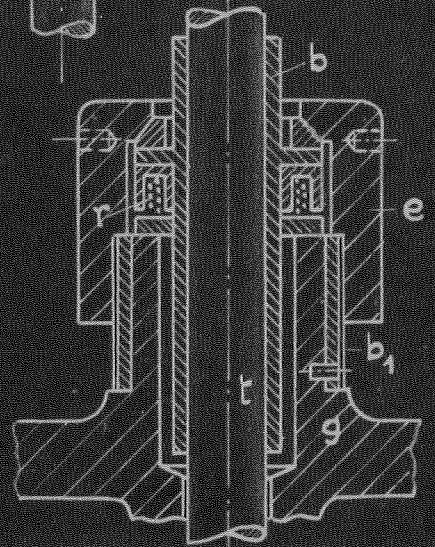


Fig. 44

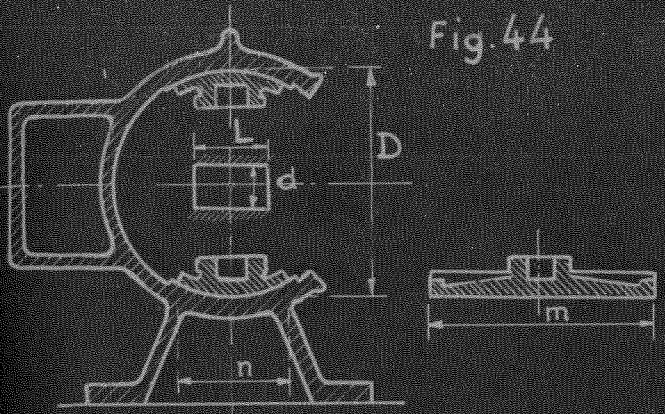


Fig. 45

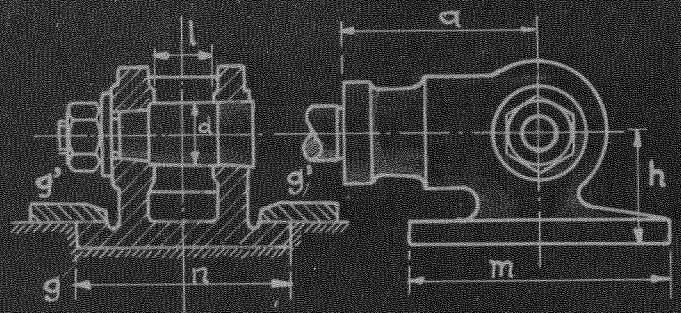


Fig. 48^b



Fig. 47

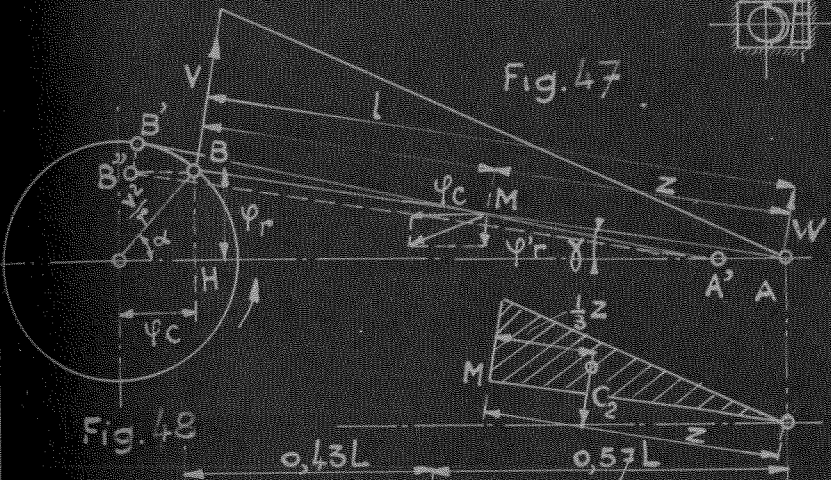
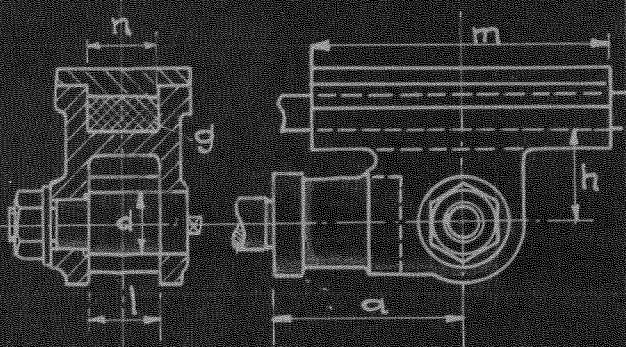


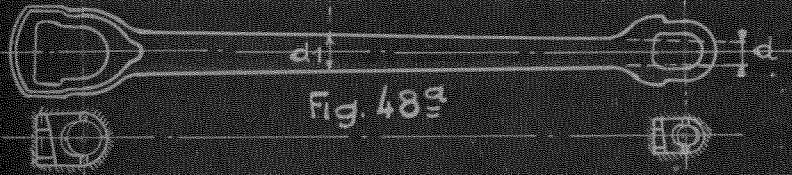
Fig. 48

Fig. 46



0,43L 0,57L

Fig. 48^a



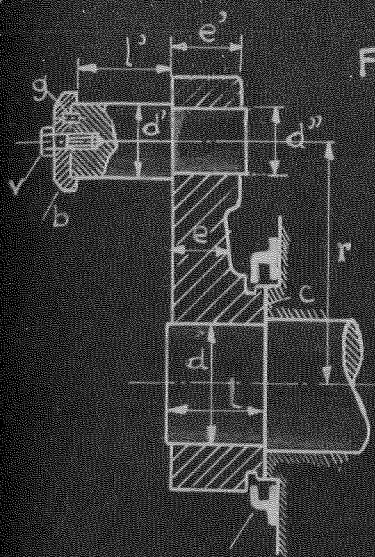


Fig. 49

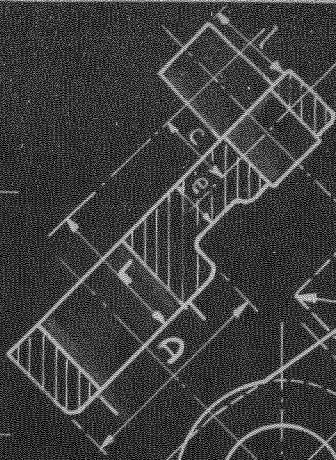
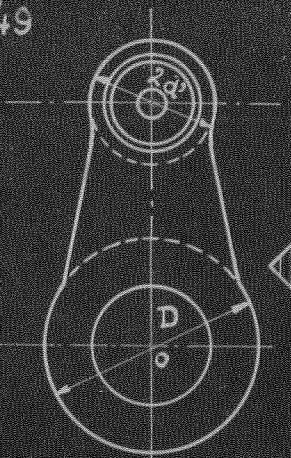


Fig. 51

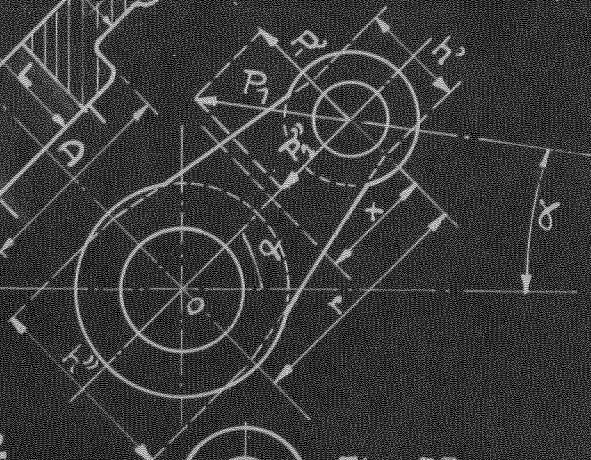
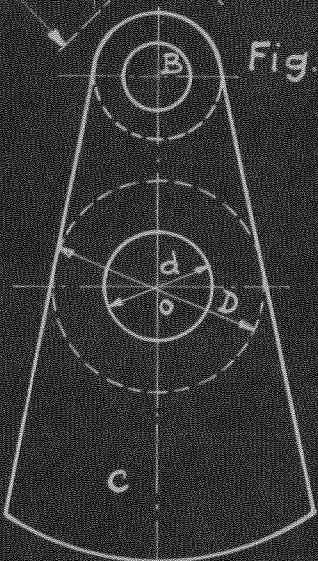
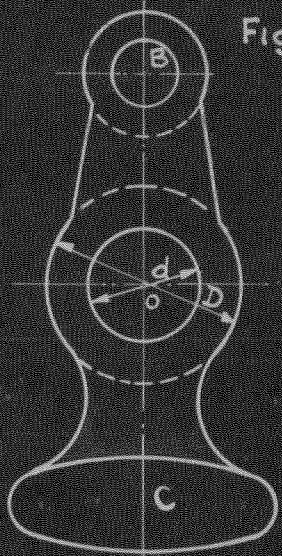
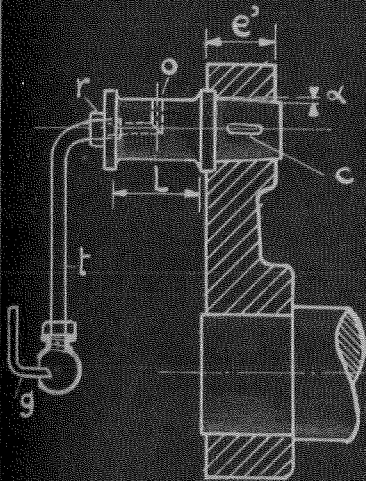


Fig. 50

Fig. 52

Fig. 53



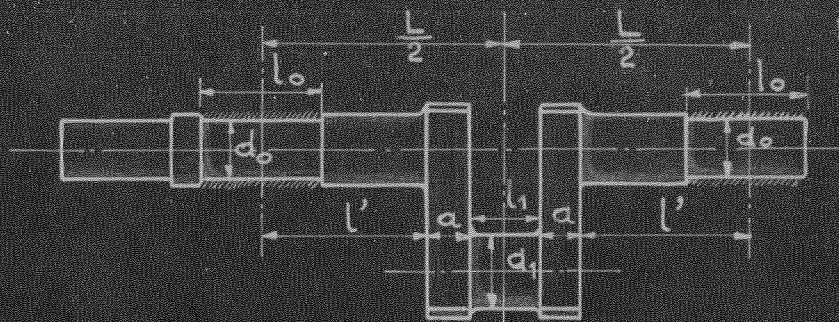


Fig. 54

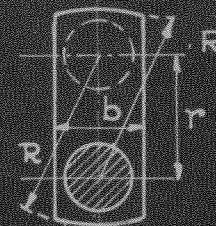


Fig. 55

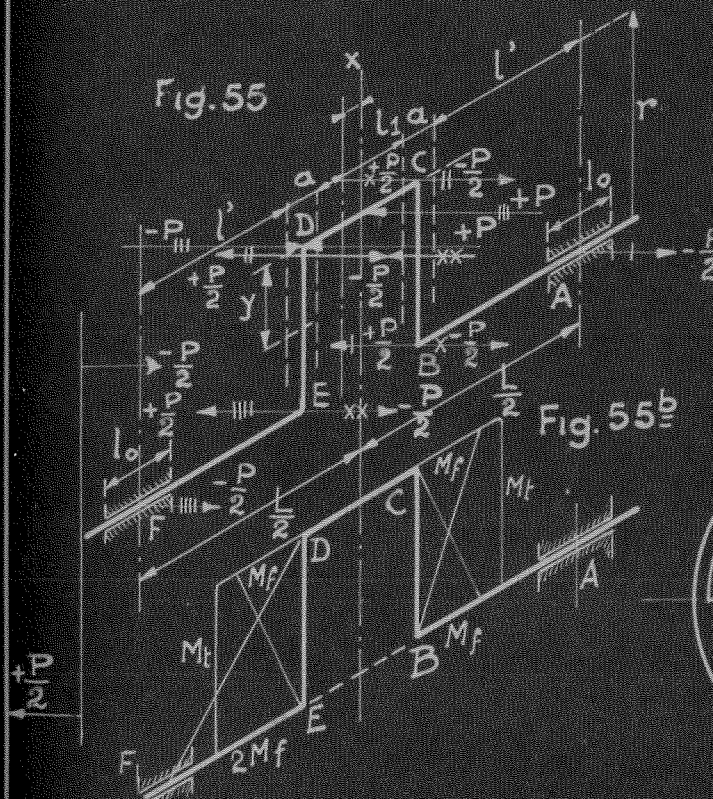


Fig. 55b

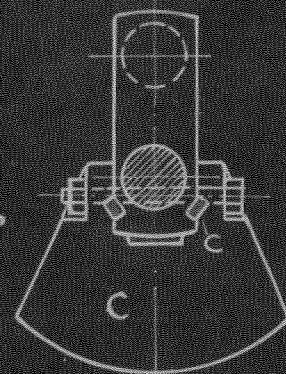


Fig. 56

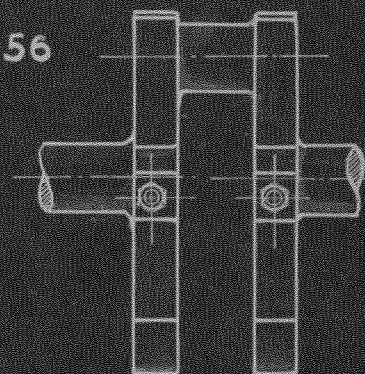
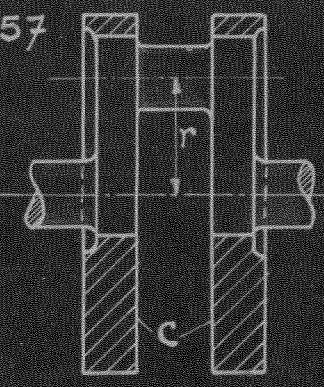
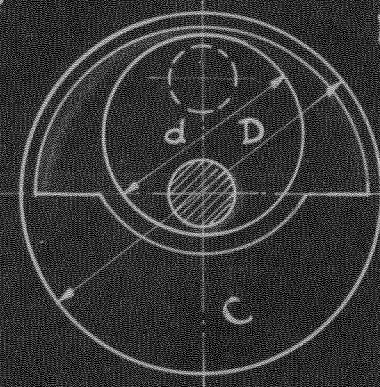


Fig. 57



I

Fig.1

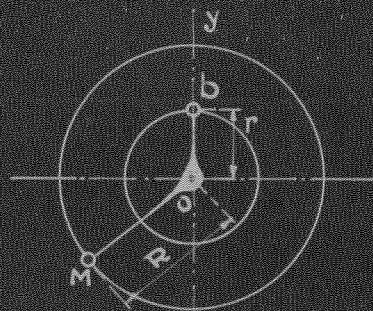
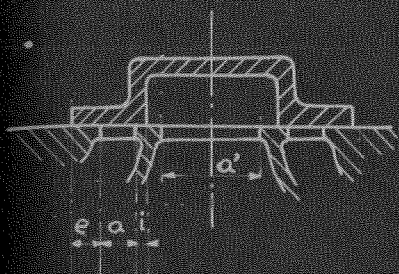


Fig.2

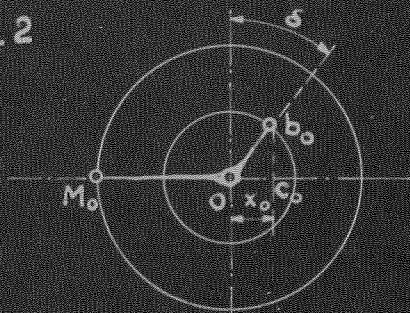
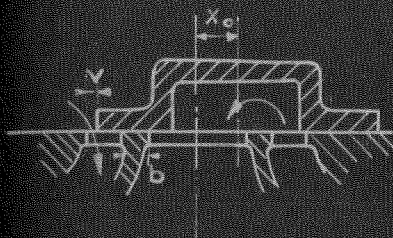


Fig.3

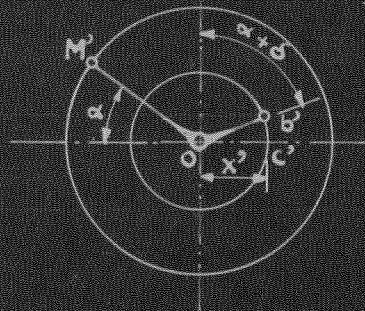
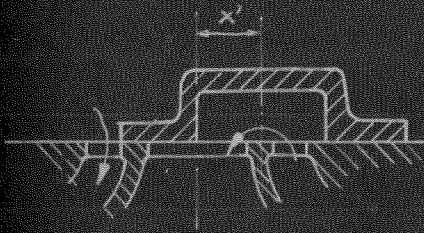


Fig.4

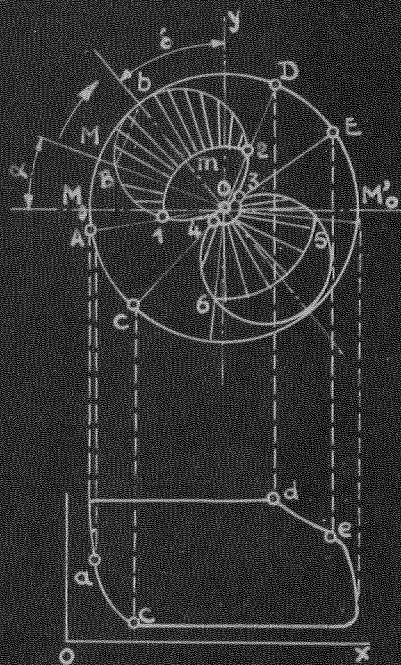


Fig. 7

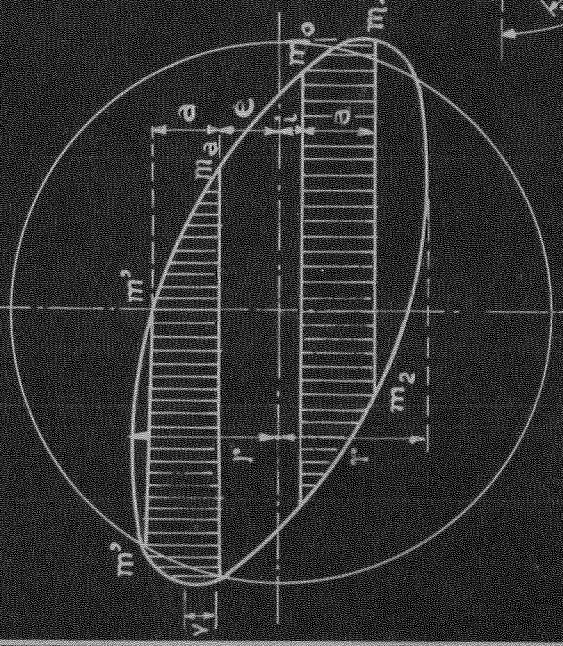


Fig. 5

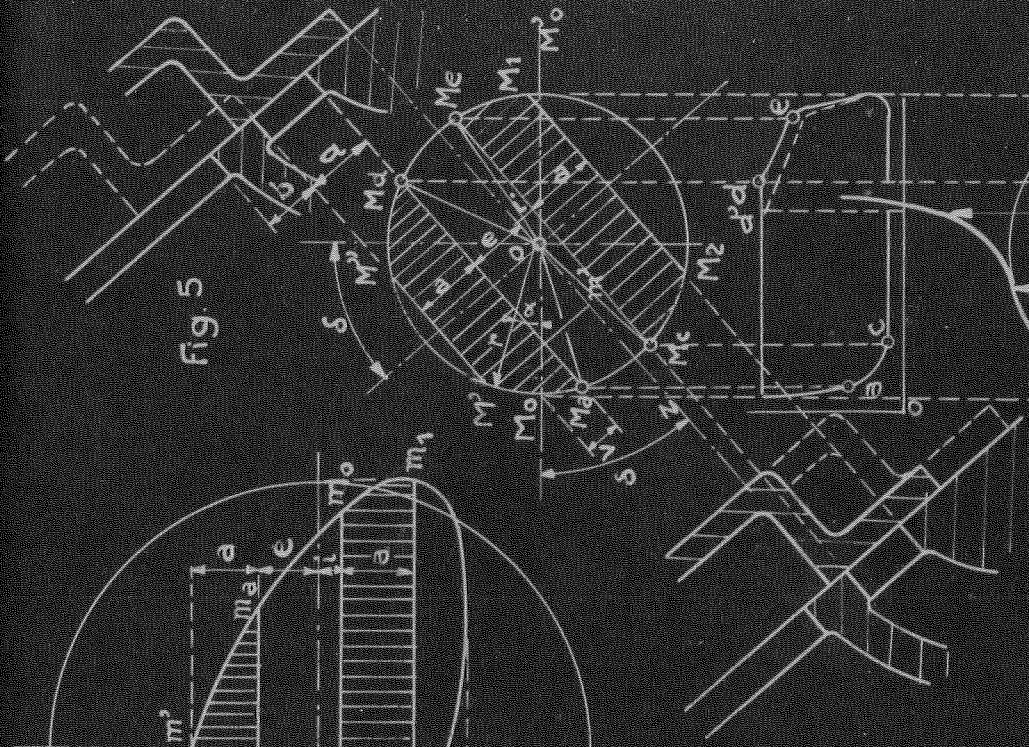


Fig. 6

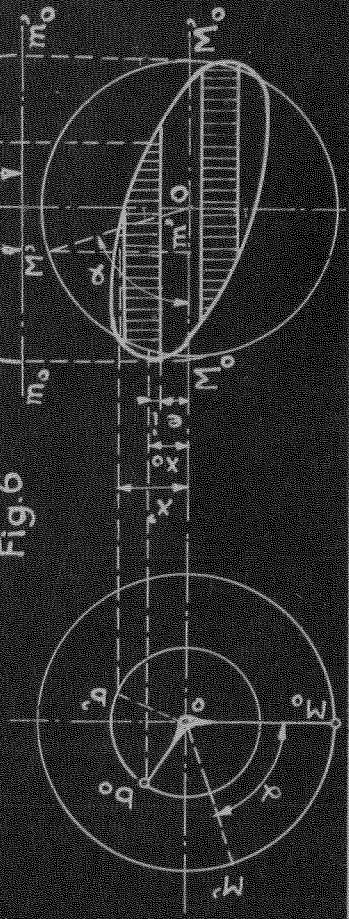


Fig. 8



Fig. 9

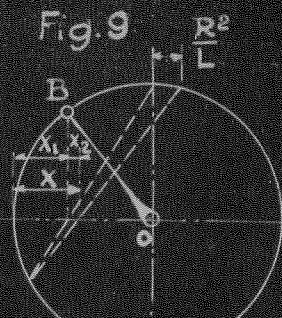


Fig. 10

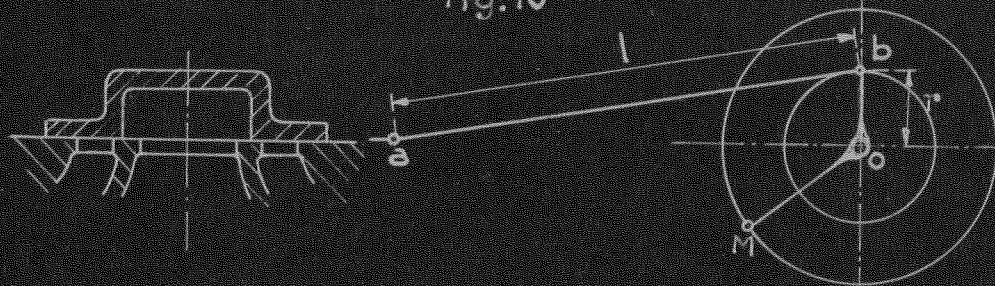


Fig. 11

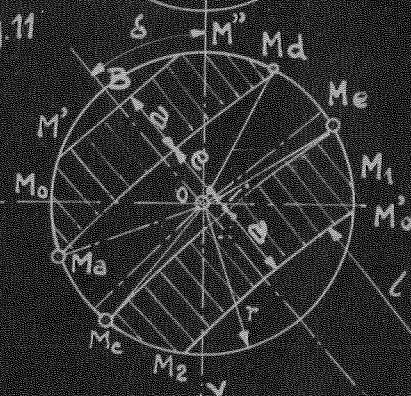


Fig. 12

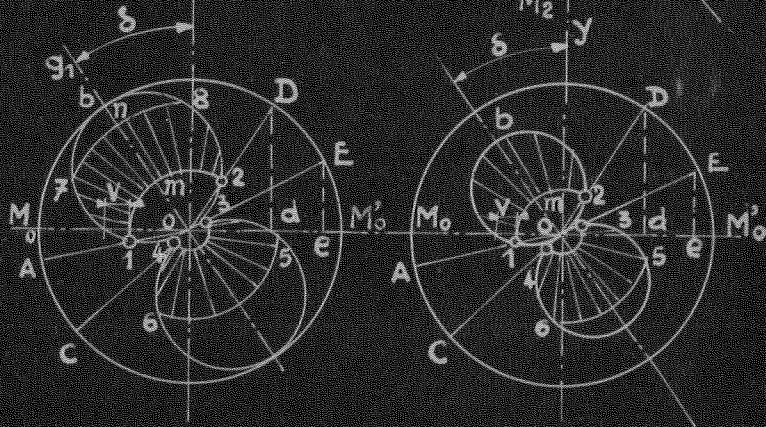
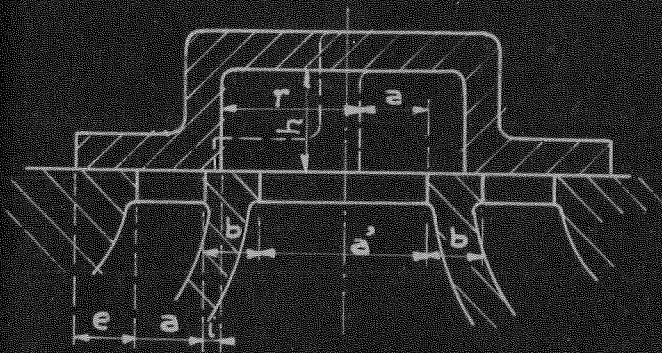


Fig.13

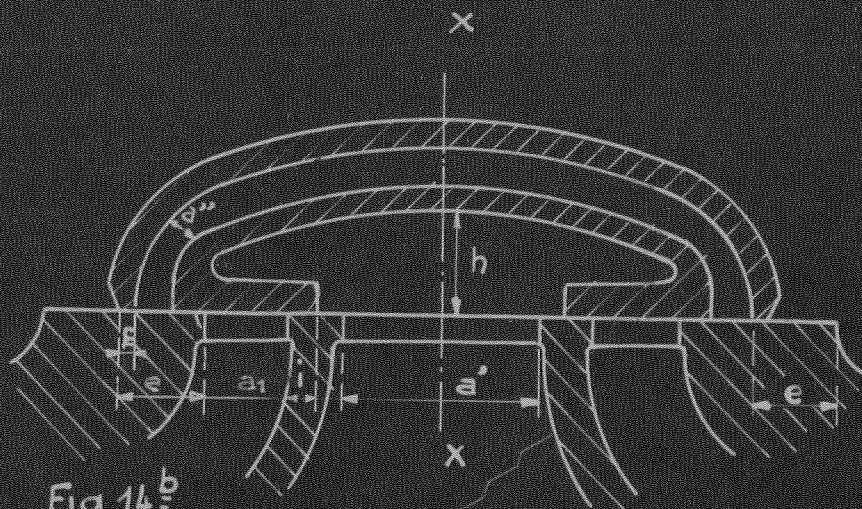
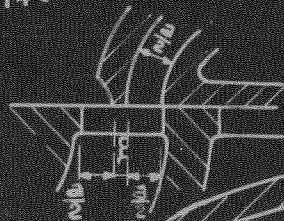
Fig. 14^b

Fig.14

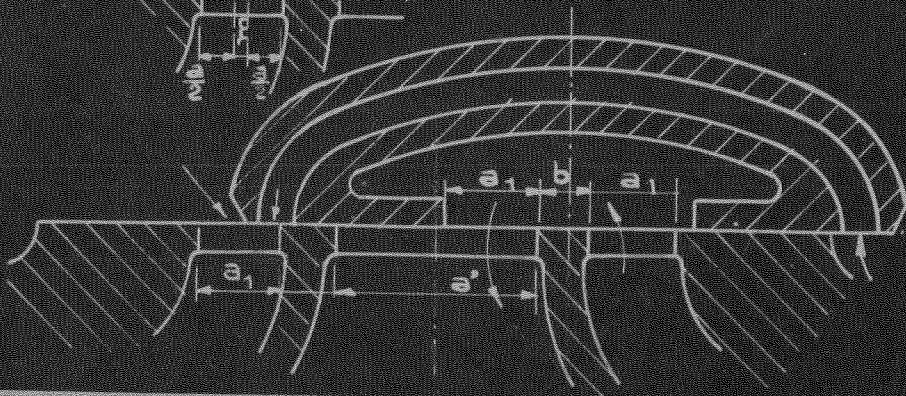
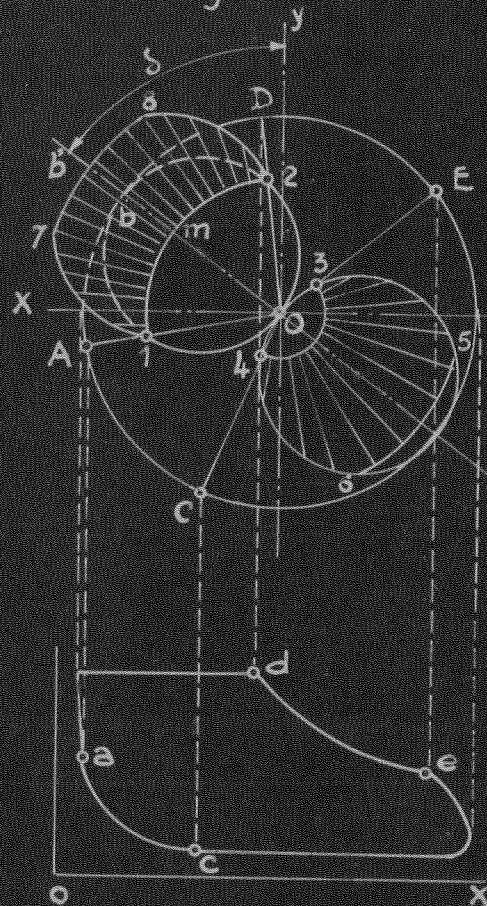


Fig.15



V

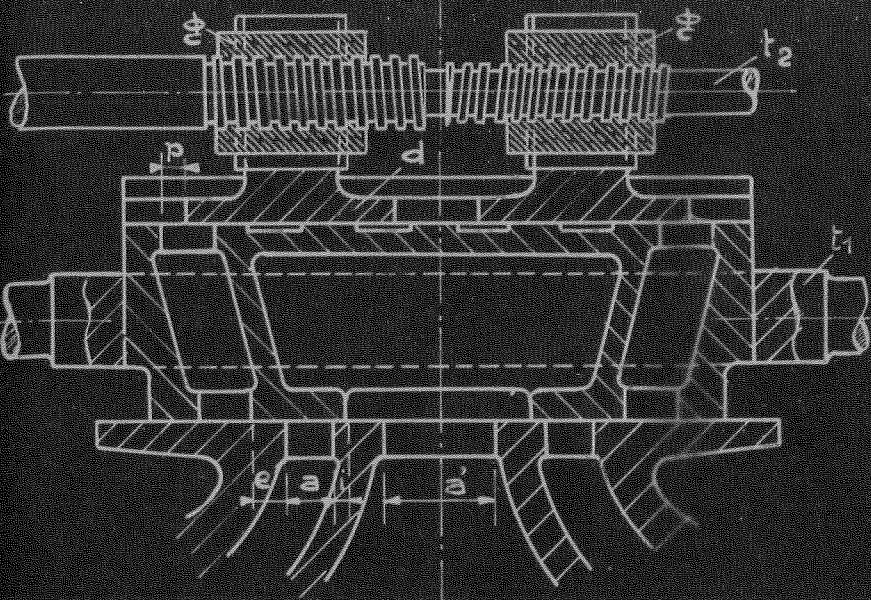


Fig.16

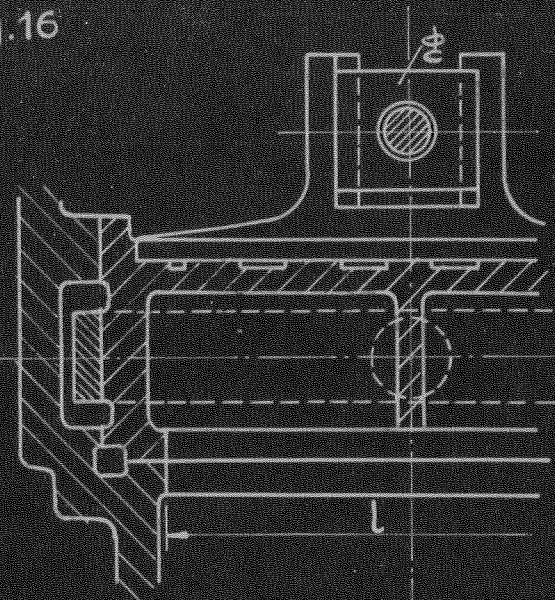
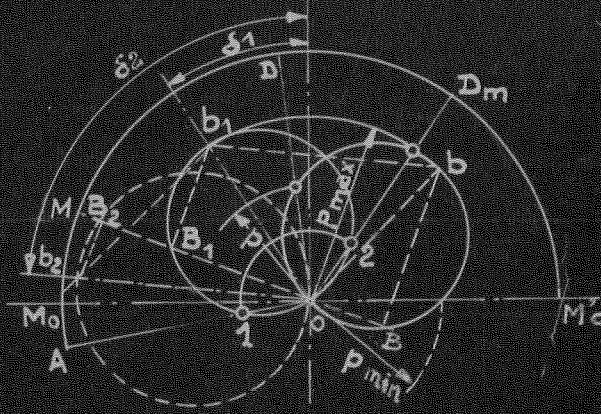
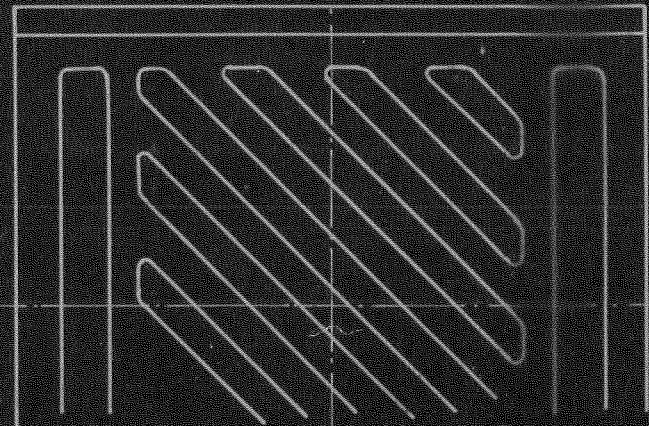
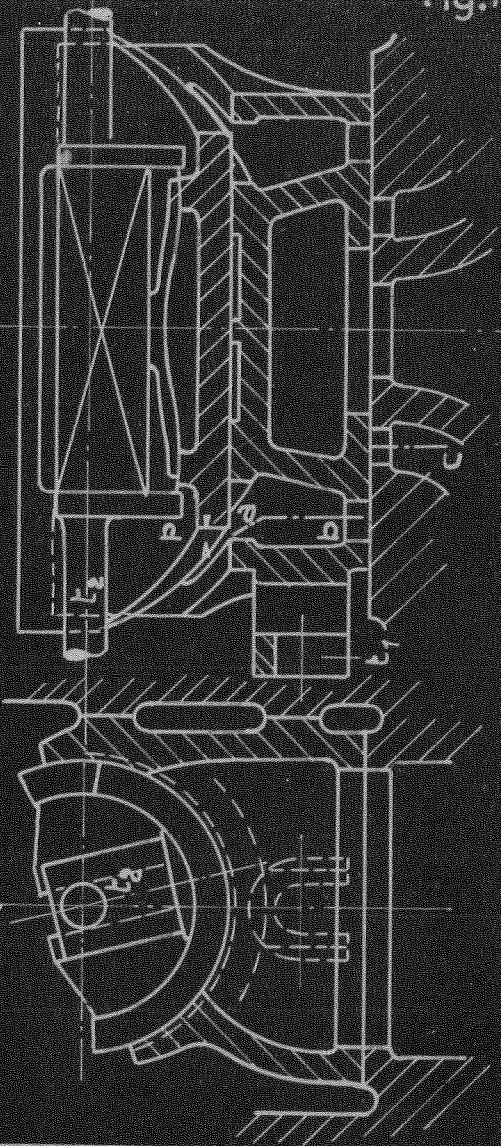


Fig.17



VI

Fig.18



Coupeabc.

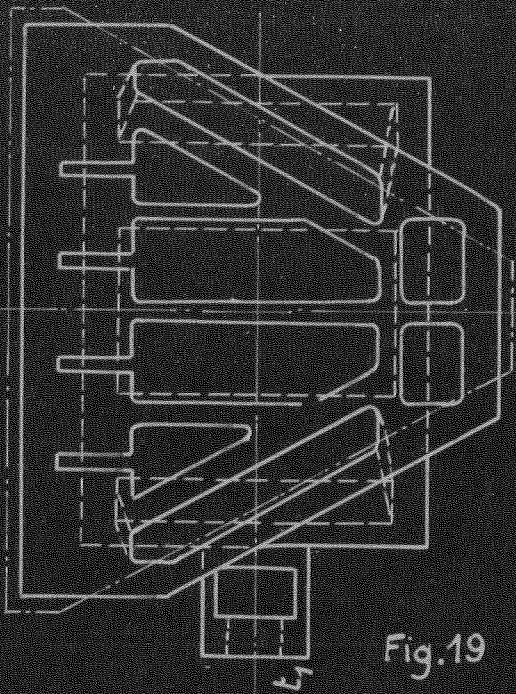


Fig.19

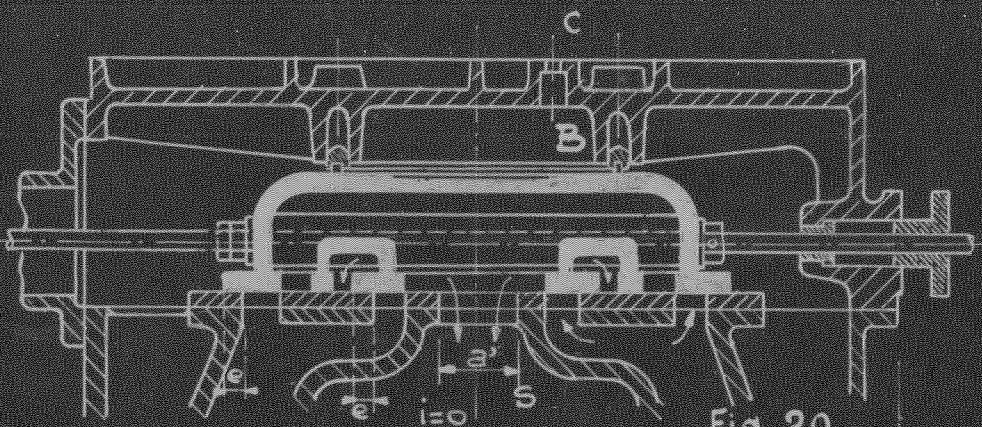


Fig. 20

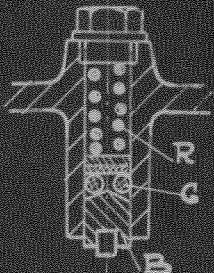
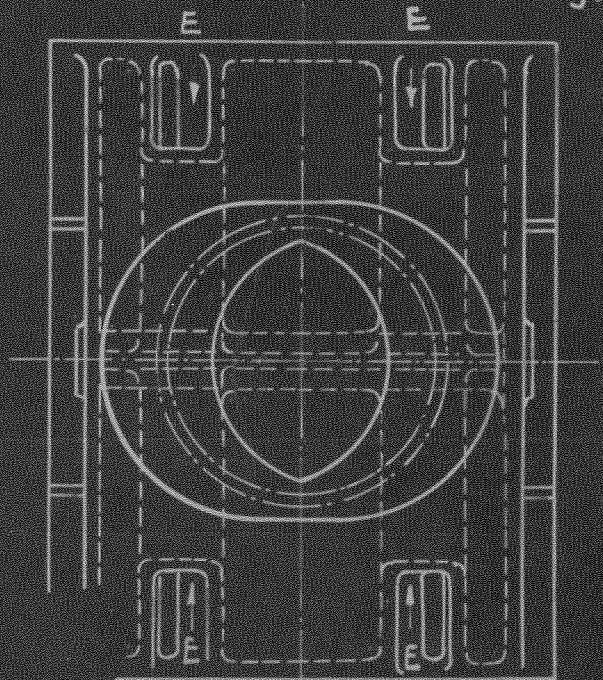


Fig. 20^b

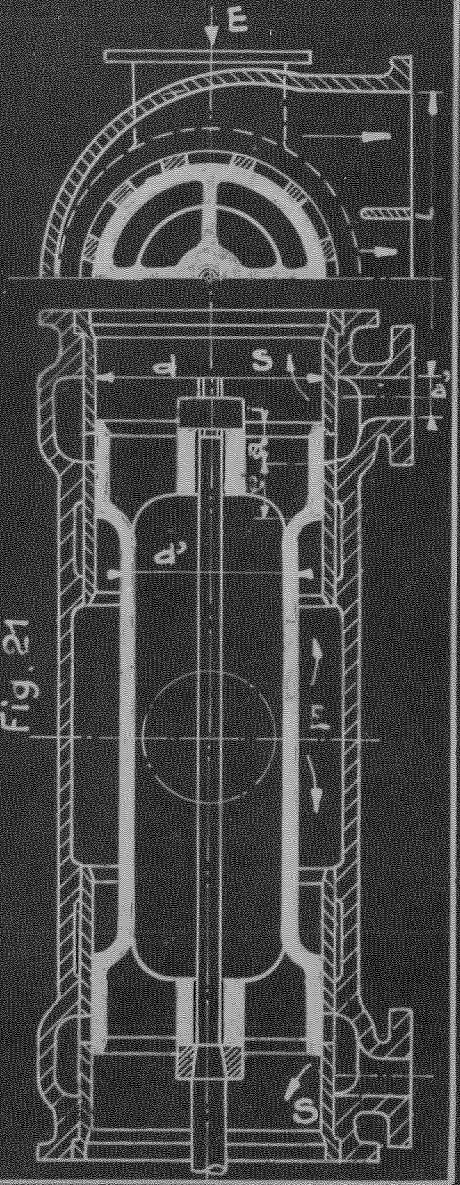


Fig. 21

Fig. 22

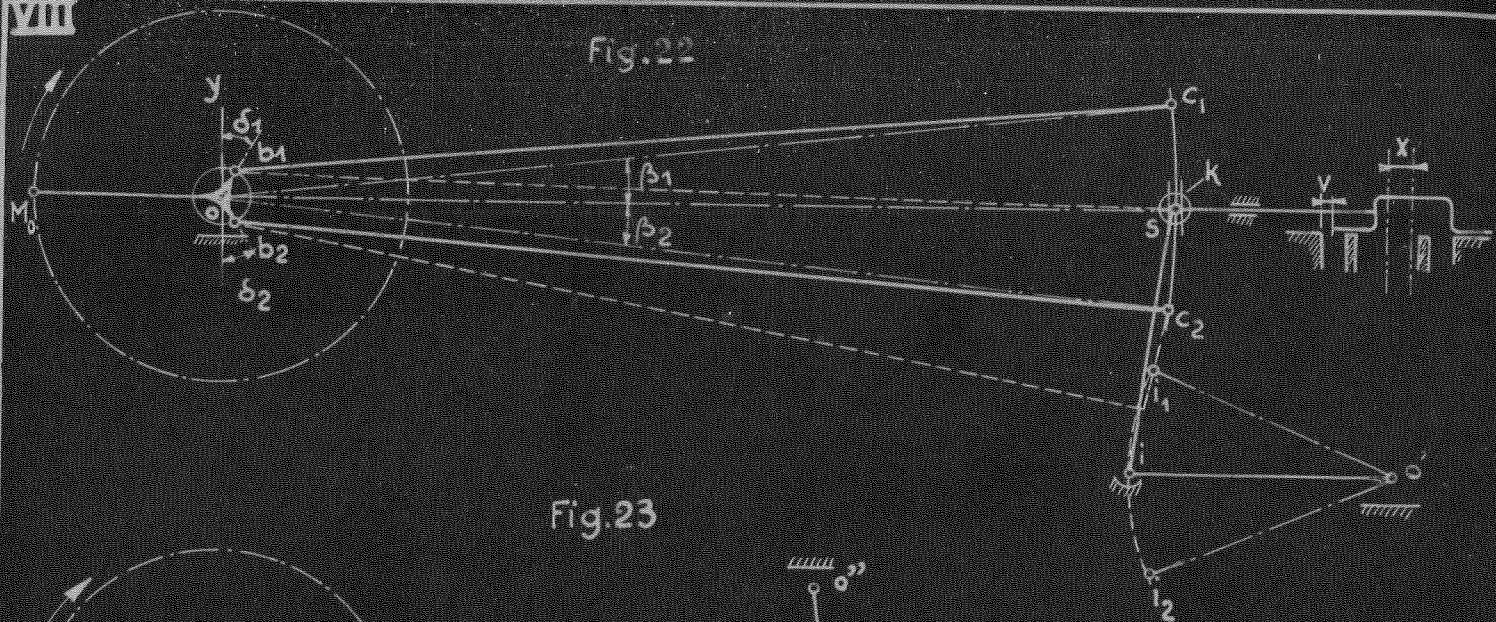
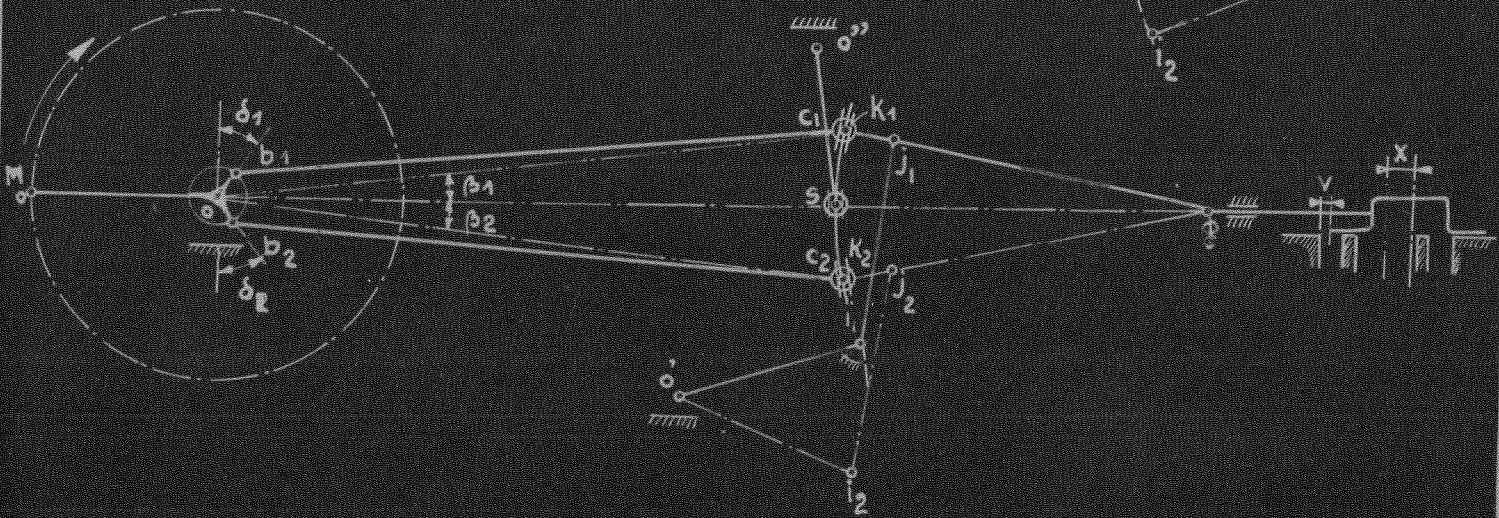


Fig. 23



IX

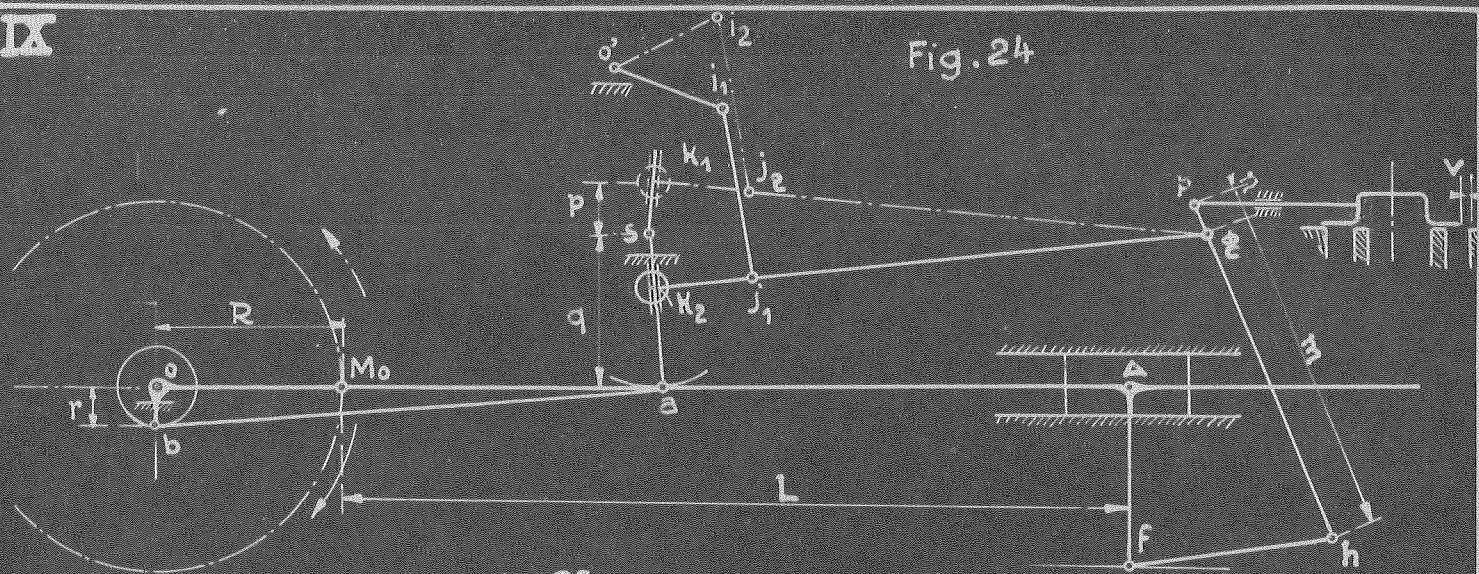
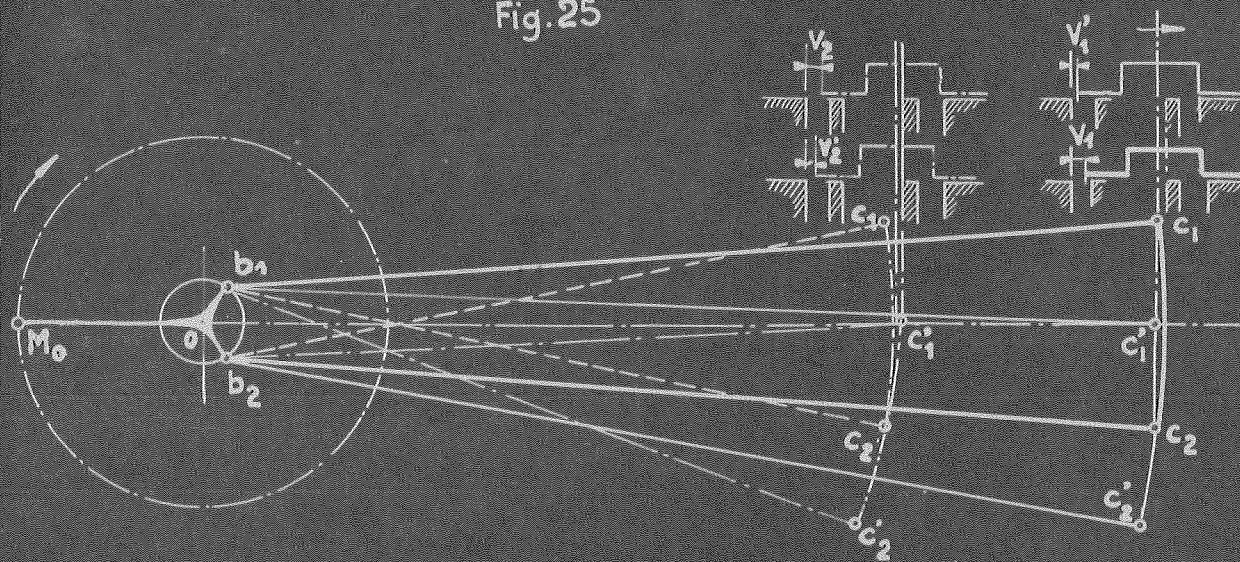


Fig. 25



X

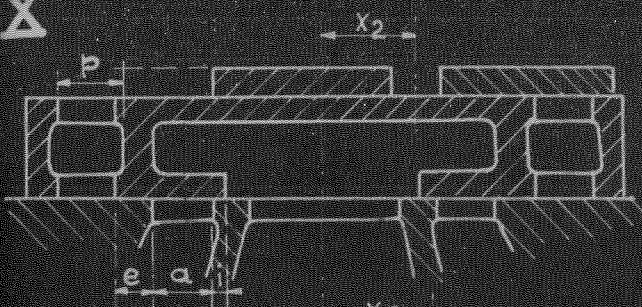


Fig. 26

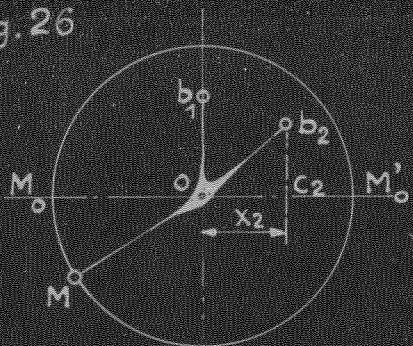


Fig. 27

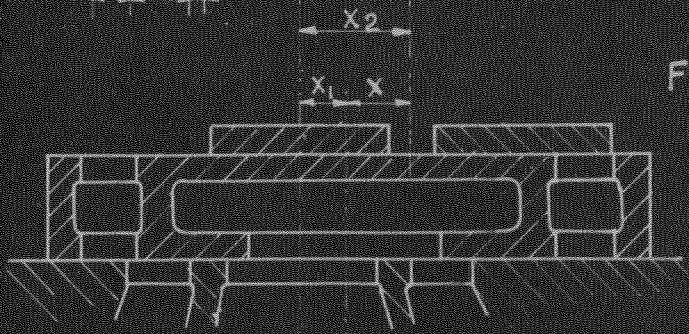


Fig. 28

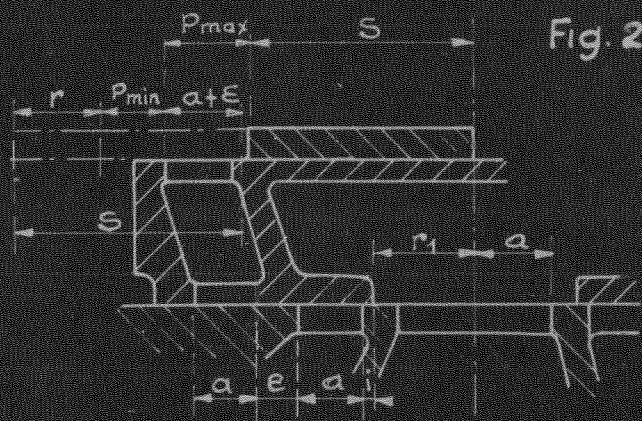
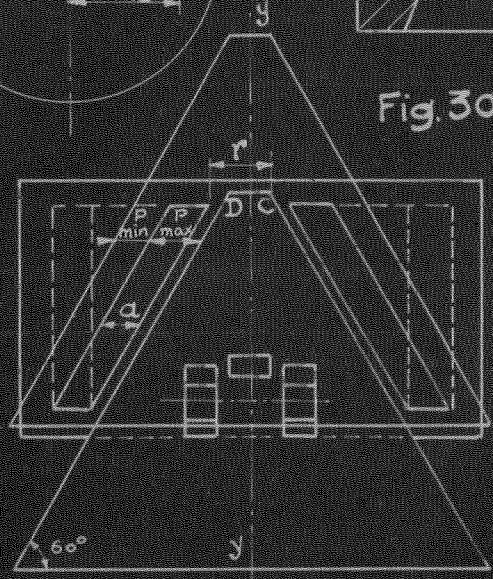
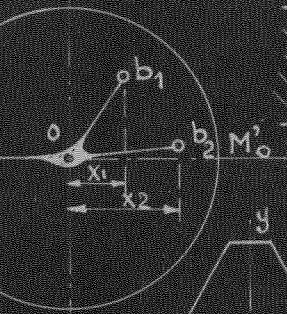
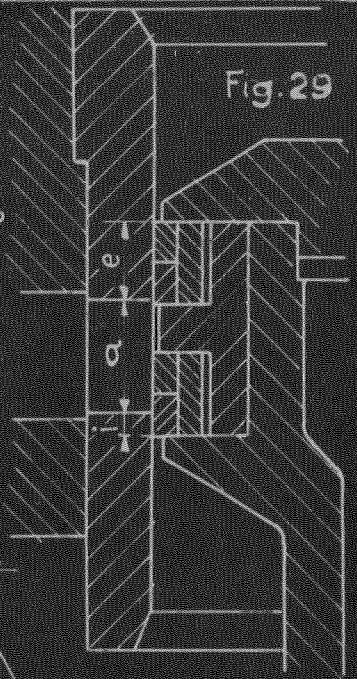


Fig. 29



A

B

XI

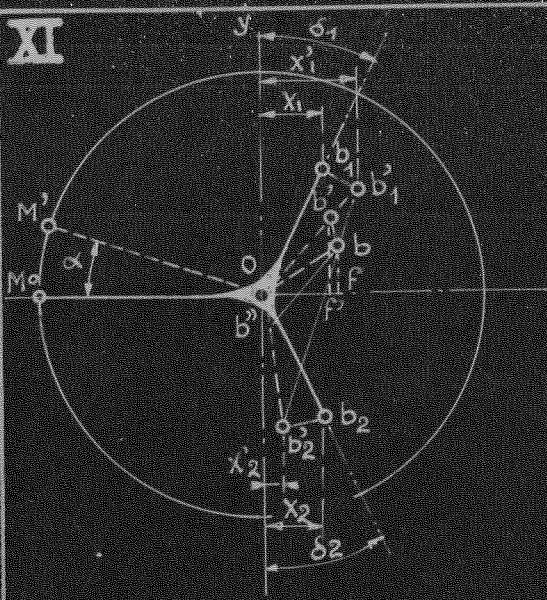


Fig. 31

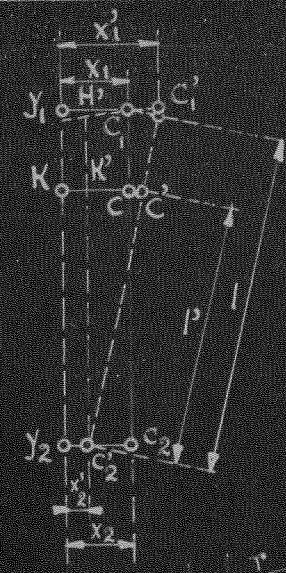


Fig. 32

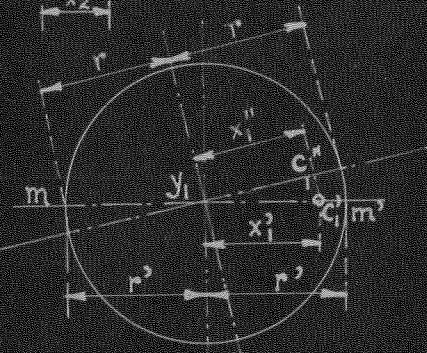
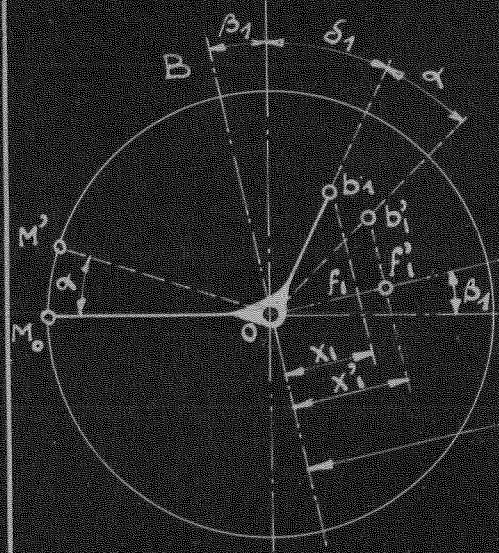


Fig. 33

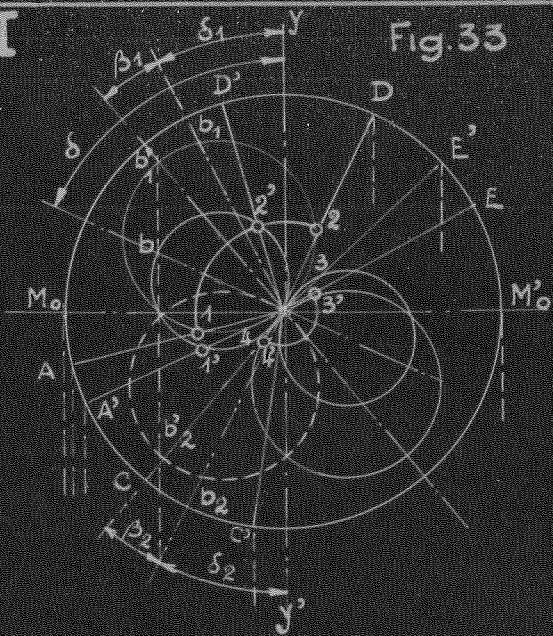


Fig. 34

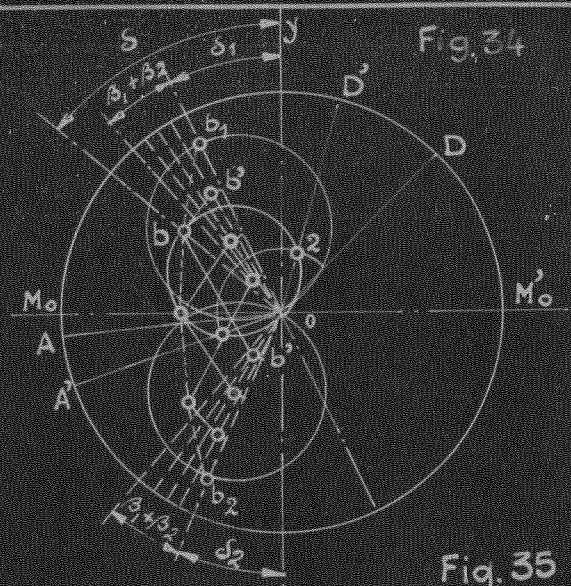


Fig. 35

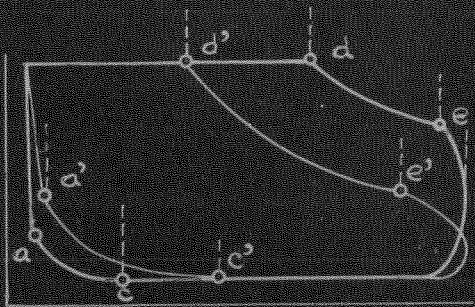
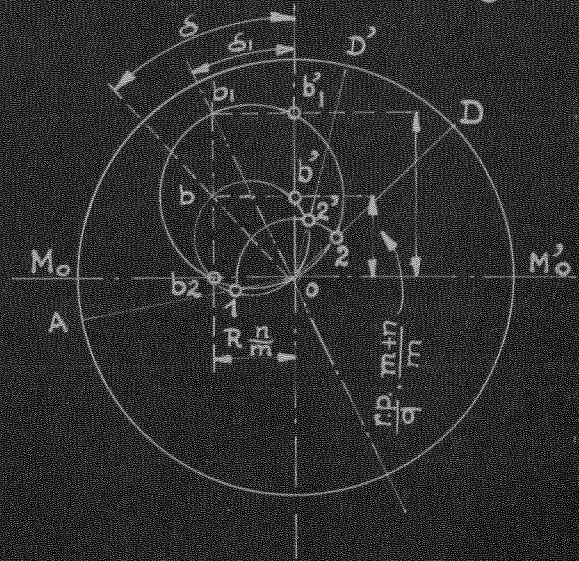


Fig. 36

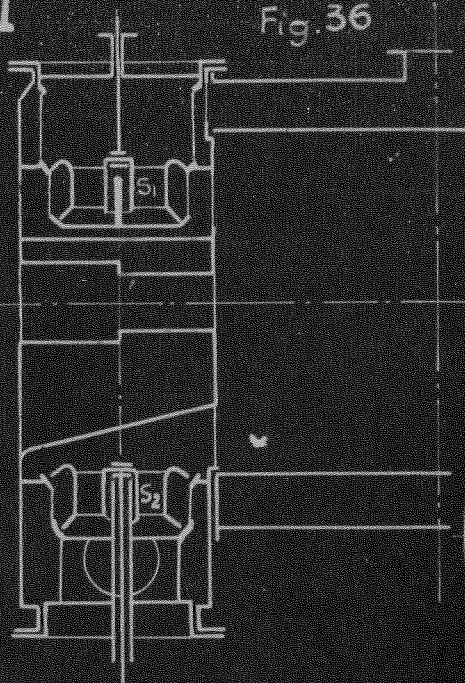


Fig. 38



Fig. 37

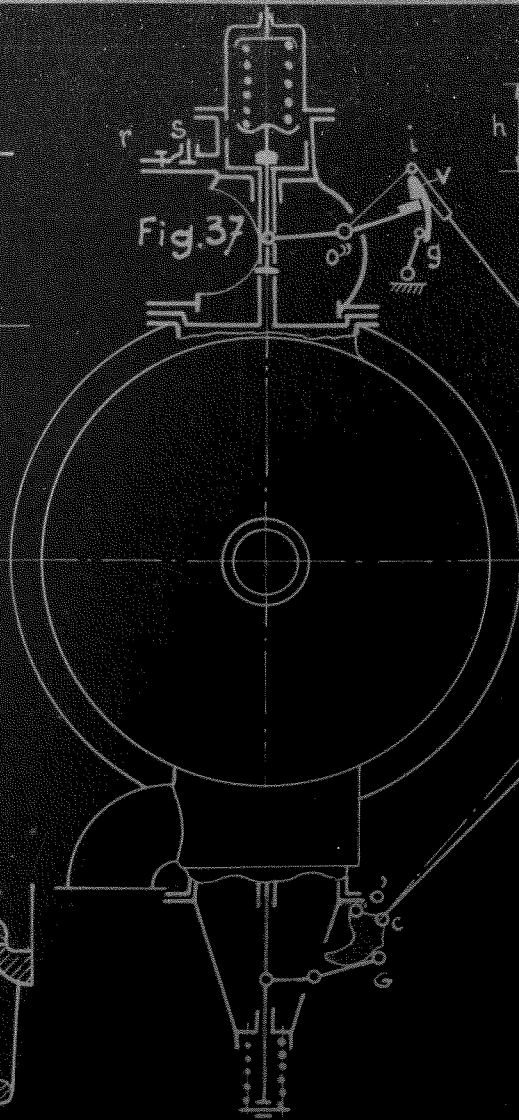


Fig. 39

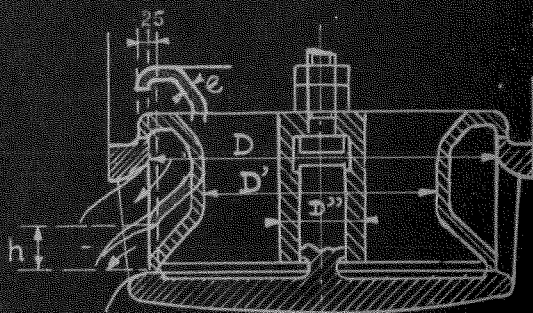


Fig. 40

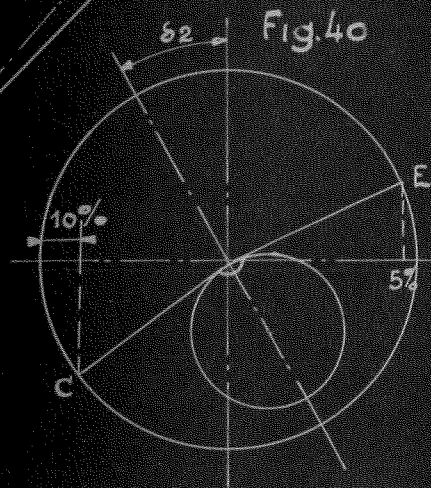


Fig. 42

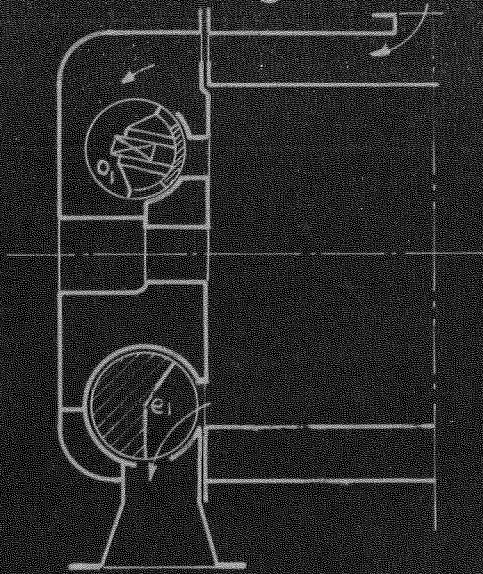


Fig. 44

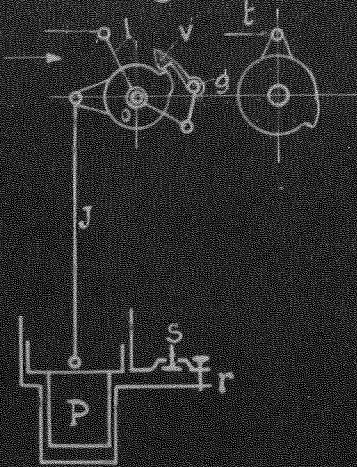


Fig. 41

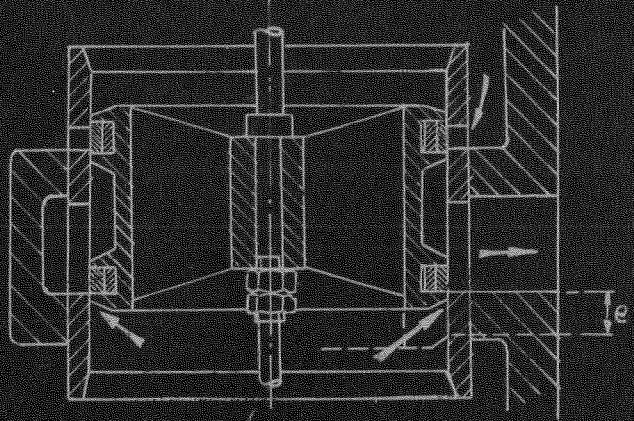


Fig. 43

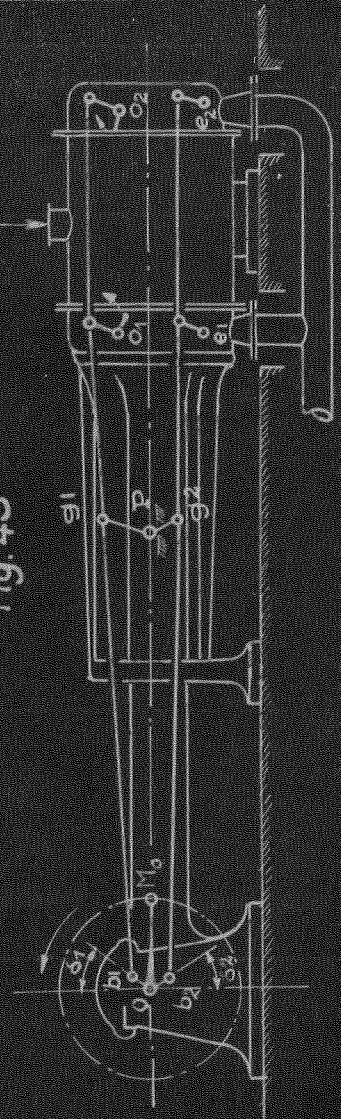


Fig. 45

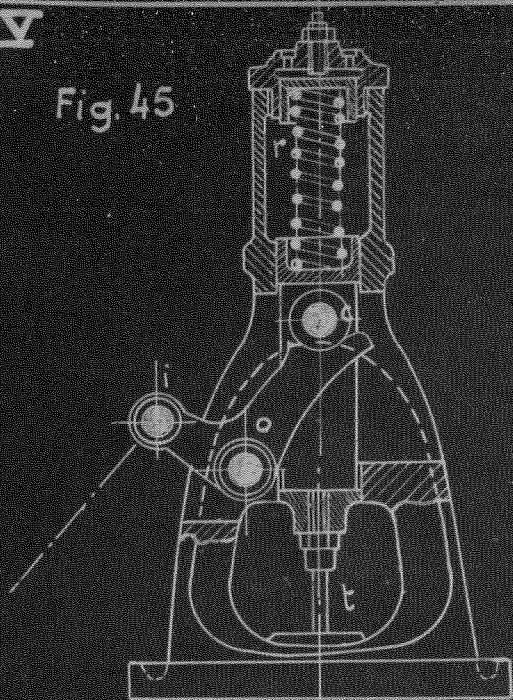


Fig. 47

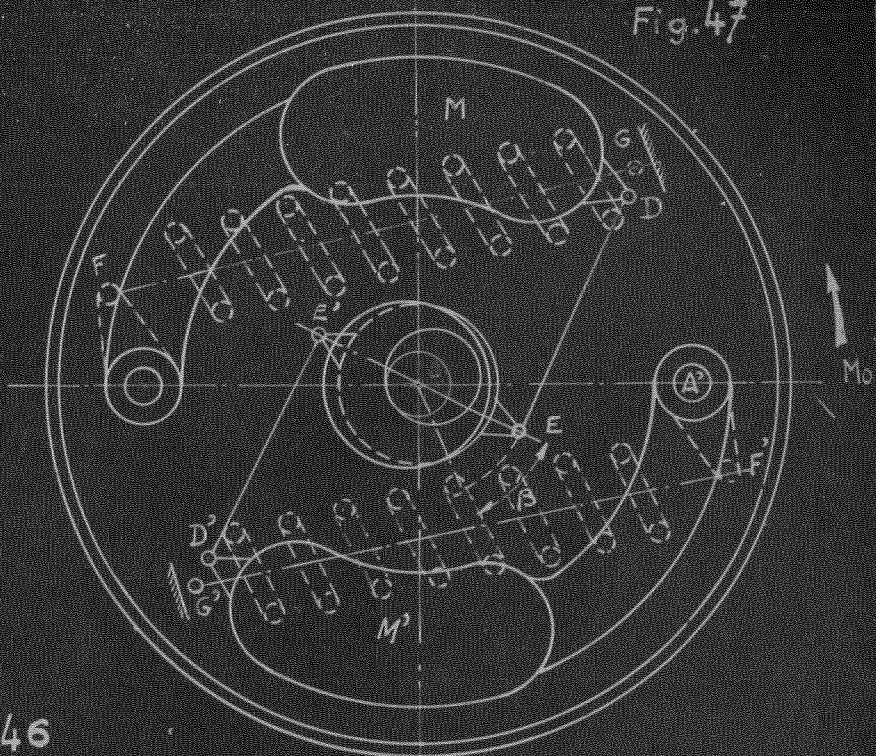


Fig. 46

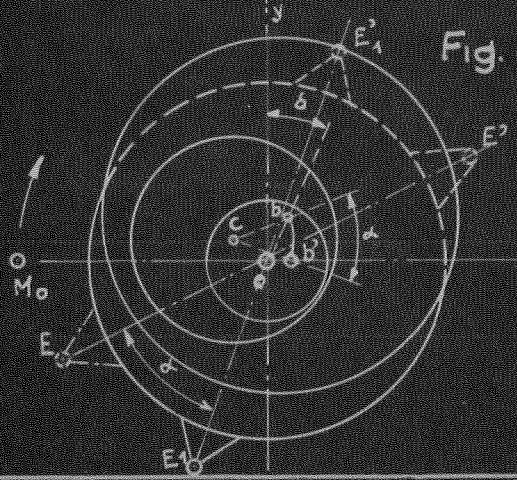
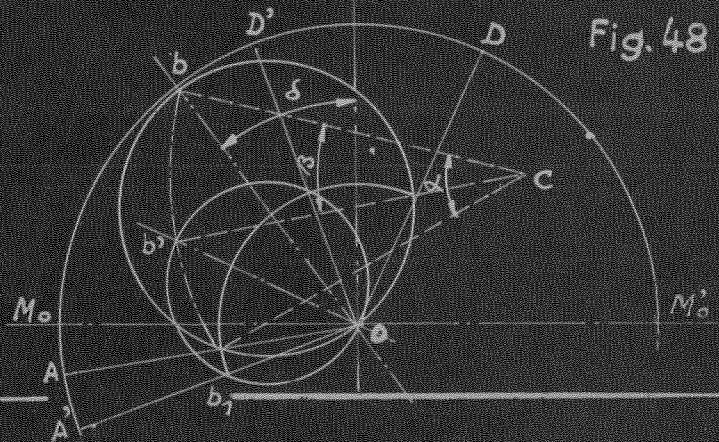


Fig. 48



Coupe AB h

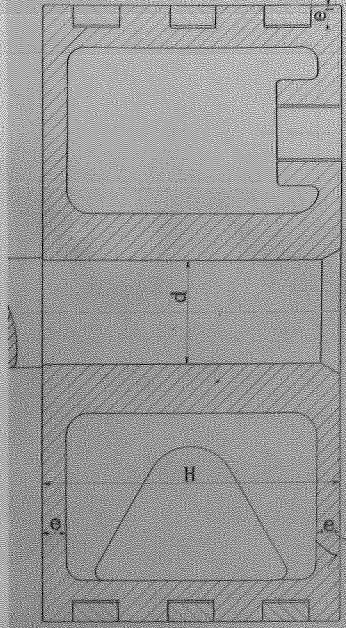
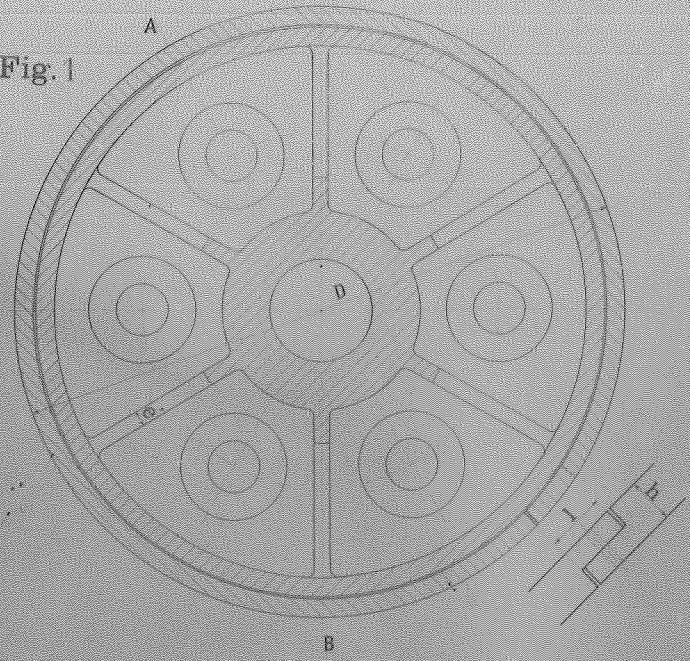


Fig. 1



B

Fig. 4

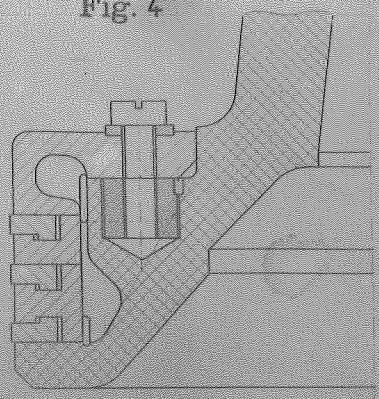


Fig. 2

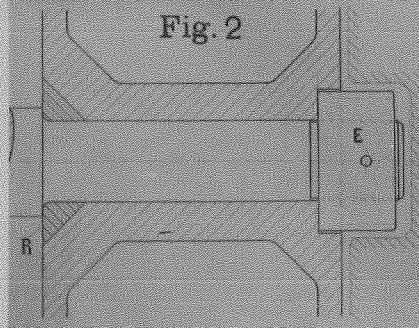


Fig. 3

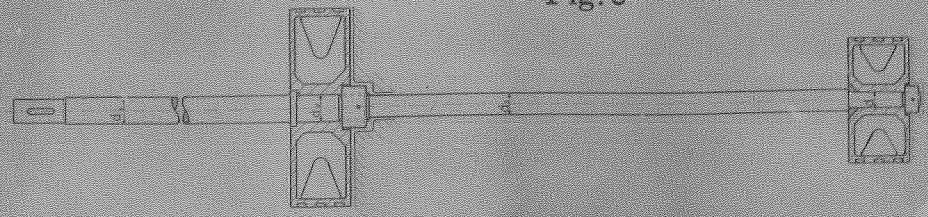


Fig. 5

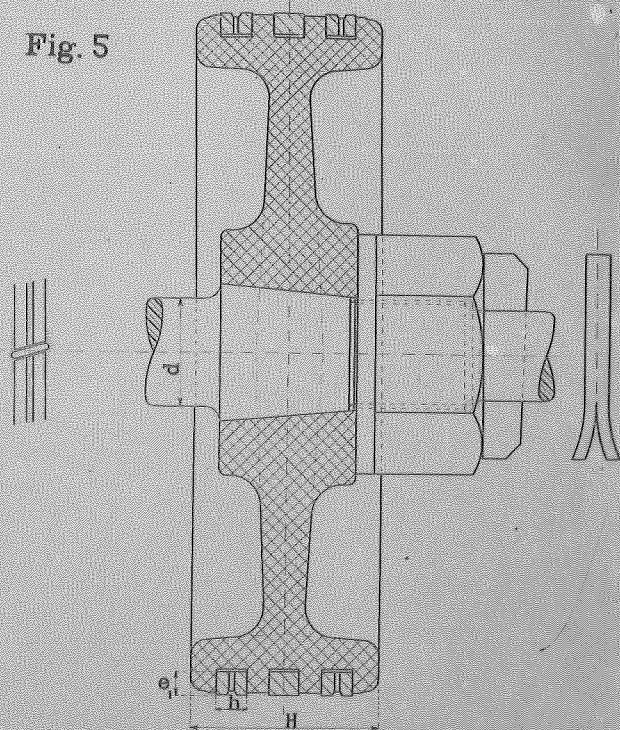
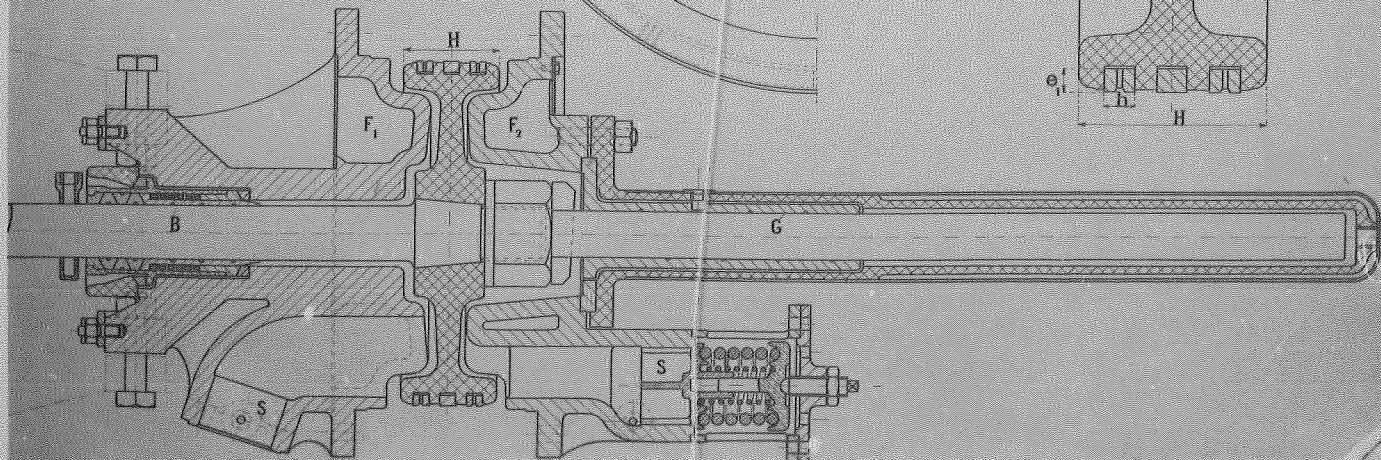


Fig. 6



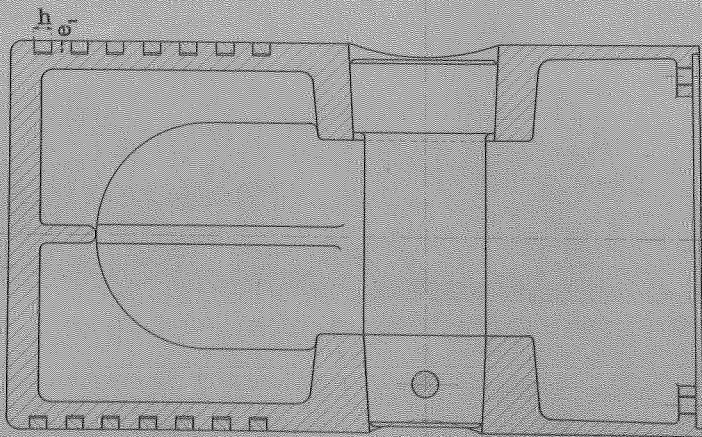
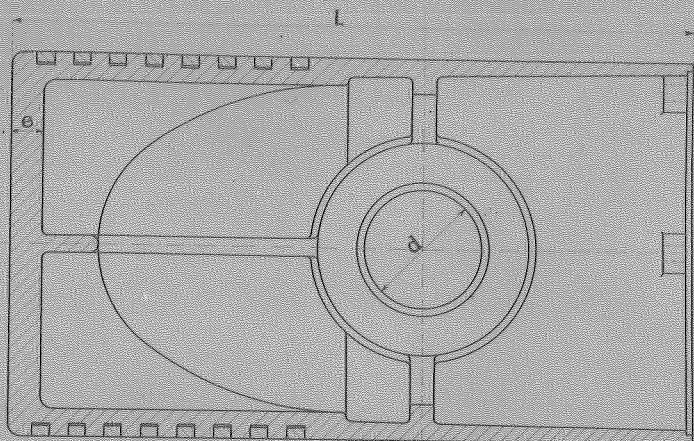
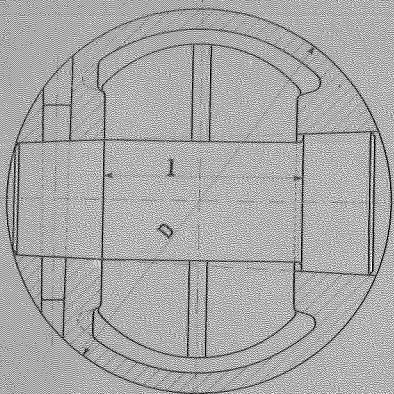


Fig. 7

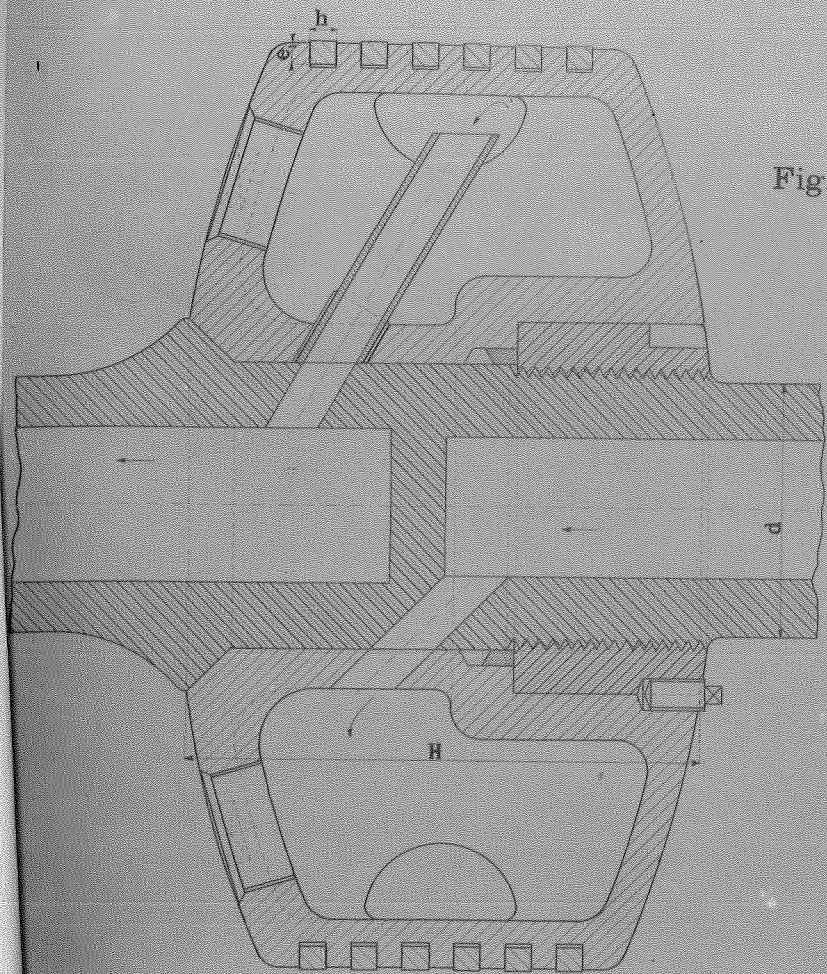


Fig. 8

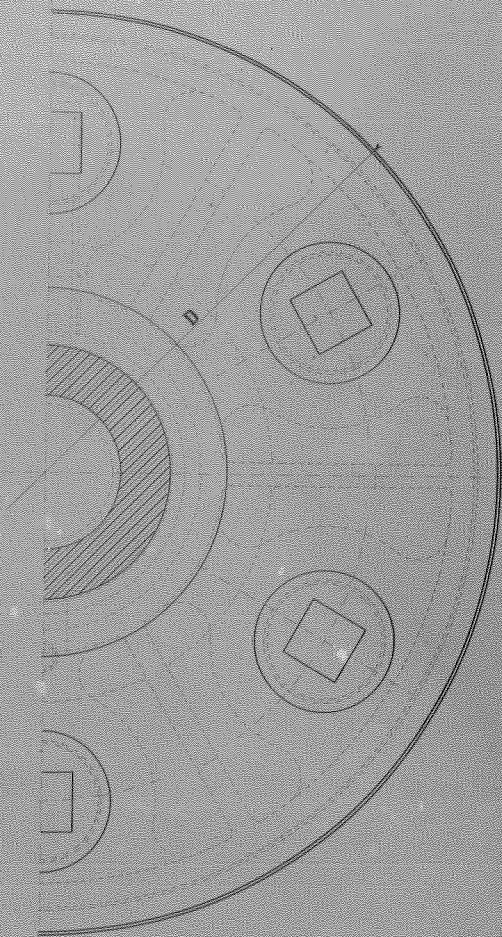


Fig. 1

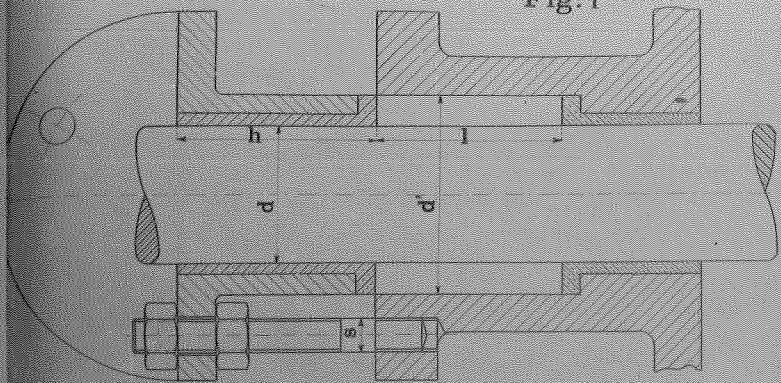


Fig. 2

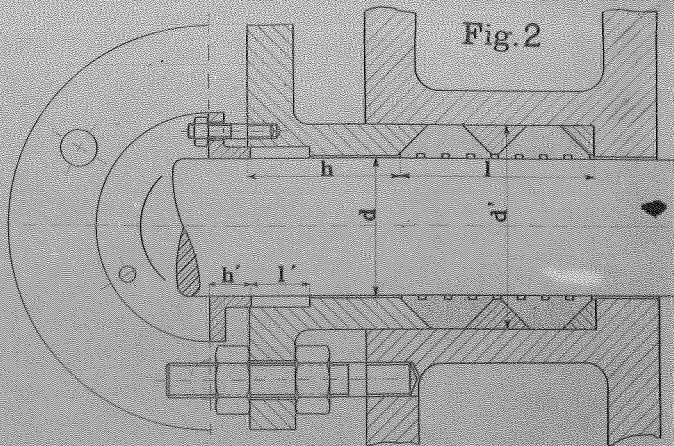


Fig. 3

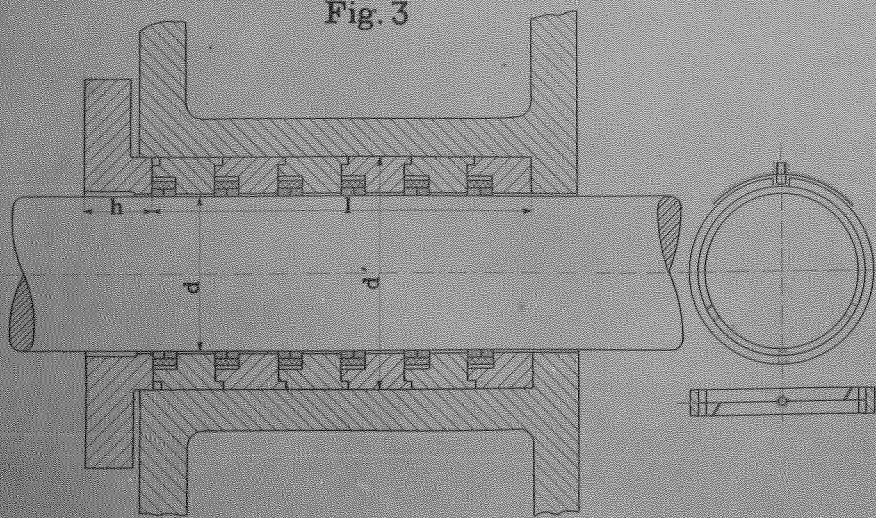


Fig. 4

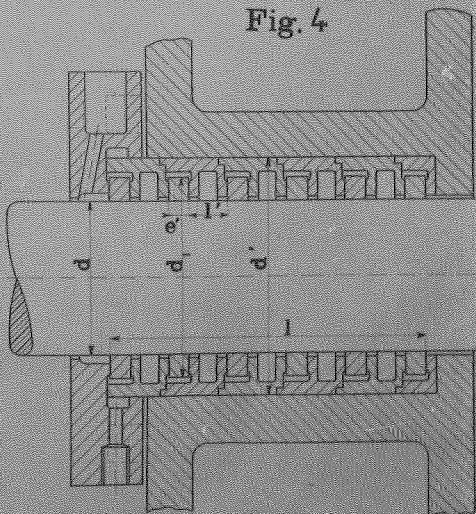


Fig. 5

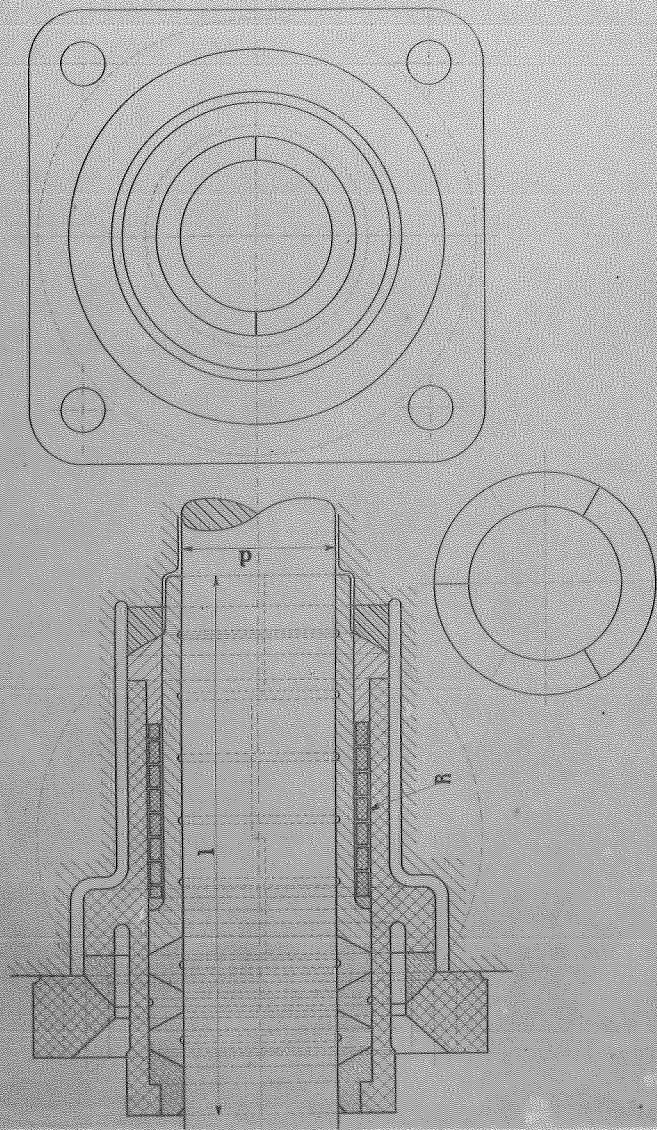
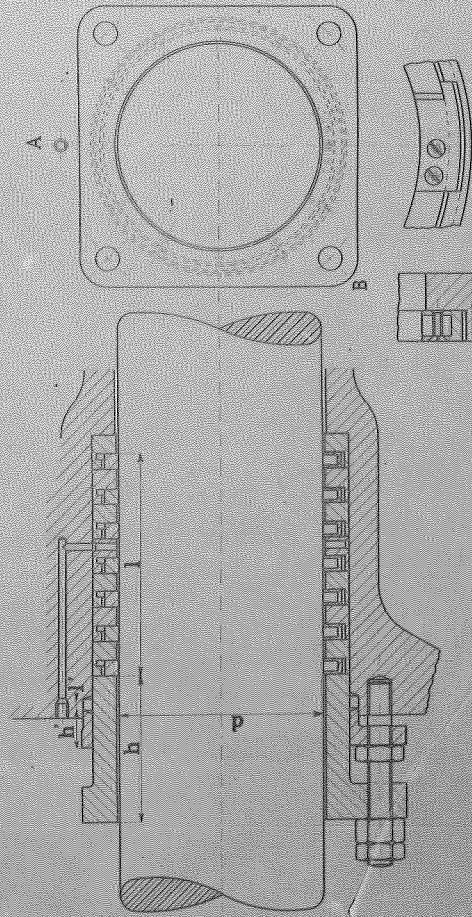


Fig. 6

Coupe - AB



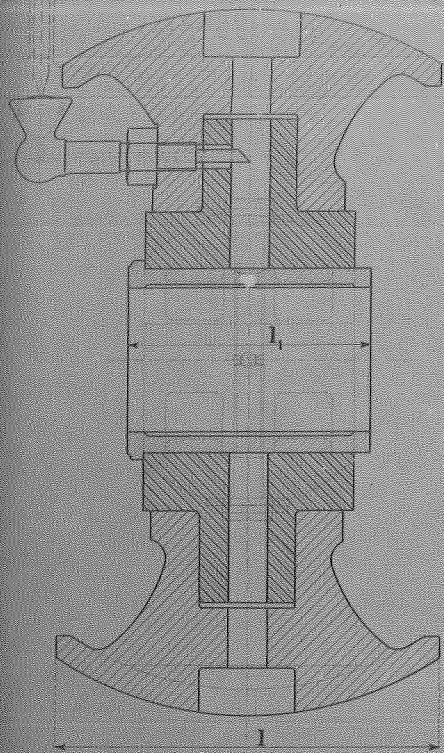
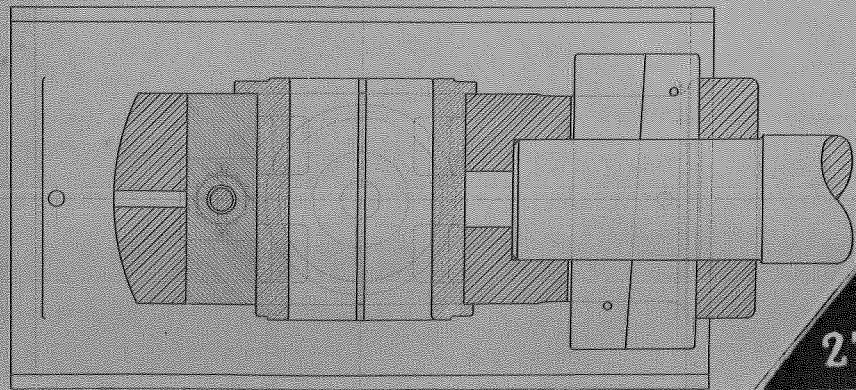
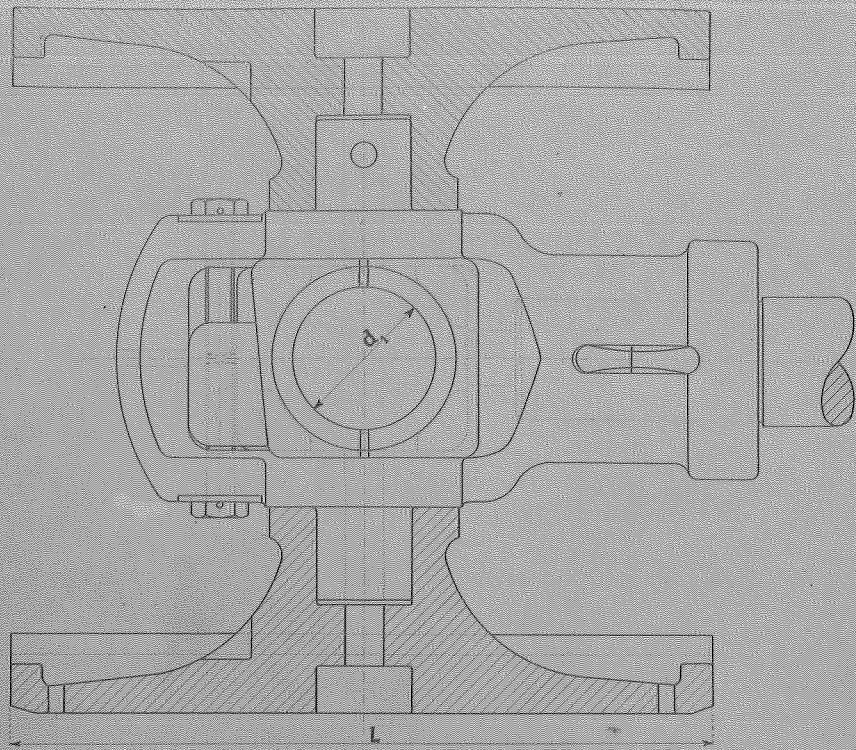
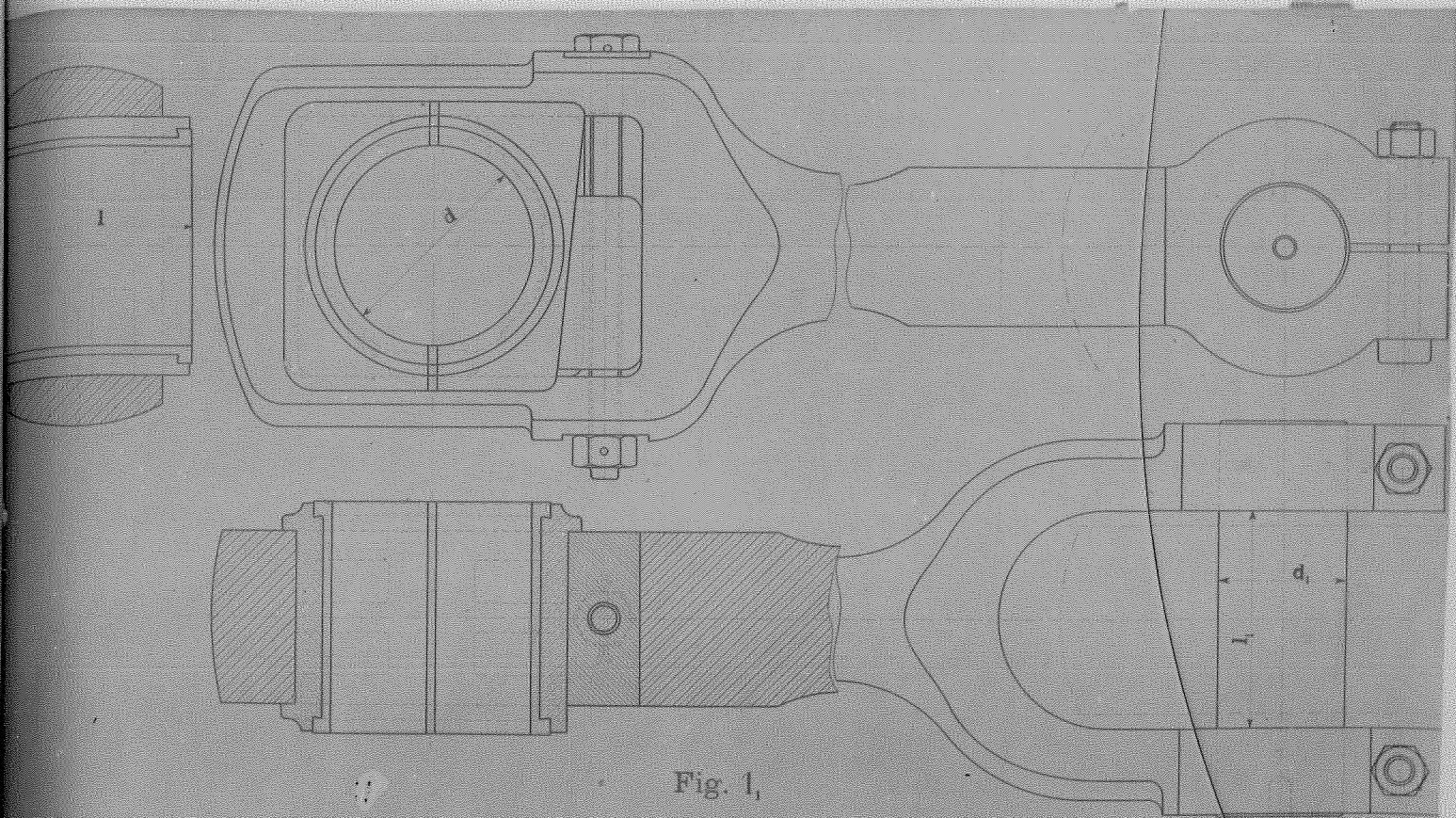


Fig. 1





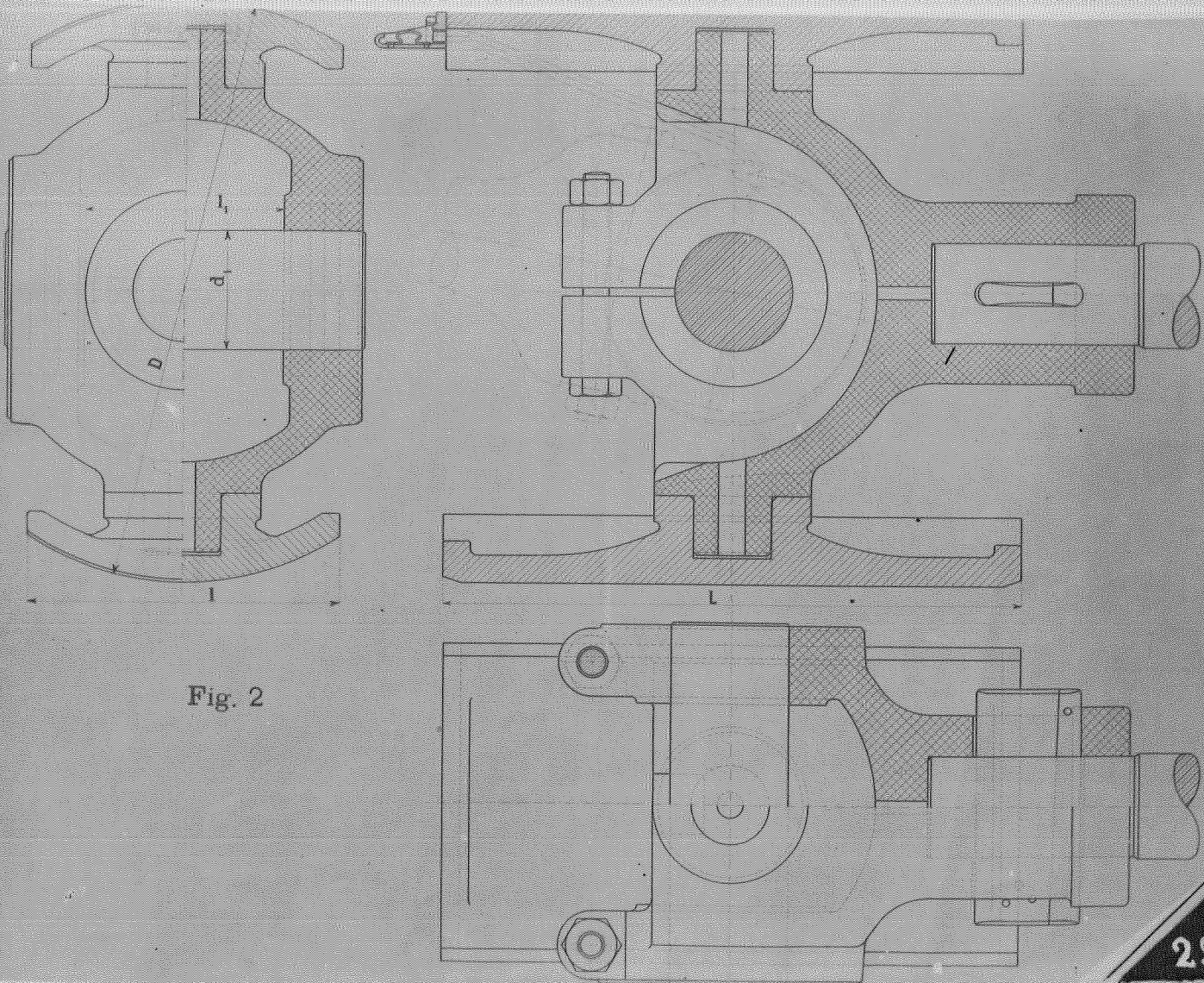


Fig. 2

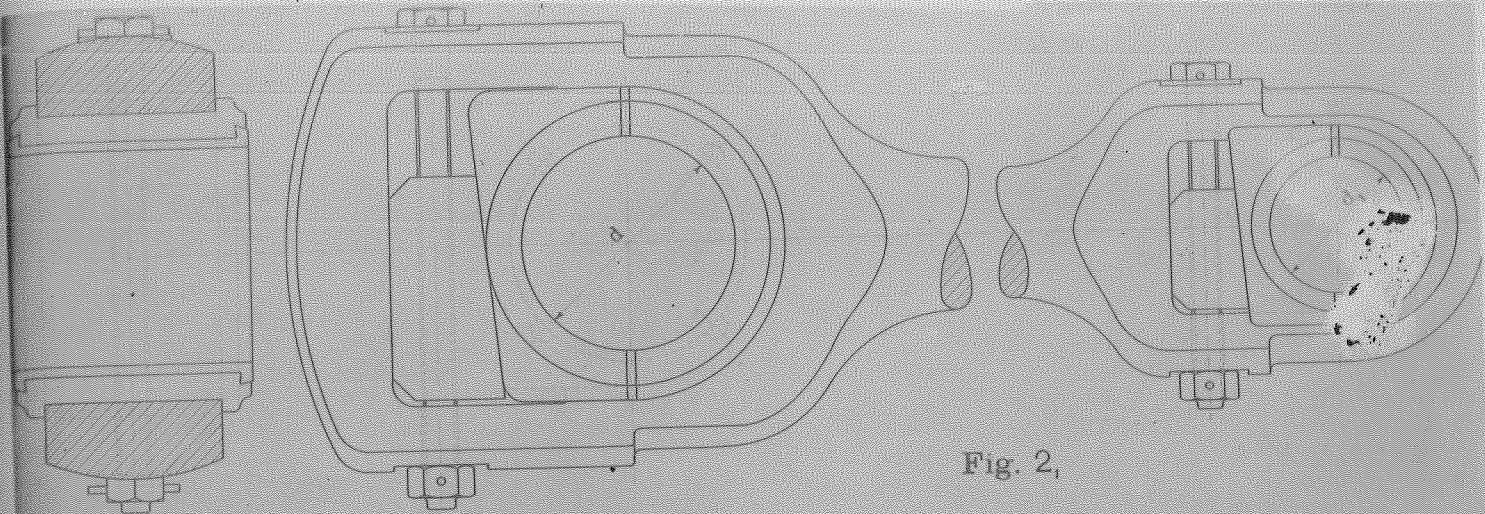
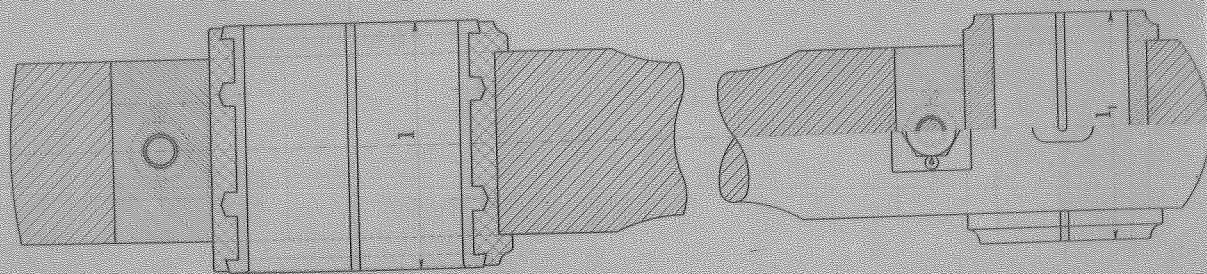


Fig. 2,



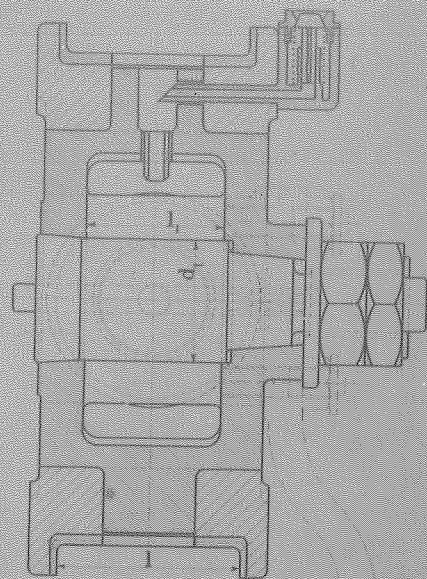
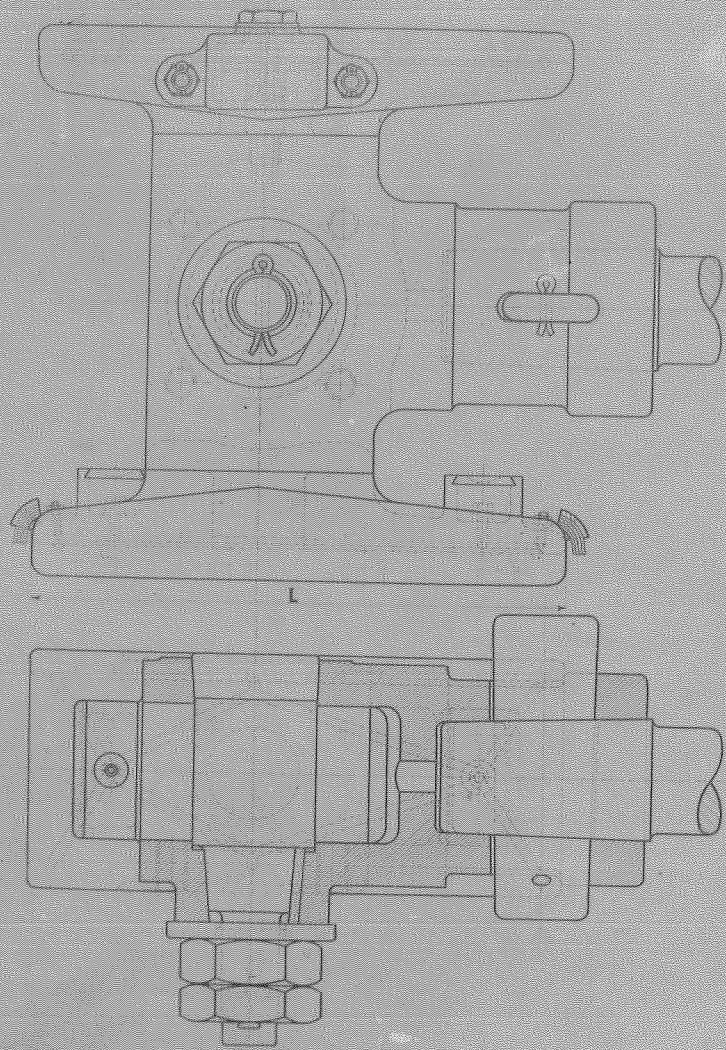


Fig. 4

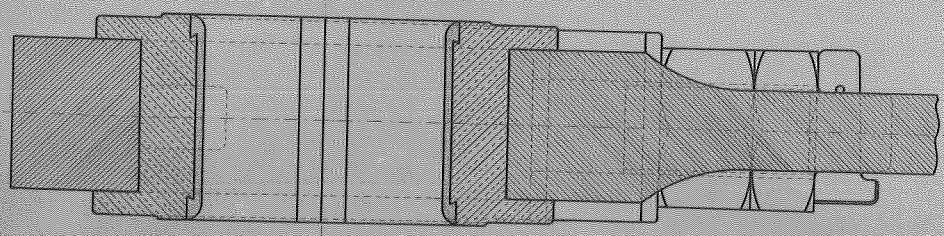
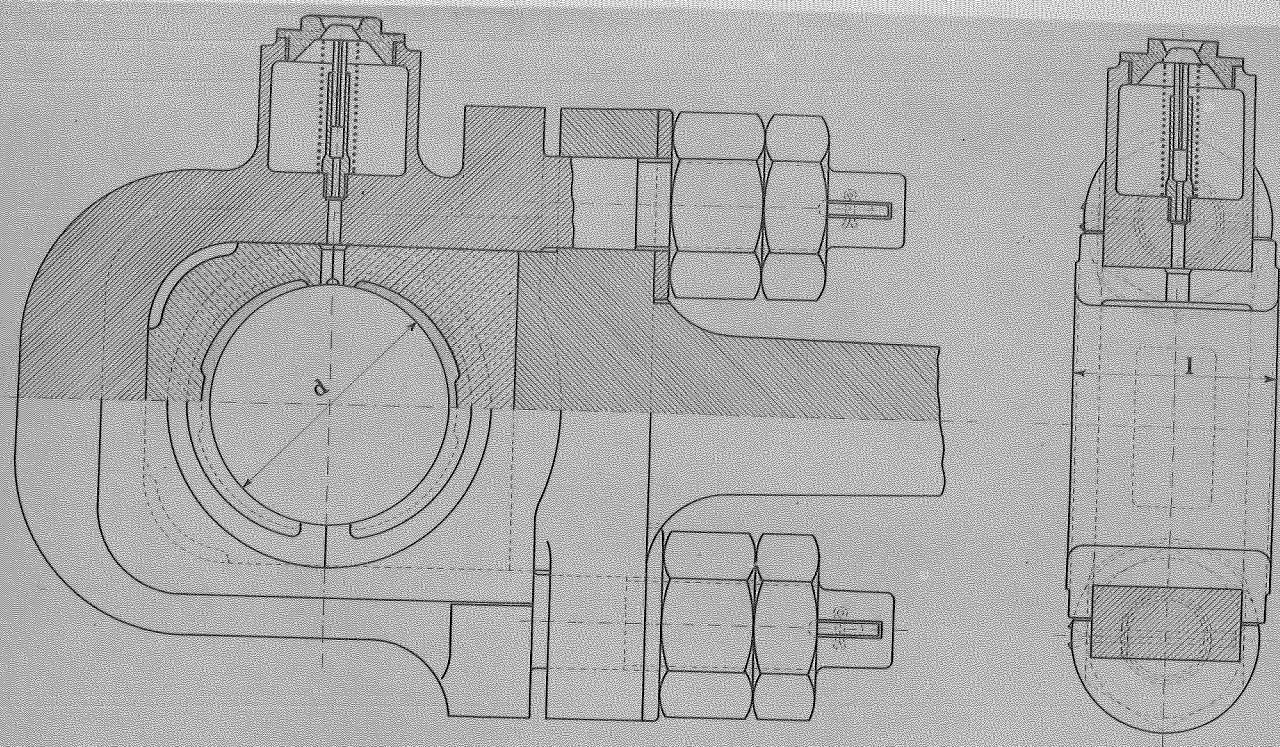


Fig. 4,

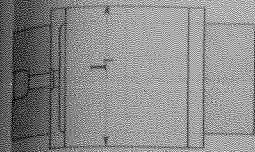


Fig. 4,

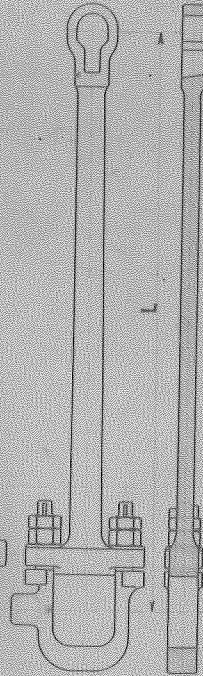
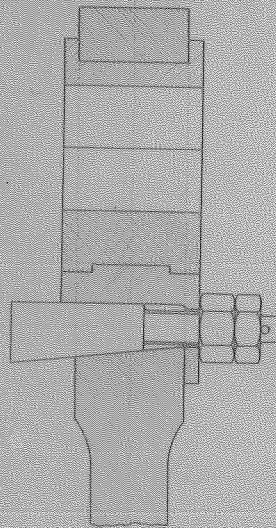
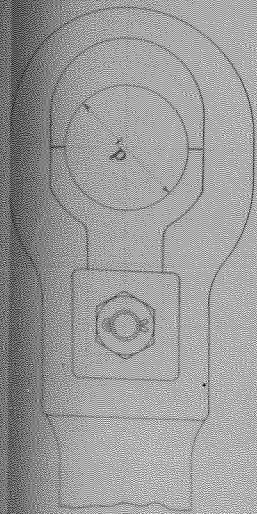


Fig. 5

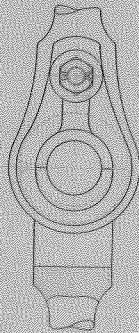


Fig. 6

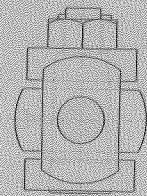
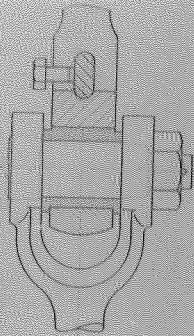
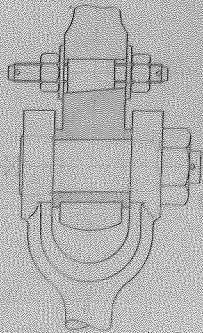
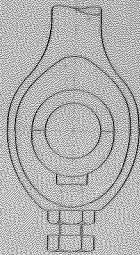


Fig. 7



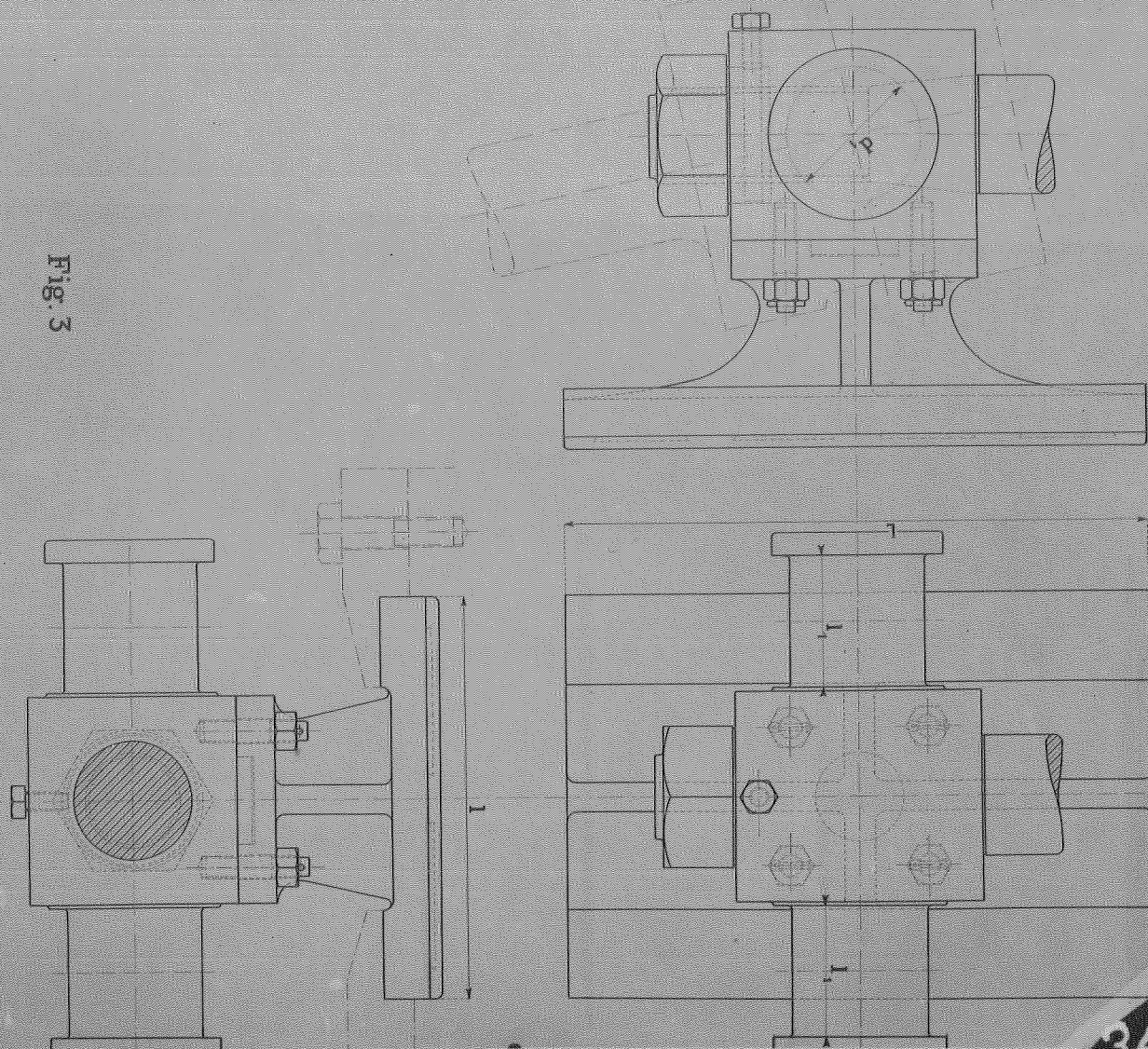


Fig. 3

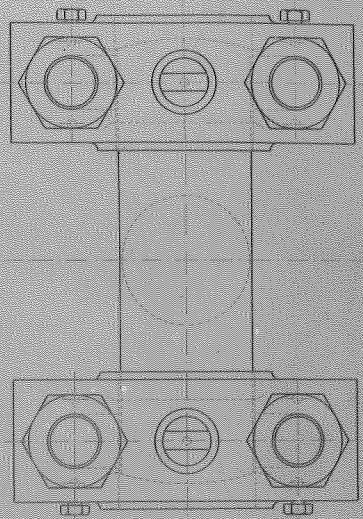
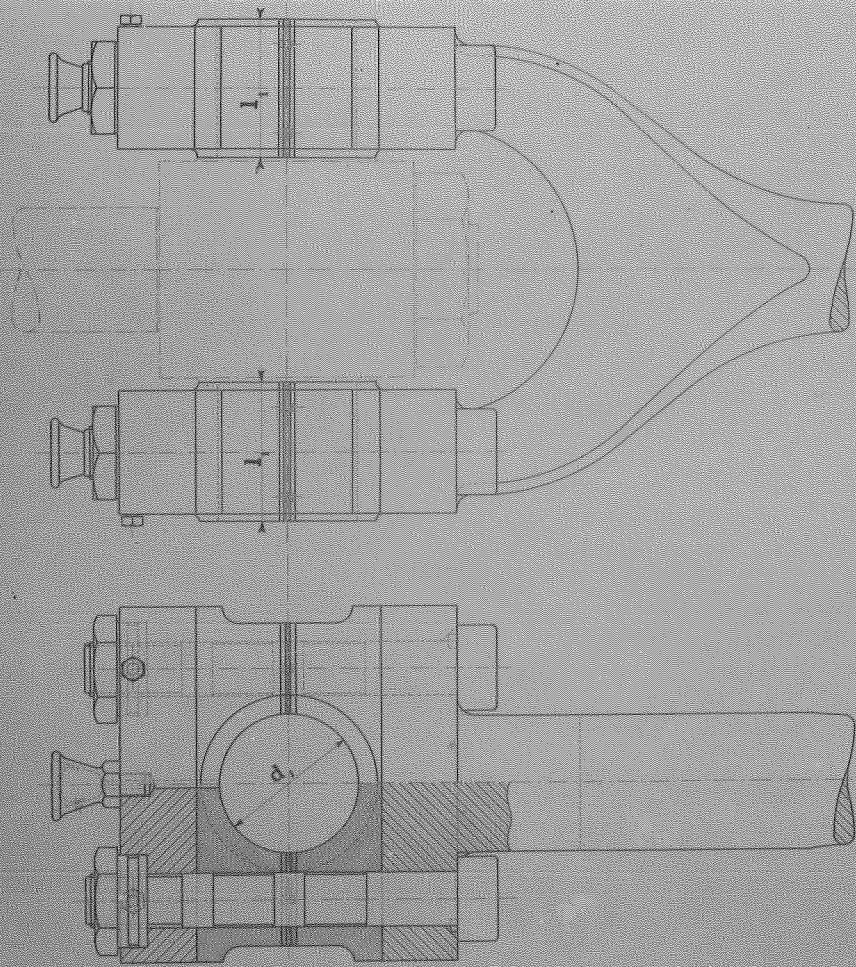


Fig. 3,

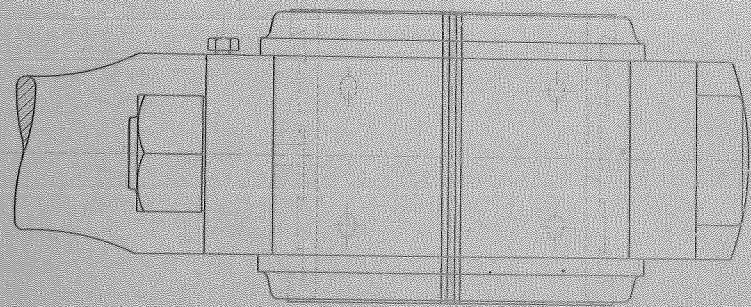
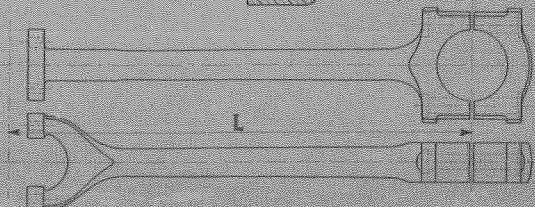
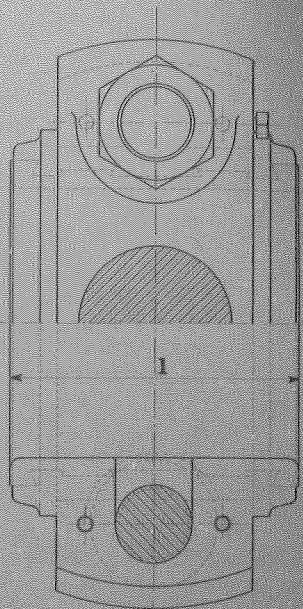
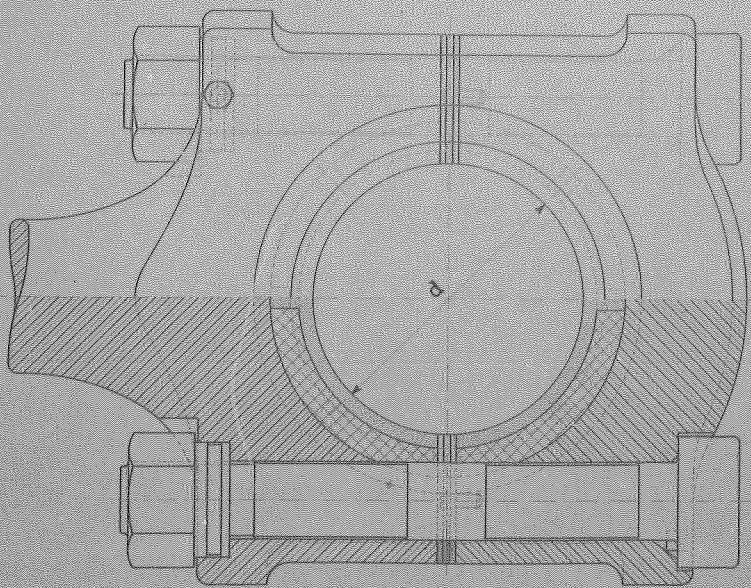


Fig. 3.



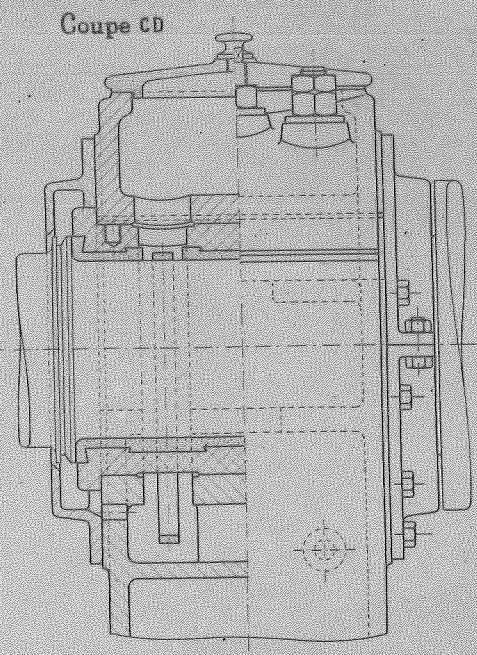
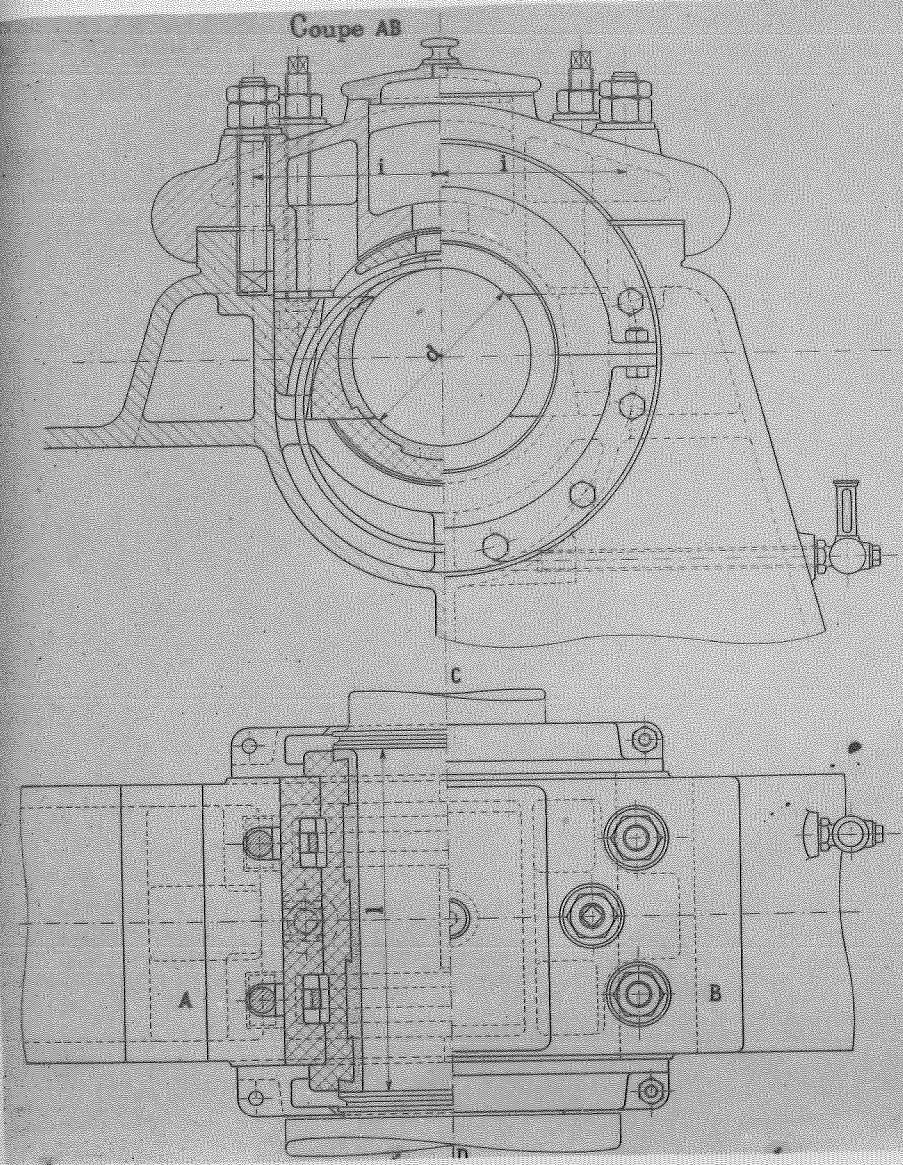
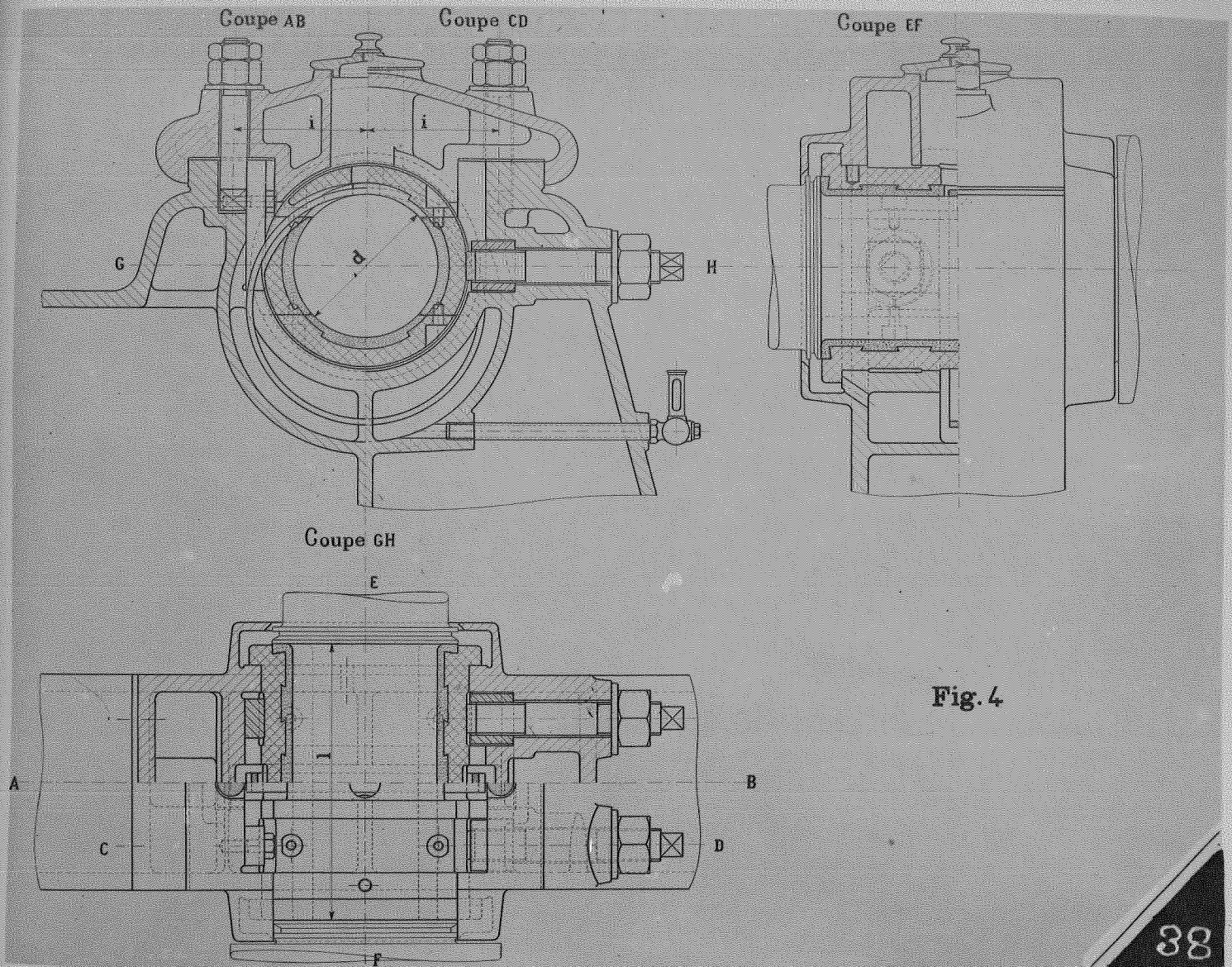


Fig. 3



Coupe AB

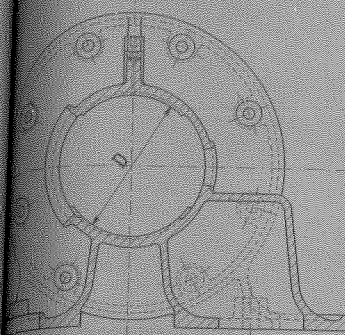
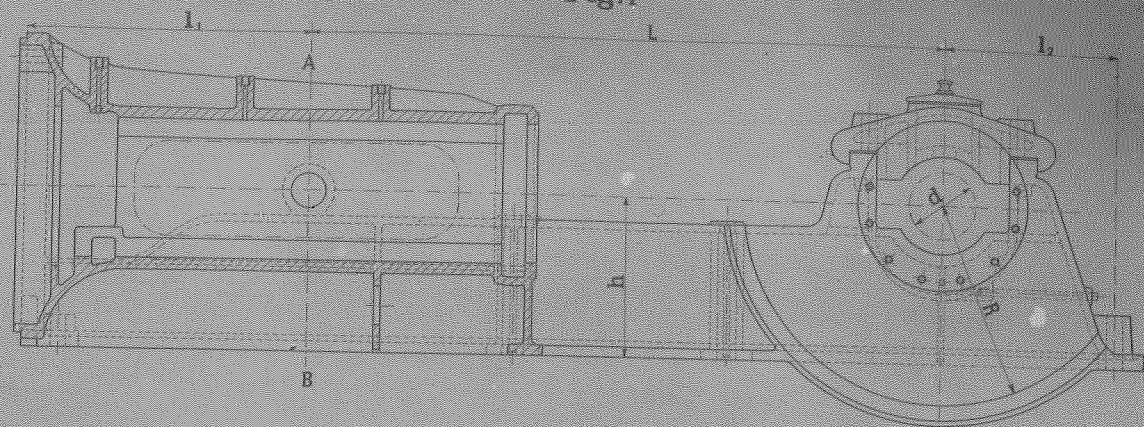


Fig.1



Coupe CD

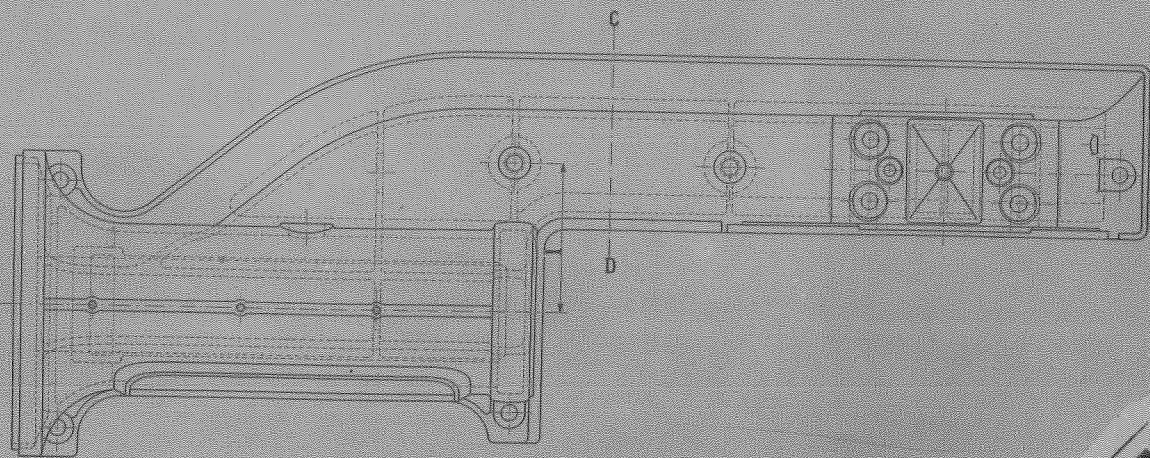
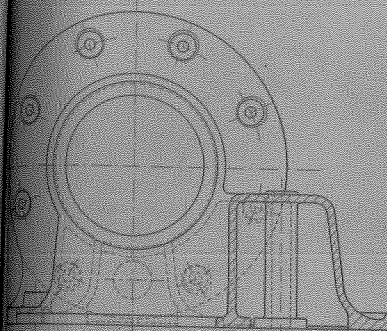


Fig. 2

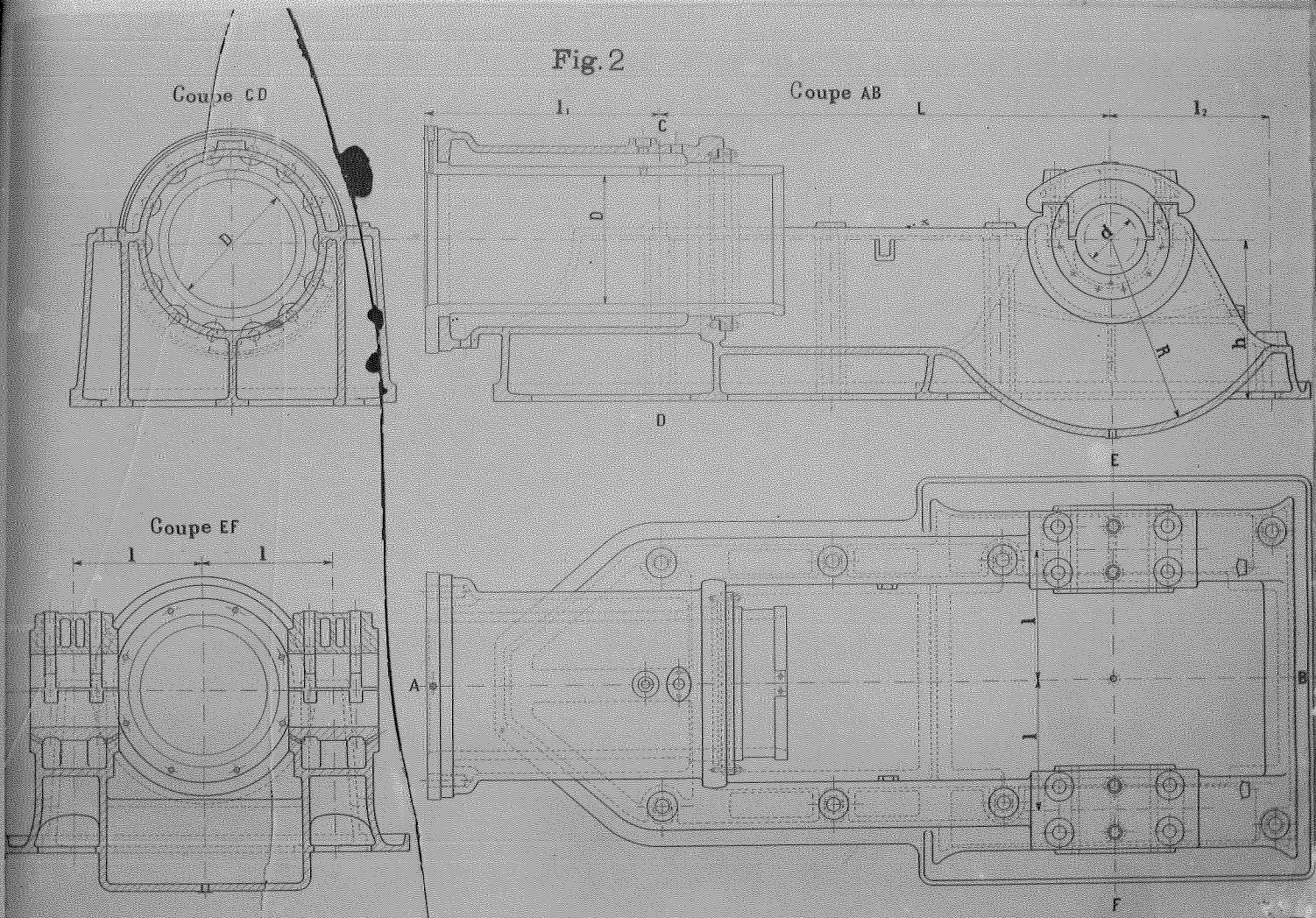


Fig. 1

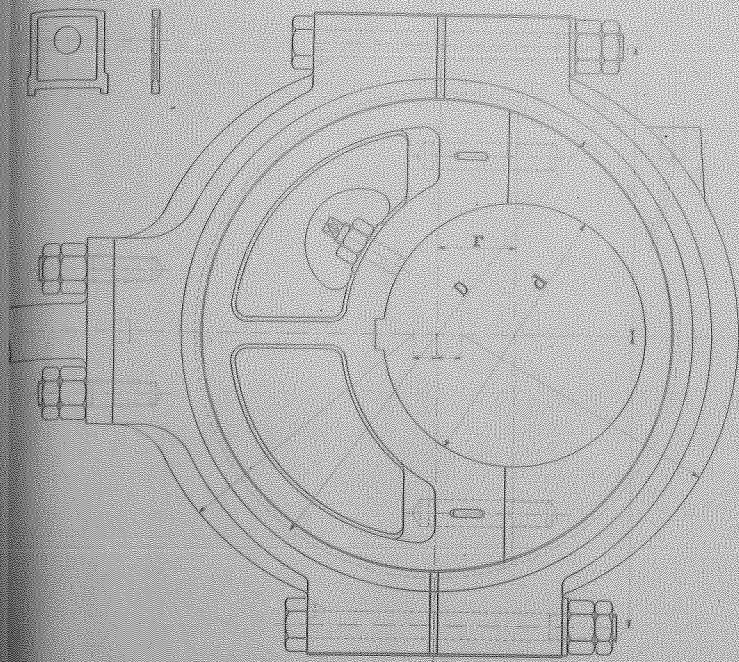
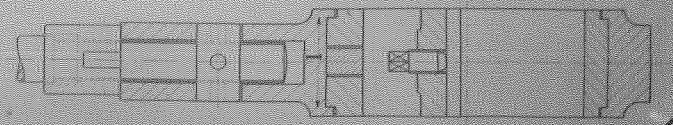
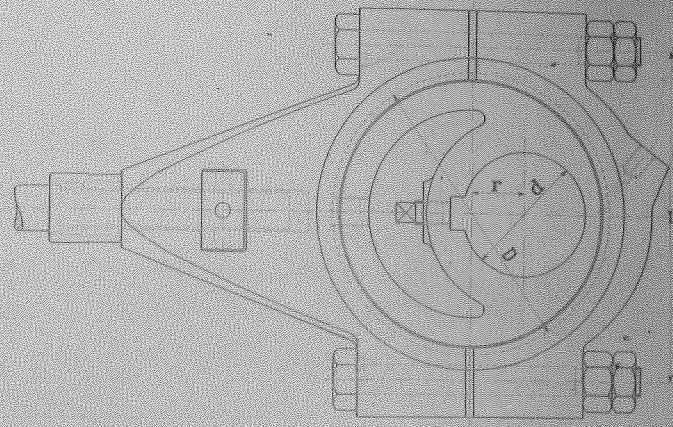


Fig. 2



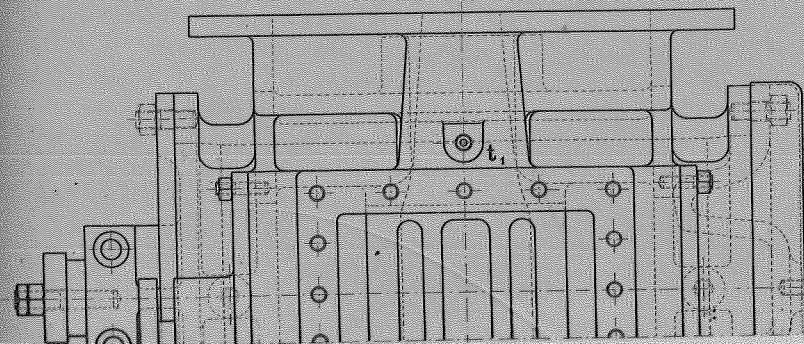
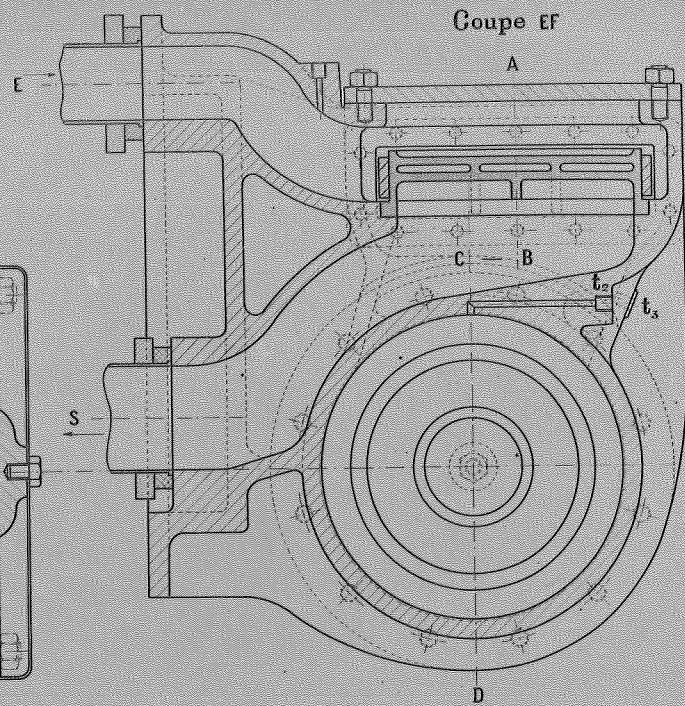
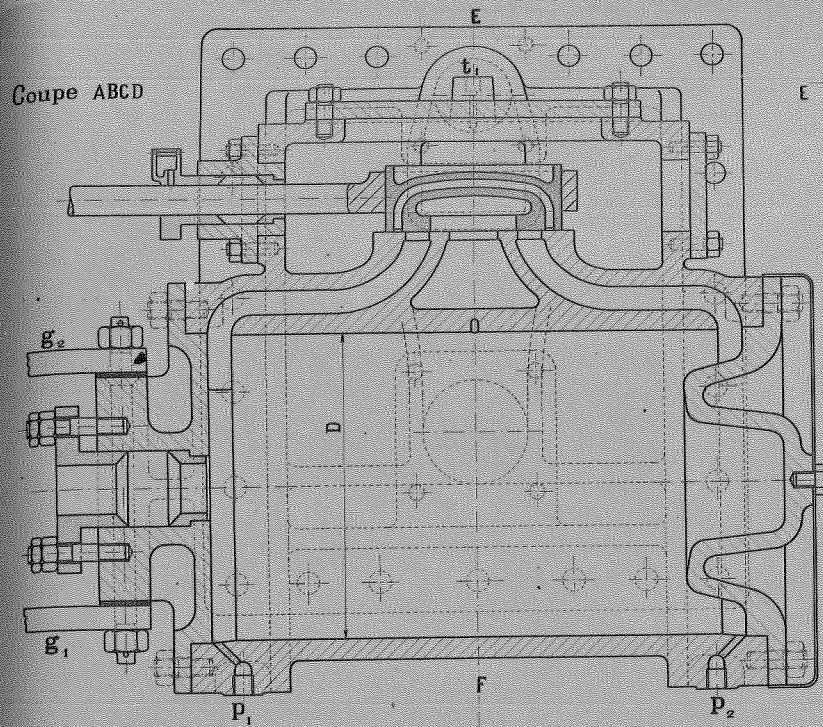
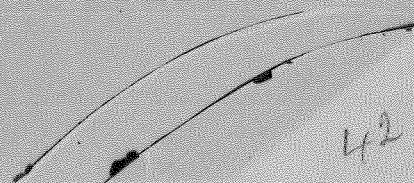


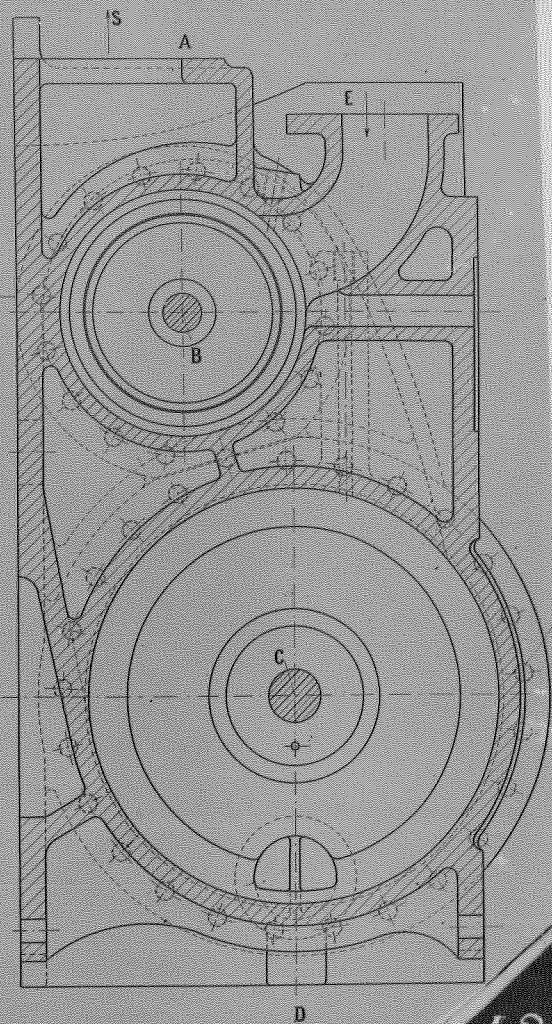
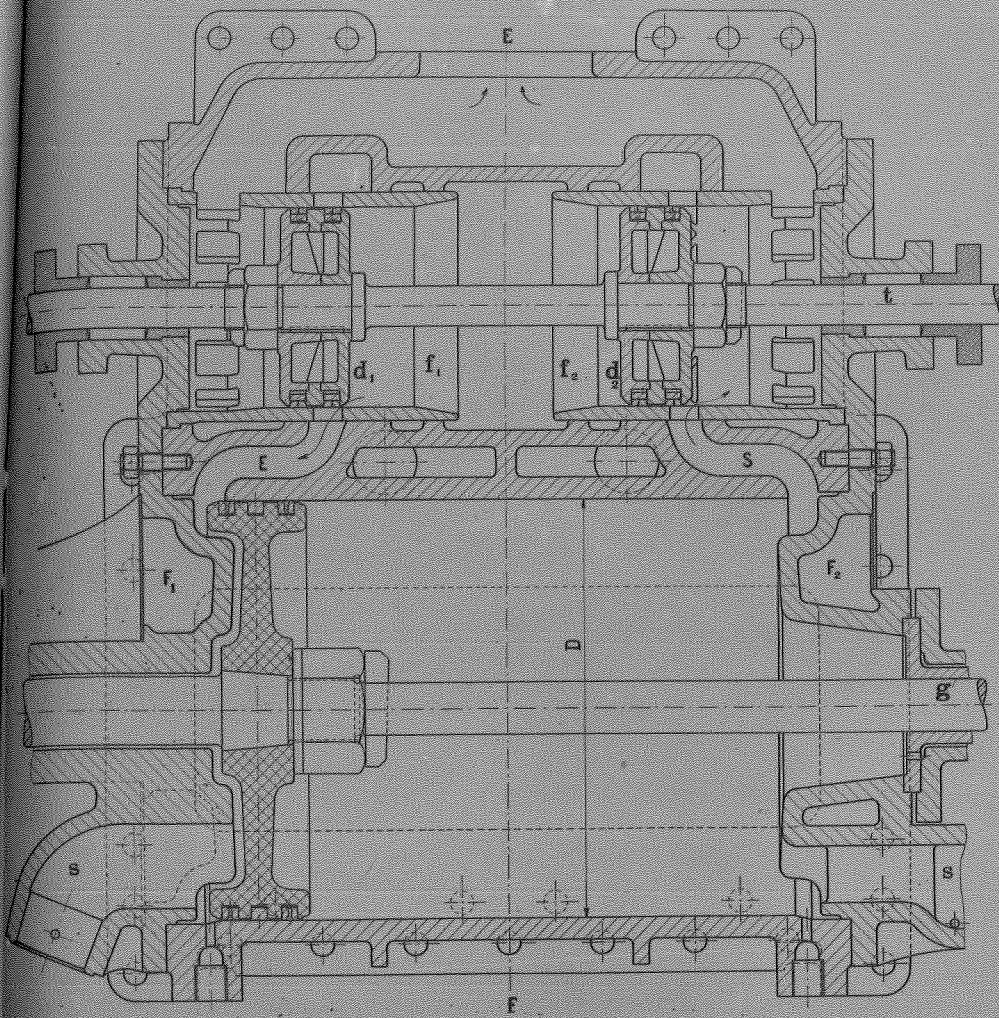
Fig. 1



Goupe ABCD

Fig. 1

Goupe EF



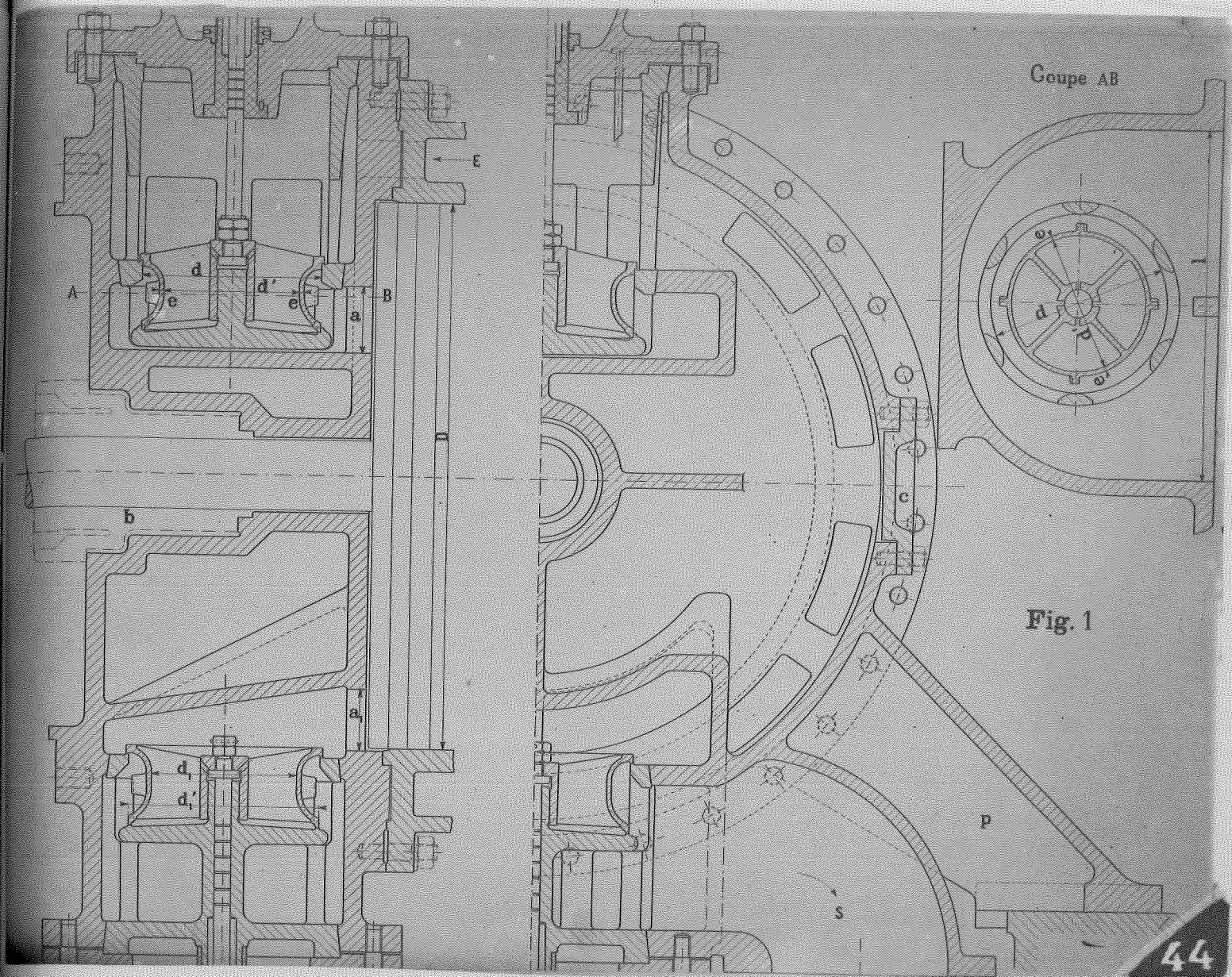


Fig. 1

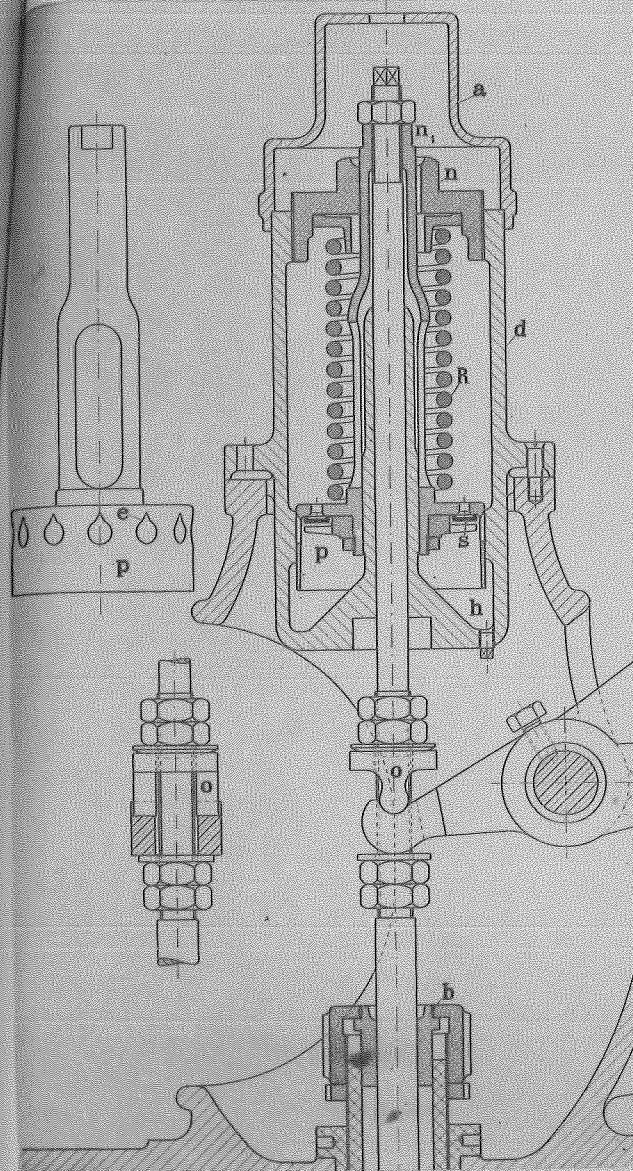


Fig. 2

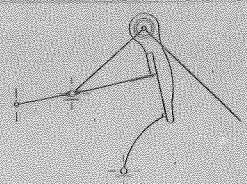
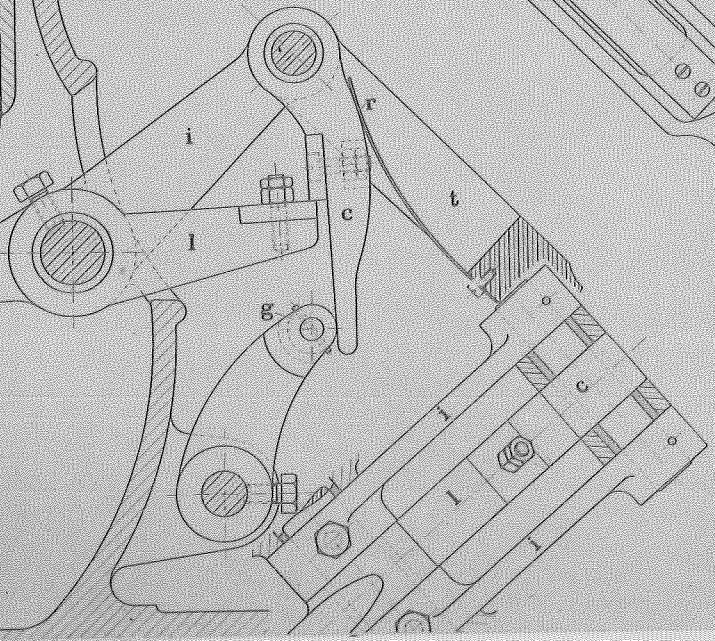
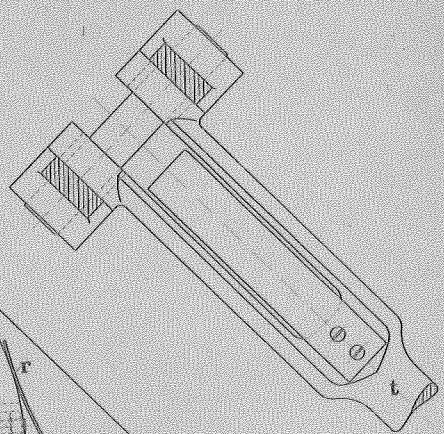


Fig. 3



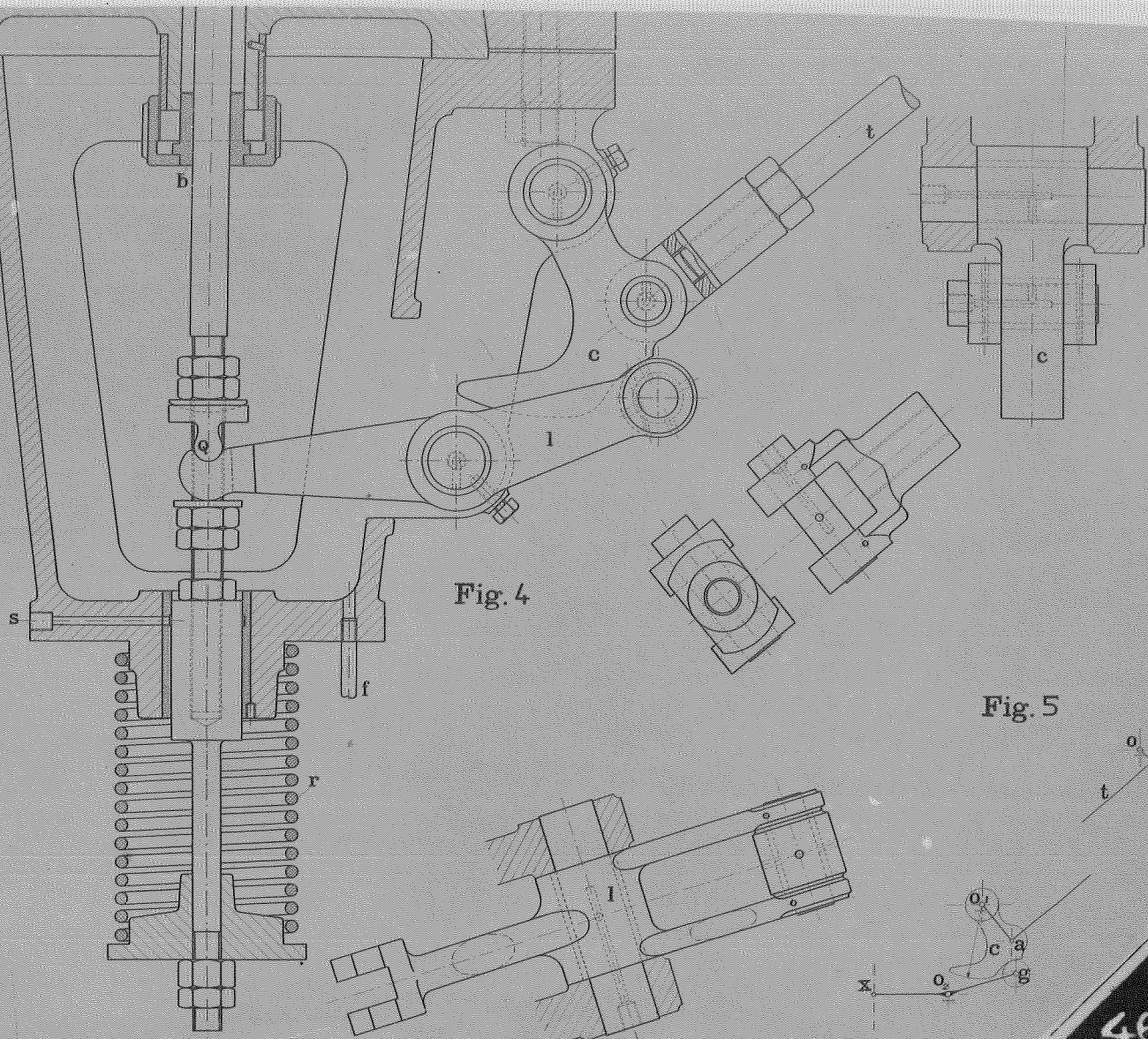


Fig. 4

Fig. 5

Fig. 10

Coupe AB

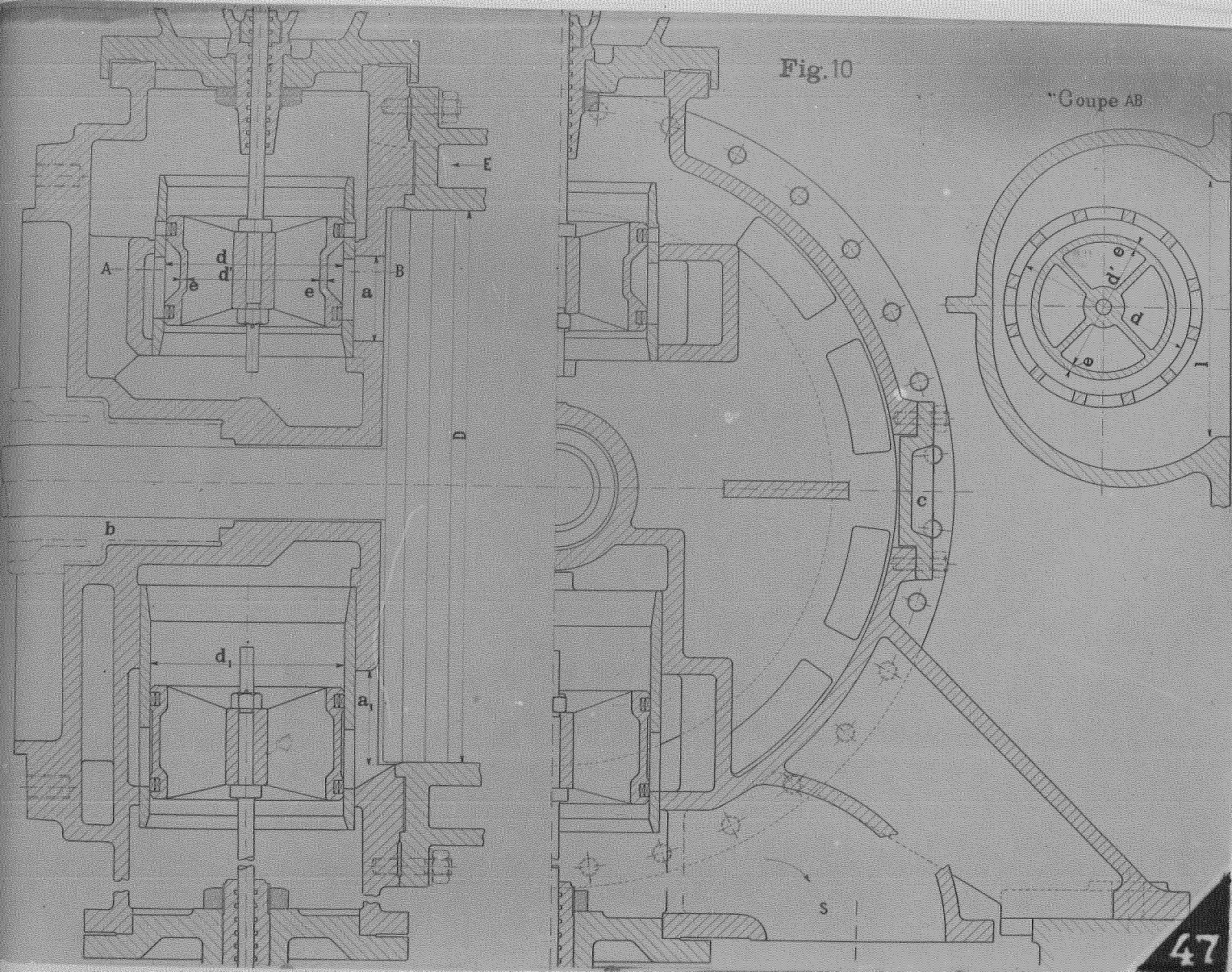


Fig. 6

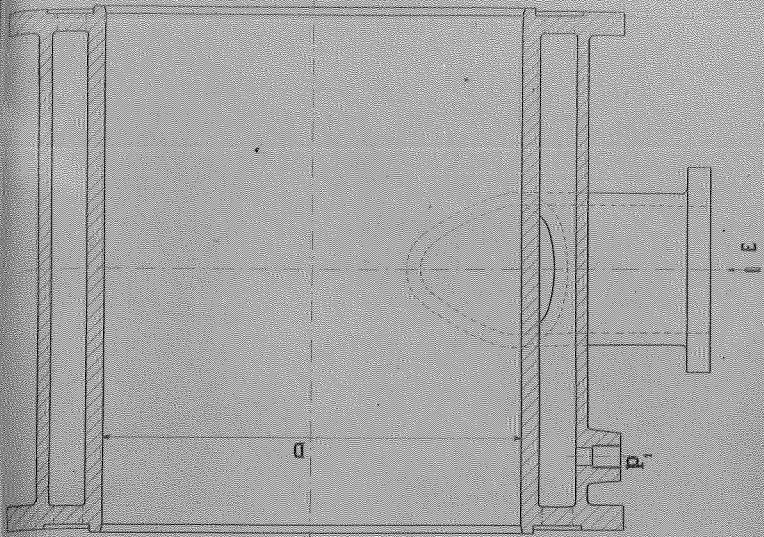


Fig. 7

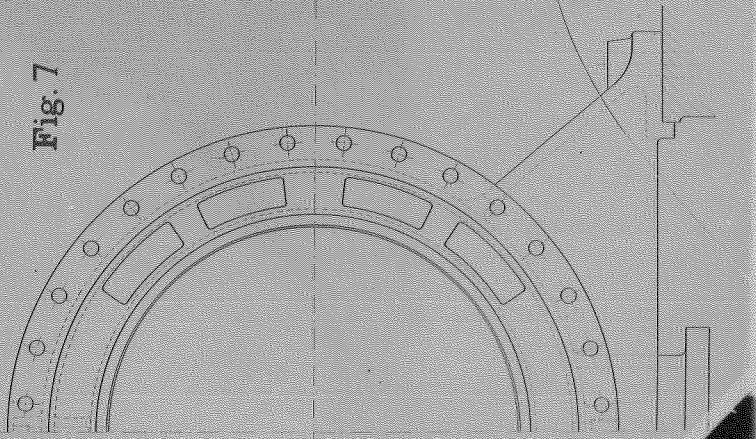
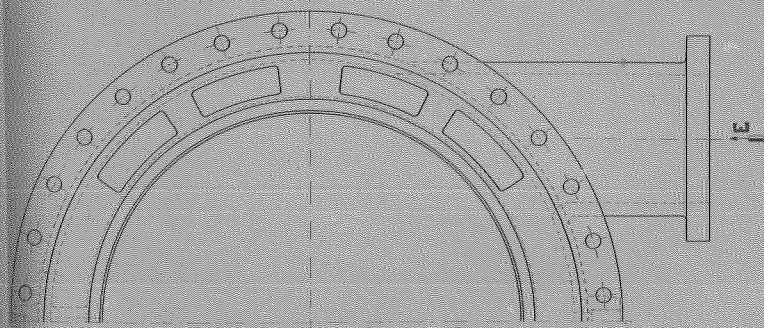
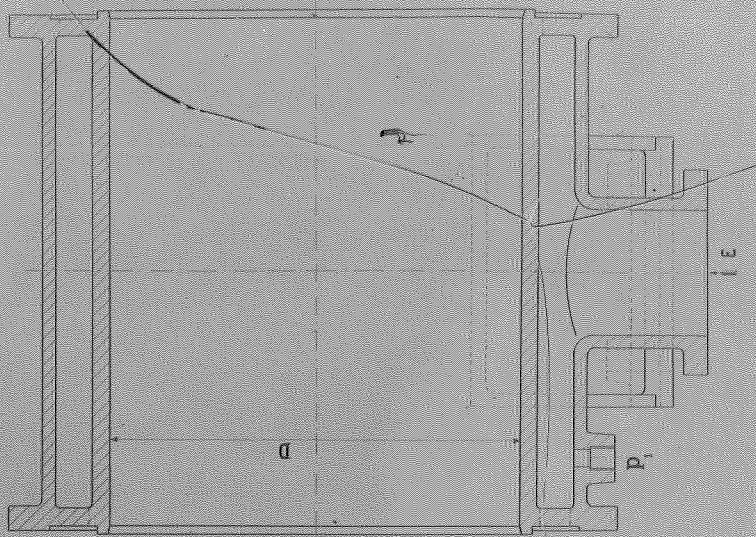


Fig. 8

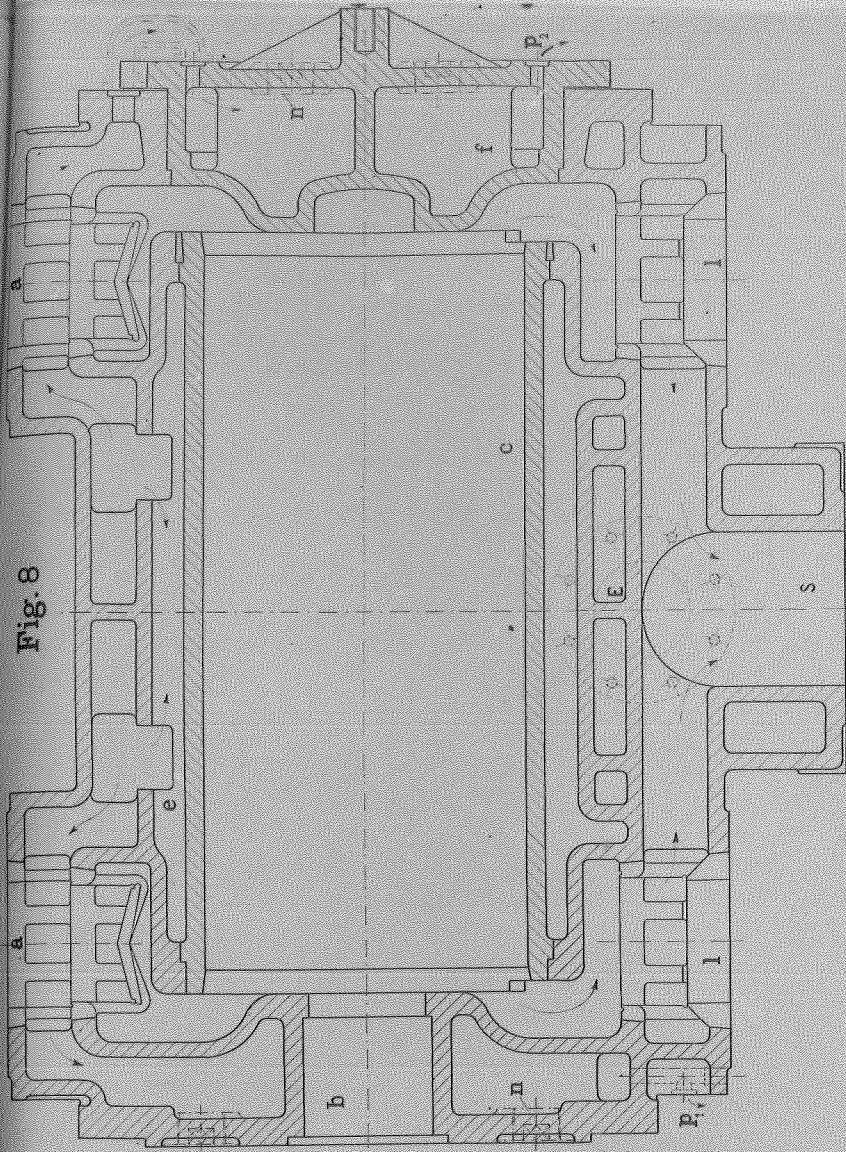


Fig. 9

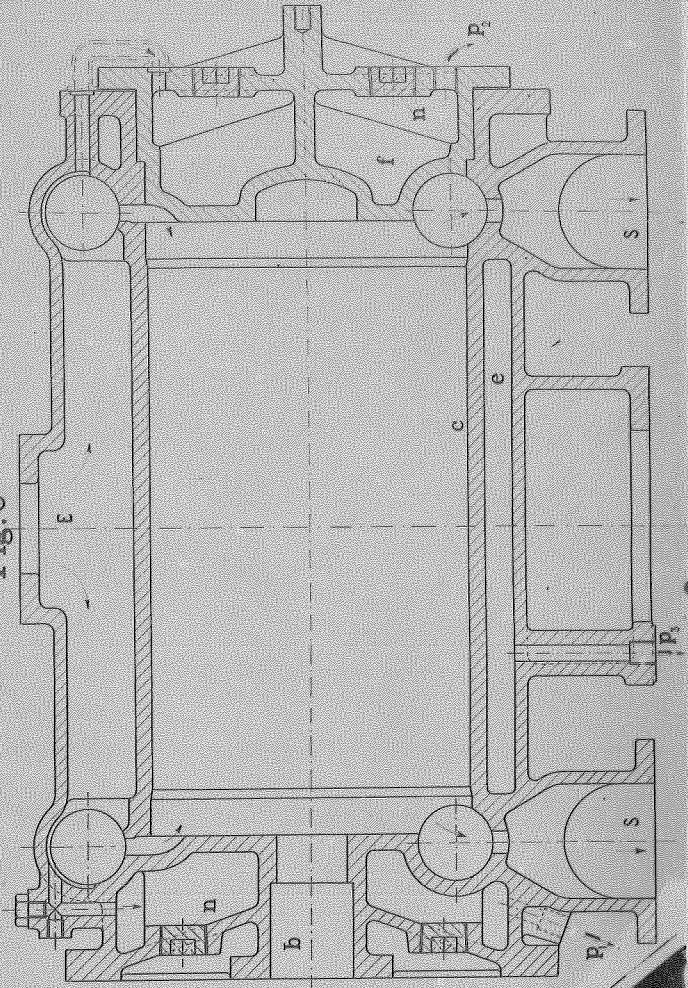


Fig. 1

Coupe ABCDEFG

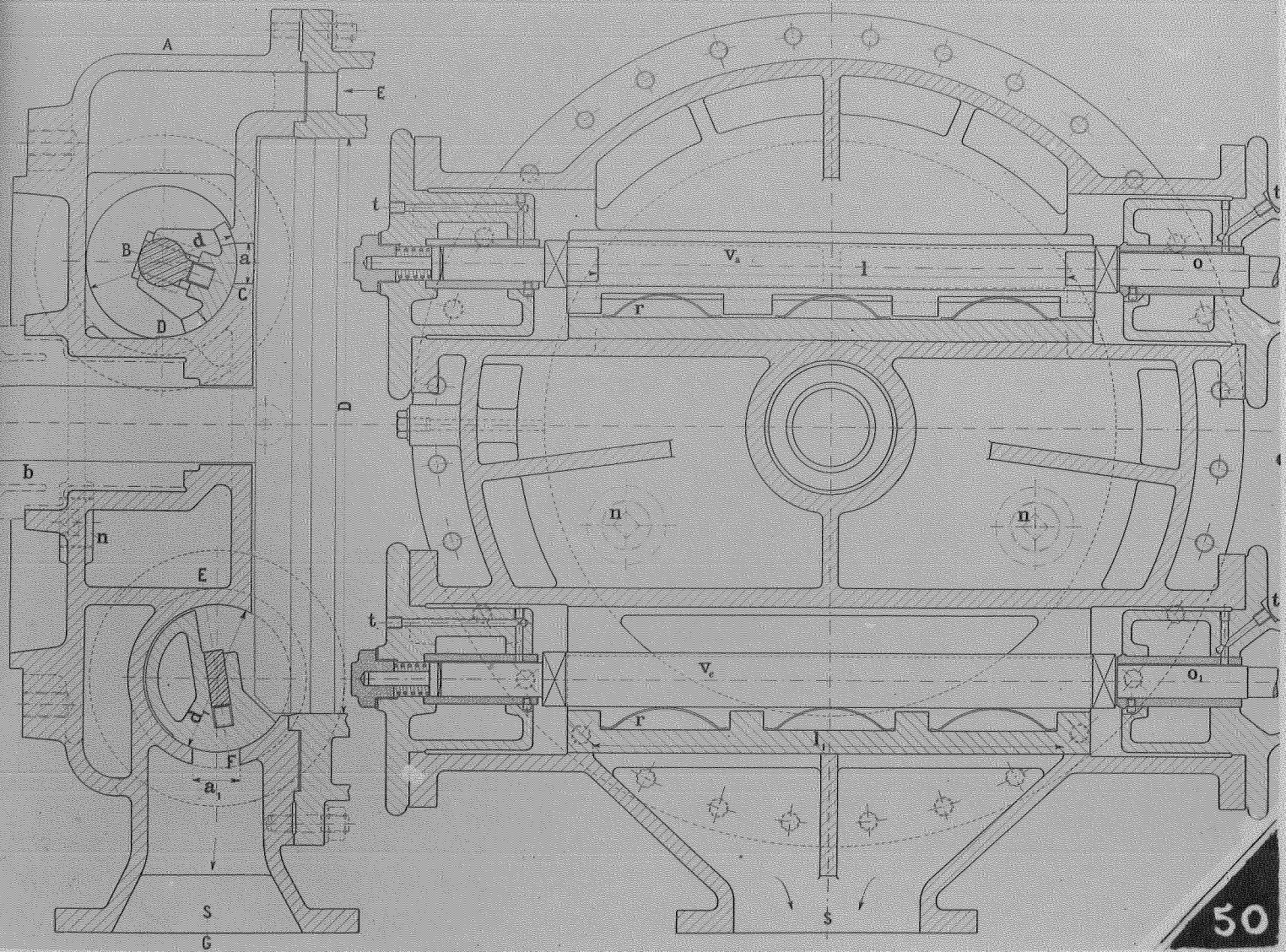


Fig. 2

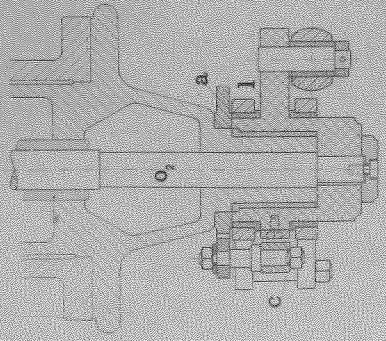
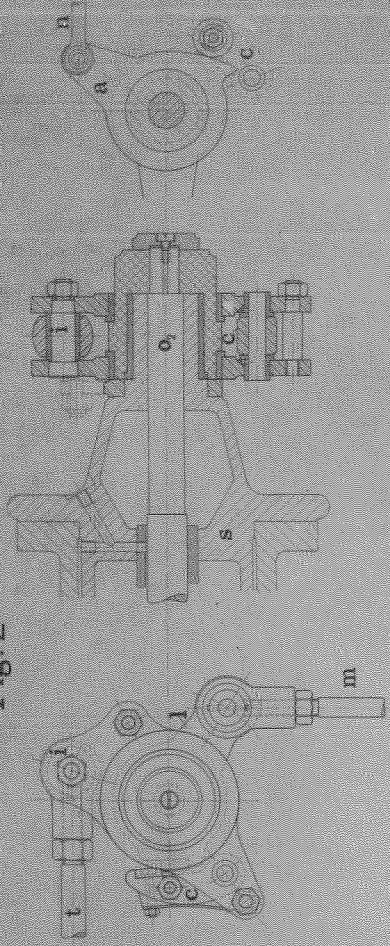


Fig. 3

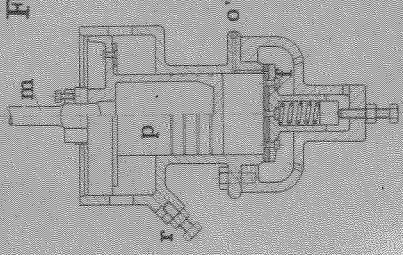


Fig. 4

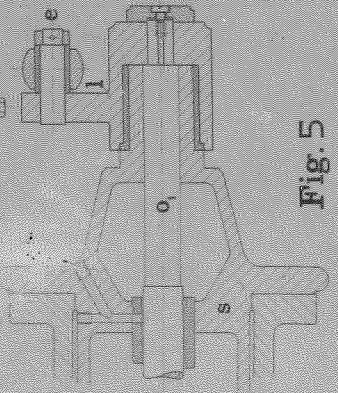
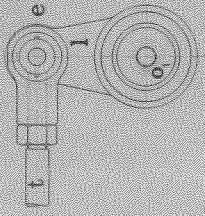


Fig. 5

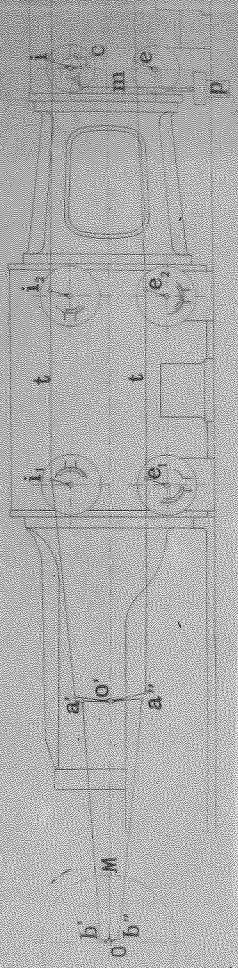


Fig. 1

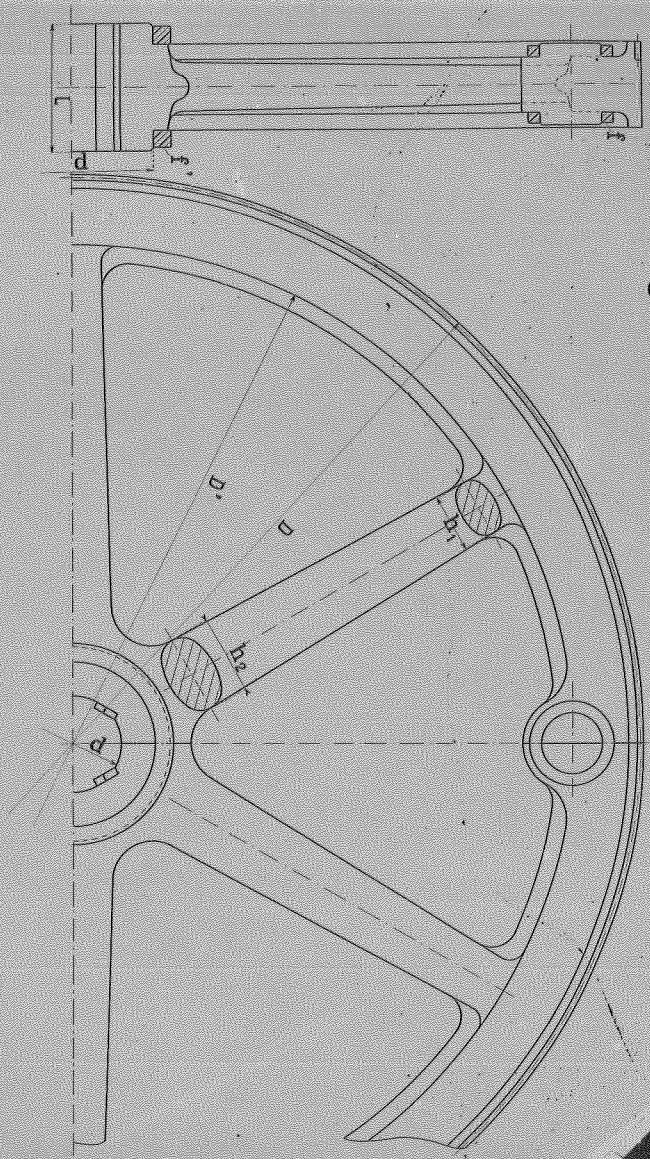


Fig. 2

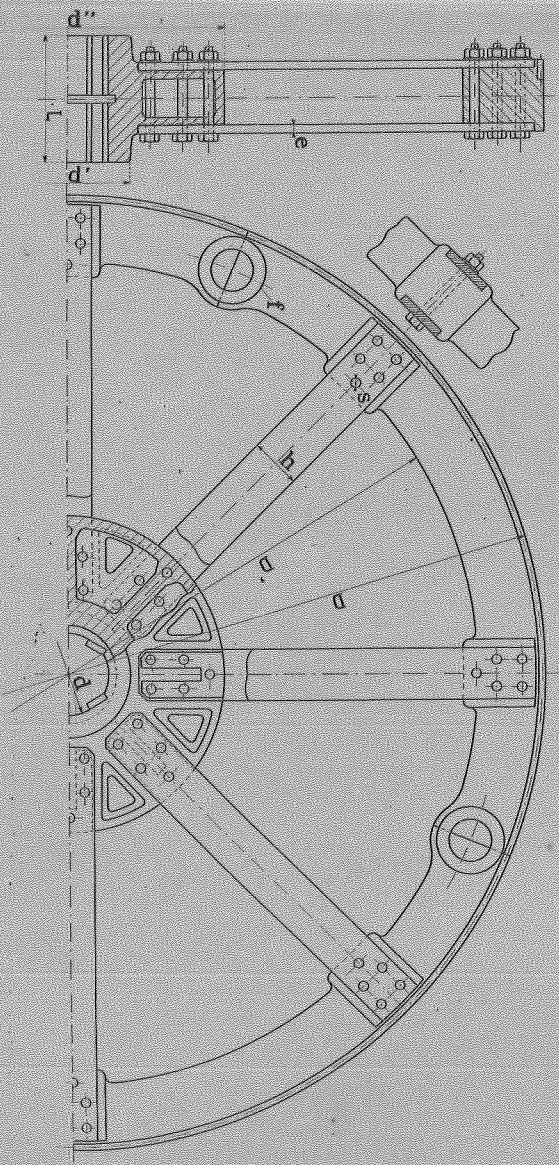
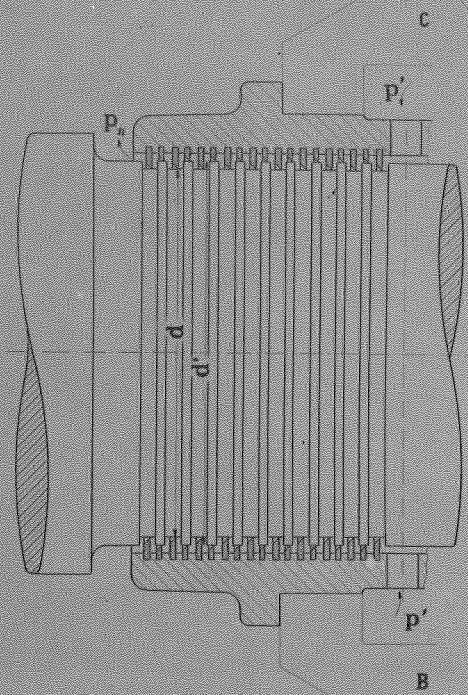
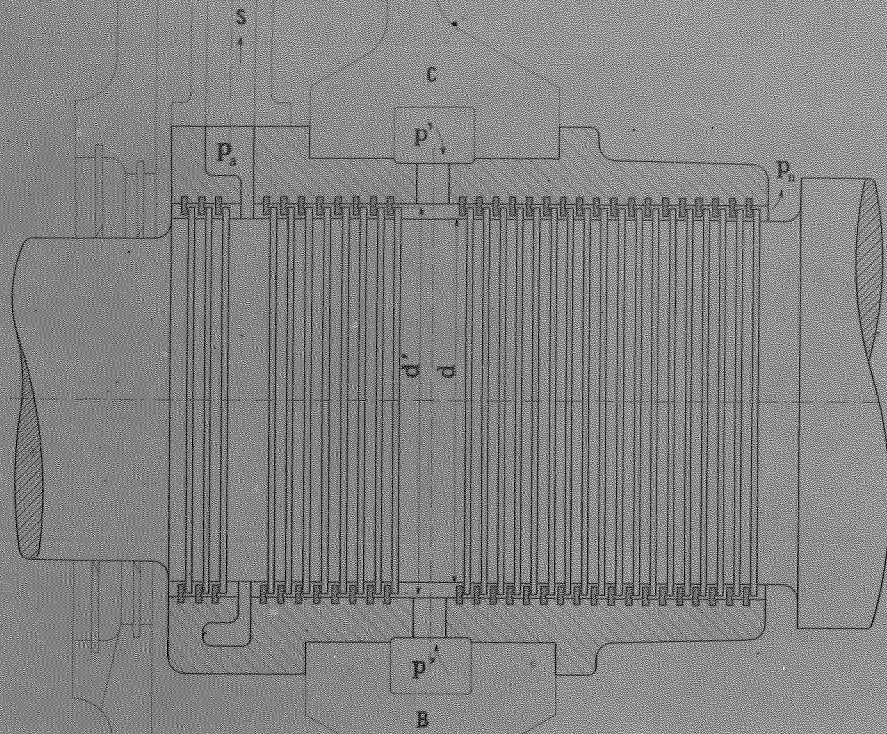


Fig. 4



Скупе ABC

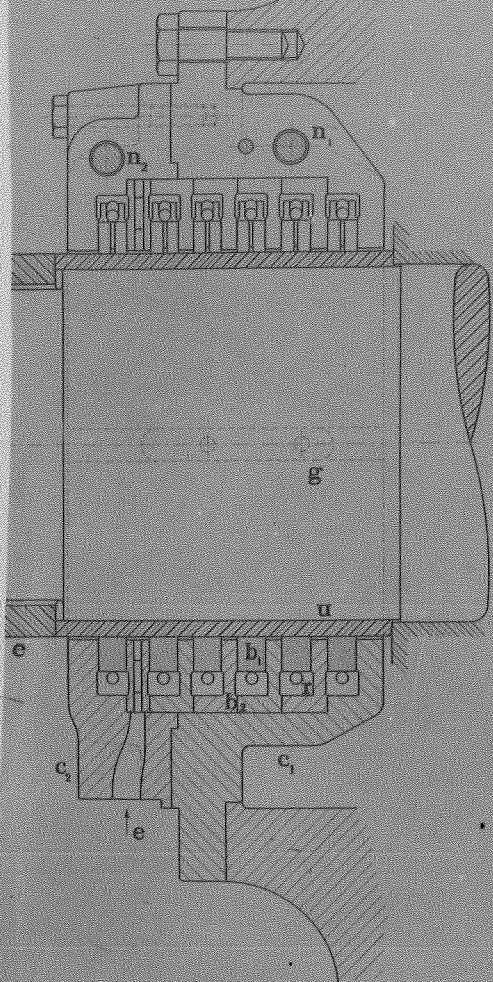
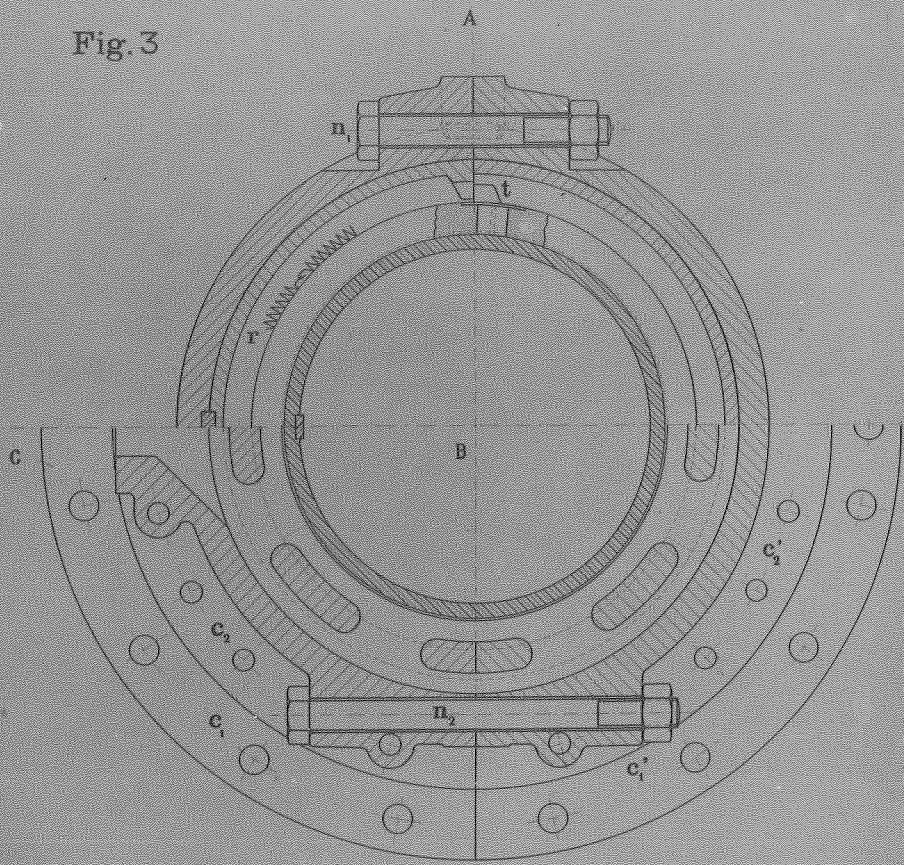
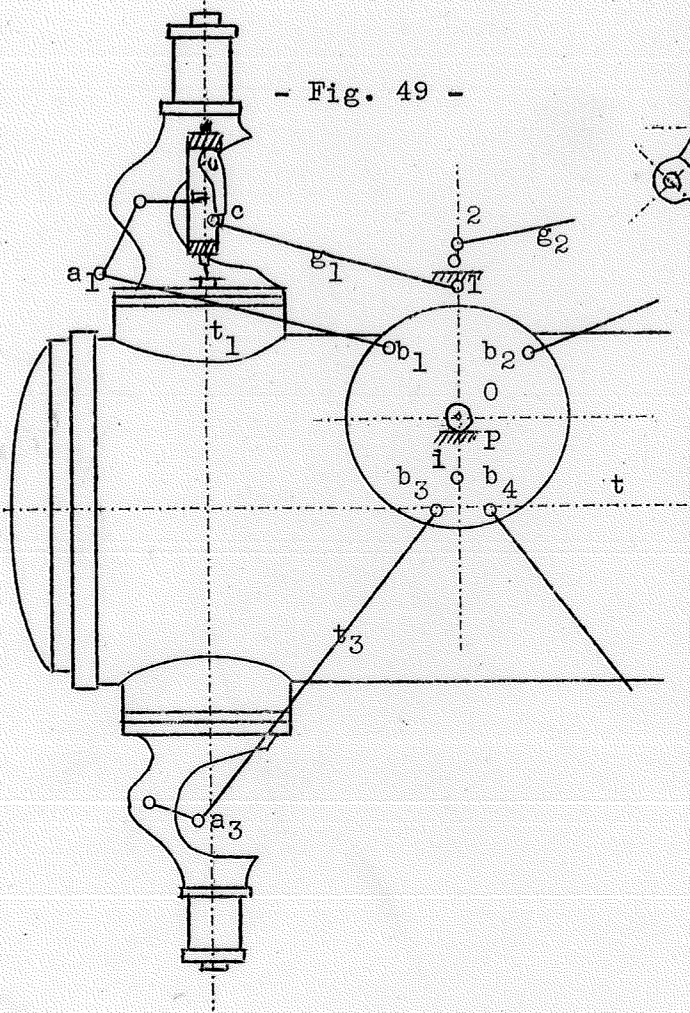


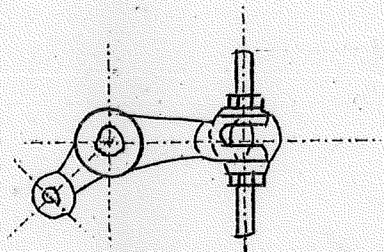
Fig. 3



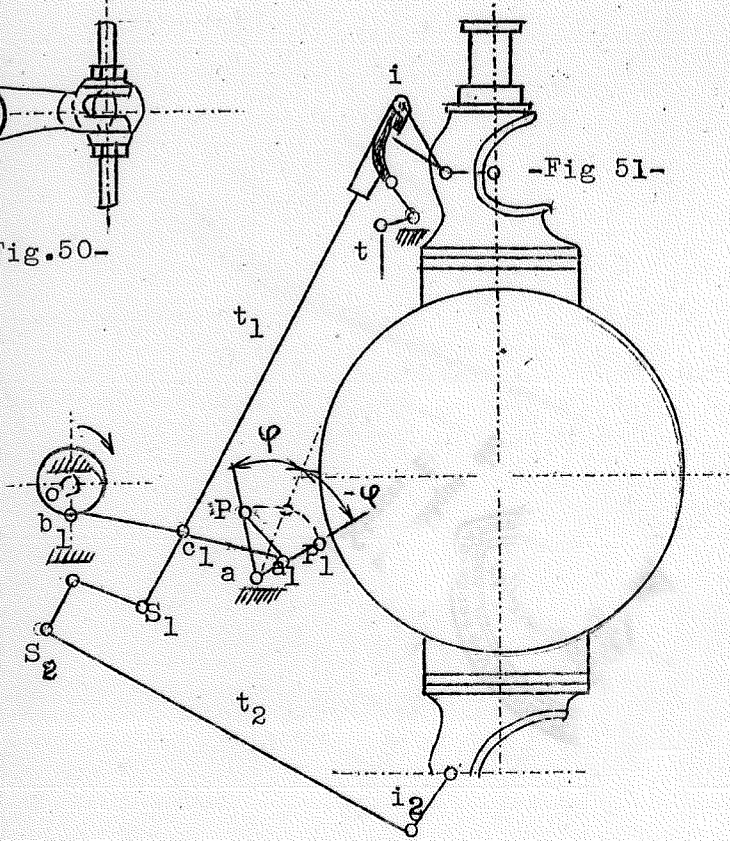
- Fig. 49 -



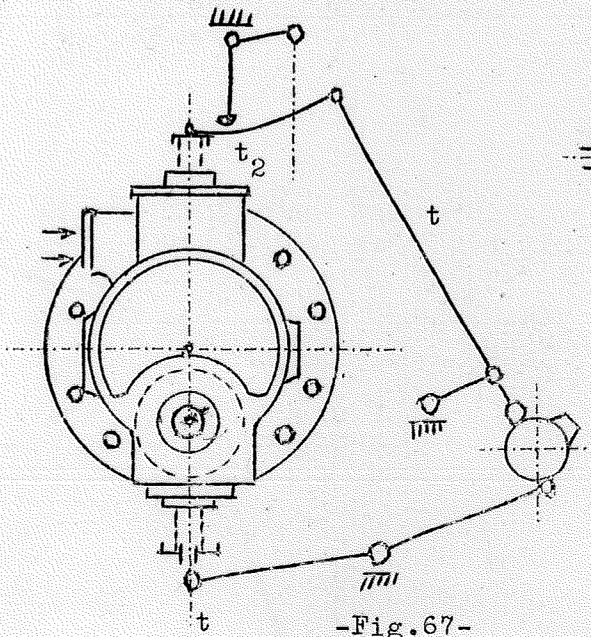
-Fig.50-



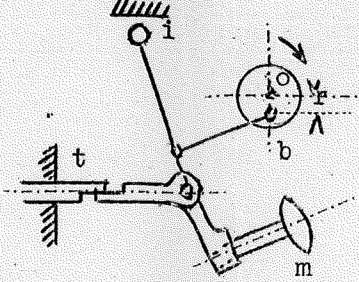
-Fig 51-



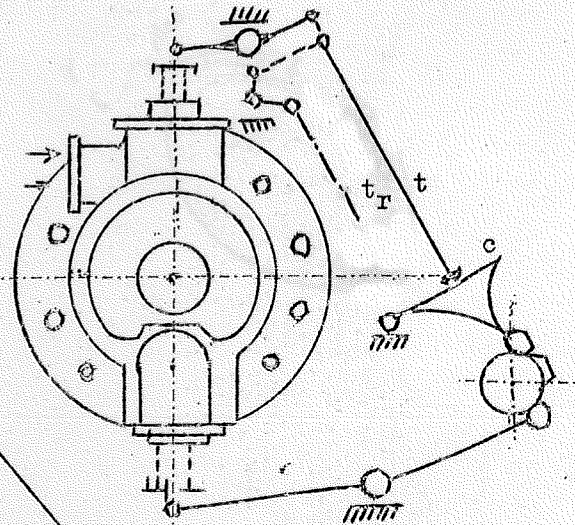
-Fig.60-



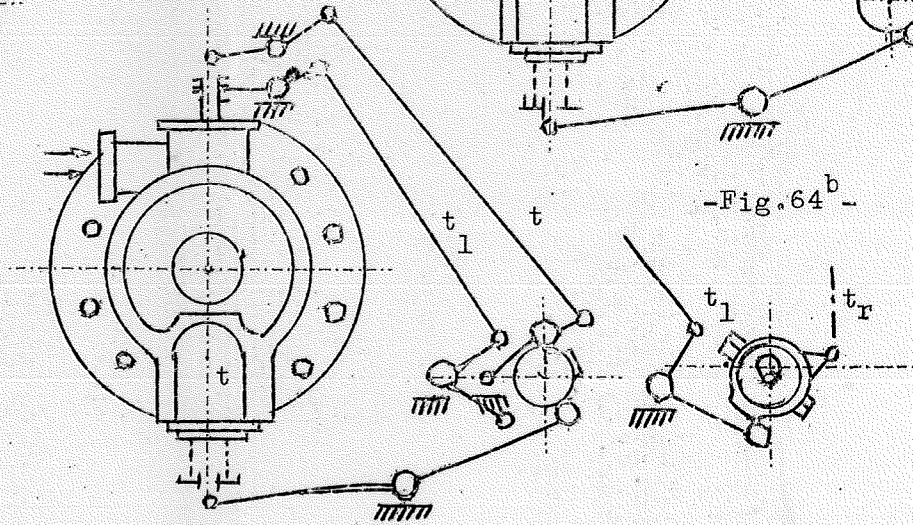
-Fig.59-



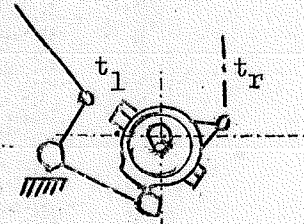
-Fig.62-



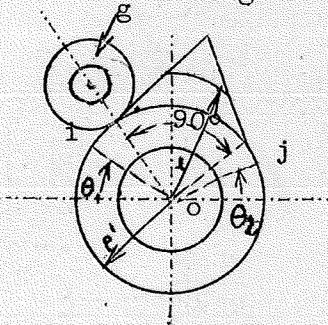
-Fig 64-



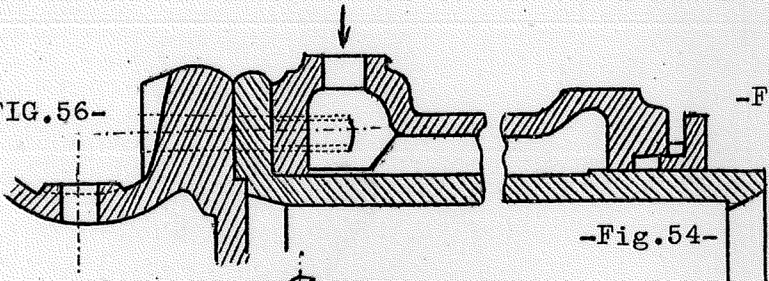
-Fig.64^b-



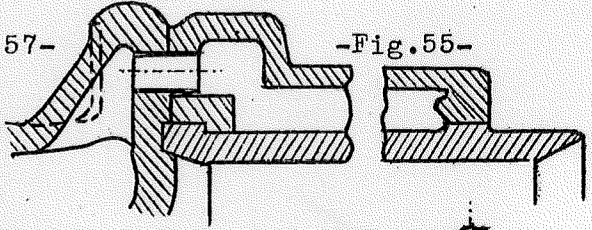
-Fig.67-



-FIG.56-

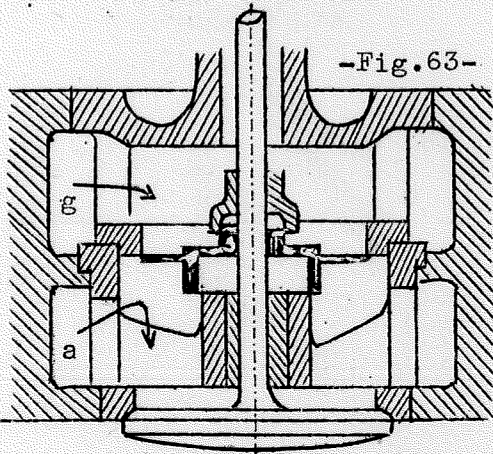


-FIG.57-

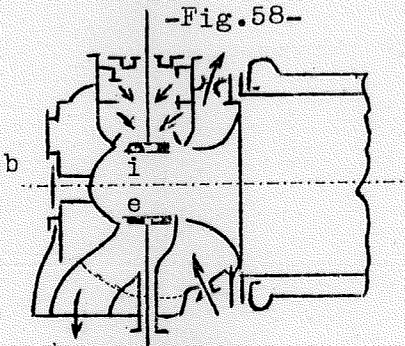


-Fig.55-

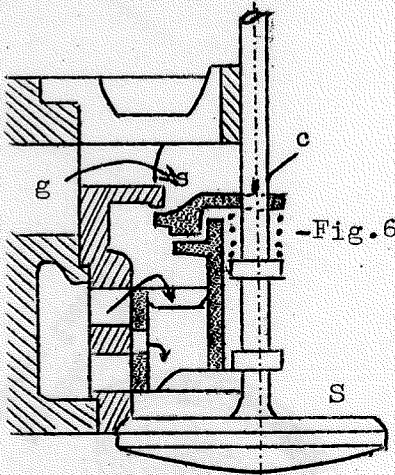
-Fig.54-



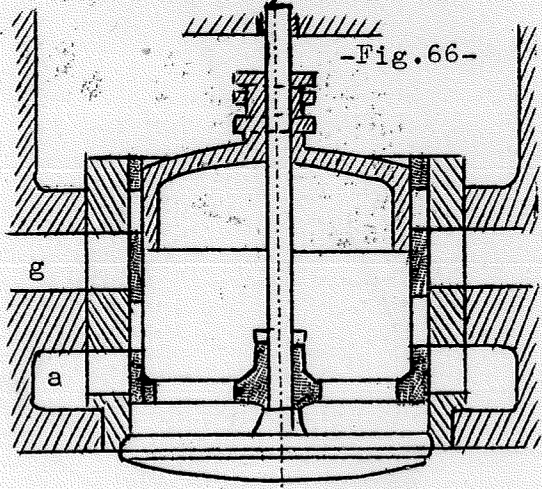
-Fig.63-



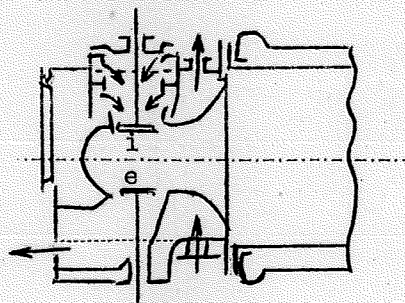
-Fig.58-



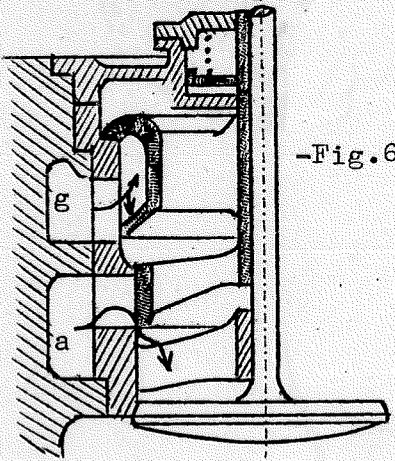
-Fig.61-



-Fig.66-



-Fig.58^b-



-Fig.65-