

TROISIEME PARTIE.

Le mécanisme.

Examen du mécanisme de la locomotive au point de vue pratique, ainsi que du *mode de construction* des principaux organes et leur groupement relatif.

Le mécanisme de la locomotive comprend les *cylindres*, les *pistons*, les *bielles* et les *manivelles*, les *tiroirs*, les *coulisses*, les *excentriques* et les appareils de changement de marche avec tous leurs accessoires. Il se compose en un mot de tous les organes qui utilisent la vapeur dans le but de produire le mouvement des roues de la locomotive.

La machine comporte deux, trois ou quatre cylindres, convenablement conjugués, dans lesquels la vapeur produit le mouvement rectiligne des pistons; les tiges de ces pistons déterminent, au moyen de manivelles et de bielles, le mouvement de rotation des roues motrices.

Les cylindres sont horizontaux ou légèrement obliques; ils sont groupés de manières différentes. Nous distinguerons :

1) Les locomotives à simple expansion à vapeur saturée et à vapeur surchauffée.

2) Les machines compound à vapeur saturée et à vapeur surchauffée.

Cylindres.

Les cylindres intérieurs entretoisent eux-mêmes les longerons, l'assemblage de l'avant de la locomotive est compact et robuste; les efforts exercés par la vapeur et par les masses en mouvement relatif sont à la distance minimum du plan médian longitudinal, ce qui atténue le *mouvement de lacet*.

Les cylindres intérieurs donnent lieu à une réduction sensible de l'usure des bandages et du châssis par rapport aux cylindres extérieurs. Par contre, les cylindres intérieurs doivent être incli-

nés pour permettre le passage des bielles motrices au-dessus de l'essieu d'avant chaque fois que celui-ci est de même diamètre et accouplé avec le train moteur; cette inclinaison donne lieu à des perturbations également nuisibles à la stabilité de la locomotive. Cette cause produit un mouvement de galop, quand l'inclinaison des cylindres est faible; cette action n'est pas trop sensible; avec les cylindres fort inclinés qu'on avait anciennement adoptés sur quelques locomotives, elle était intolérable. De plus, avec les cylindres intérieurs on doit employer des *essieux coudés* dont la fabrication est plus coûteuse que celle des essieux droits pour cylindres extérieurs. Les essieux coudés fournissent des parcours moins élevés que les essieux droits avec contre-manivelles. (Voir avaries aux roues, essieux, etc.)

La visite et les réparations se font avec moins de commodité que dans les cylindres extérieurs. En ce qui concerne les cylindres extérieurs lorsqu'ils sont situés à l'avant de la locomotive et en porte à faux, les perturbations qu'on ne peut totalement annihiler dans certains cas deviennent maxima et dans le cas de vitesse excessive ou d'une voie défectueuse elles risquent de produire des déplacements sensibles et dangereux de la voie. L'effet nuisible de ces perturbations est atténué et même presque entièrement supprimé avec un *grand empattement et l'emploi d'un bogie ou d'un essieu bissel à l'avant des cylindres*, dispositions générales dans les locomotives actuelles. Si les cylindres extérieurs sont placés peu en avant du milieu de la locomotive, le lacet est également très atténué. Cette disposition se rencontre dans la plupart des locomotives compound à quatre cylindres; les deux autres cylindres y étant intérieurs, on obtient ainsi une très bonne stabilité, malgré l'inclinaison des cylindres intérieurs; d'ailleurs, au point de vue stabilité, c'est l'empattement de la machine qui est l'élément prépondérant.

Dans les locomotives à quatre cylindres, deux cylindres à l'intérieur et deux à l'extérieur, on a un bon auto-équilibrage des masses en mouvement alternatif.

Les cylindres sont munis à leurs extrémités de robinets purgeurs (FIG. 178) qui servent à expulser l'eau de condensation qui s'y est formée ou celle qui a pu être entraînée de la chaudière avec la vapeur. Ce purgeur s'ouvre automatiquement au moyen d'un ressort quand il n'y a pas de pression dans le cylindre. En cours de route il est manœuvré par tringle. Dans les locomotives à tiroirs *cylindriques*, ceux-ci ne pouvant se soulever, les fonds de cylindres sont munis de soupapes de sûreté (FIG. 179) destinées à laisser évacuer l'eau de condensation, etc.

Les soupapes de sûreté au diamètre de 60 m/m dont étaient munis les fonds et les couvercles des cylindres de locomotives à tiroirs cylindriques ont été reconnues insuffisantes. Des coups d'eau au démarrage s'étant produits, leur diamètre a été porté à 100 m/m.

Depuis la mise en service de cette dernière soupape, la situation s'est améliorée quant aux avaries. Au démarrage, il y a de fortes condensations, les éléments surchauffeurs n'étant pas suffisamment échauffés. Les locomotives à surchauffe ne conviennent donc pas pour la remorque de trains à arrêts longs et fréquents. Concurrément avec les soupapes de sûreté, les locomotives à surchauffe reçoivent à chaque cylindre l'application d'un conduit d'équilibre avec robinet interrupteur (by pass) (FIG. 180).

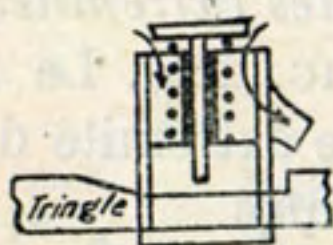


Fig 178.

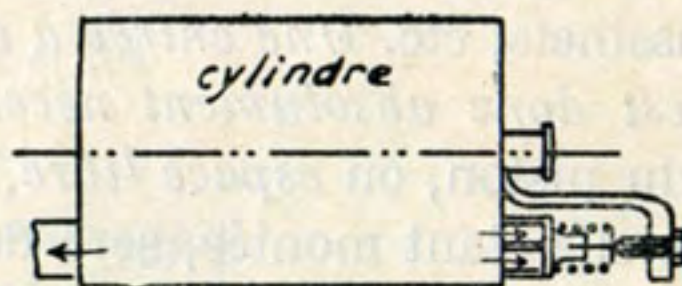


Fig. 179.

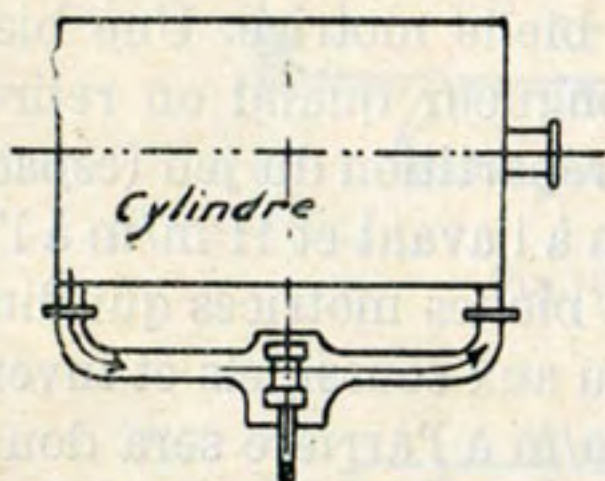


Fig. 180.

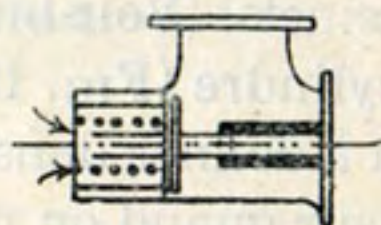


Fig. 181.

principe
manœuvré par le mécanicien, établissant la communication entre les deux faces du piston de manière à rendre aisée la marche de la machine, à modérateur fermé. On évite ainsi l'aspiration des gaz de la boîte à fumée, les compressions excessives et les chocs dans le mécanisme. Les conduits d'admission (tuyaux de livraison) sont aussi munis de reniflards (FIG. 181) pour éviter l'aspiration des gaz de la boîte à fumée dans les cylindres et permettent ainsi à l'air extérieur de pénétrer dans les dits cylindres, lors de la marche à modérateur fermé.

Les cylindres constituant une des parties essentielles de la locomotive, pour éviter la *fatigue et le cisaillement des boulons d'assemblage des cylindres aux longerons*, il est d'usage d'encastrier une partie en saillie bien dressée, venue de fonte avec la patte d'attache du cylindre et, qui s'ajuste exactement à l'intérieur

d'une ouverture de même forme pratiquée dans le longeron. Des fissures aux longerons ont été constatées en *a*, *b*, *c*, et *d* (FIG. 182). Pour les éviter, ces parties du cylindre seront arrondies et le longeron laissera un jeu de 1 m/m dans les congés en question.

L'assemblage des cylindres aux longerons au moyen de *boulons à tête noyée* est défectueux. On constate que les trous de boulons dans les cylindres et dans les longerons sont fortement ovales; le remplacement de ces boulons est très onéreux. Au contraire, les boulons à tête plate se comportent très bien en service.

L'usure des cylindres (FIG. 183) présente deux inconvénients sérieux :

1° Difficulté de retirer le piston du cylindre;

2° Le piston heurte les parties saillantes des fonds de course quand la longueur de la bielle est modifiée par la reprise du jeu aux coussinets, etc. *Une entrée à chacune des extrémités du cylindre est donc absolument nécessaire* (FIG. 184). Le fond de course du piston, ou *espace libre*, à chaque extrémité du cylindre, la bielle étant montée, sera de 9 à 11 m/m.

L'espace libre ne pourra être inférieur à 9 m/m. De plus, cet espace libre de 9 m/m ne pourra être diminué lorsqu'on reprendra le jeu aux coussinets d'une bielle motrice. Une bielle motrice augmente ou diminue de longueur quand on retire le jeu aux coussinets. (Voir bielles). La répartition du jeu (espace libre) dans le cylindre (FIG. 184), 9 m/m à l'avant et 11 m/m à l'arrière, est le jeu à donner dans le cas de bielles motrices qui diminuent de longueur quand on retire le jeu aux coussinets et inversement un jeu de 11 m/m à l'avant et 9 m/m à l'arrière sera donné dans le cas de bielles motrices qui augmentent de longueur par la reprise du jeu aux coussinets.

Les épaisseurs suivantes peuvent être considérées comme limites d'usure :

1. Des cylindres de locomotives :

8 m/m pour les locomotives timbrées à 8 kg. et 9 kg.;

9 m/m pour les locomotives timbrées à 10 kg. et 11 kg.;

10 m/m pour les locomotives timbrées à 12 kg. et 13 kg.;

10.5 m/m pour les locomotives timbrées à 14 kg. et 16 kg.

2. Des couvercles de cylindres (réduits par suite de retouches faites en vue de donner de l'espace libre).

8 m/m pour les couvercles munis de quatre nervures de renfort.

14 m/m pour les couvercles ordinaires sans nervures.

Les épaisseurs normales sont de 19 à 20 m/m.

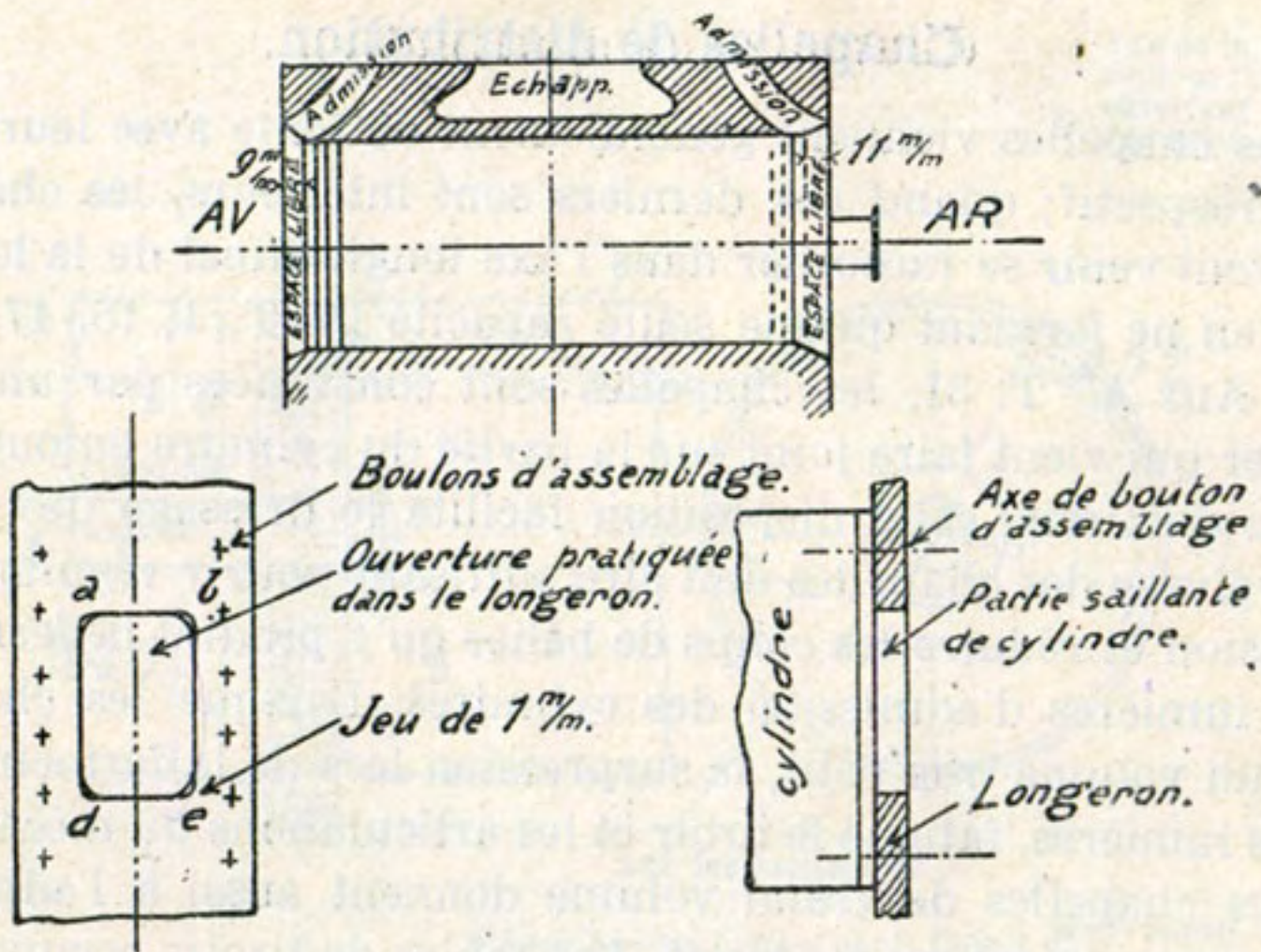


Fig. 182 et 184.

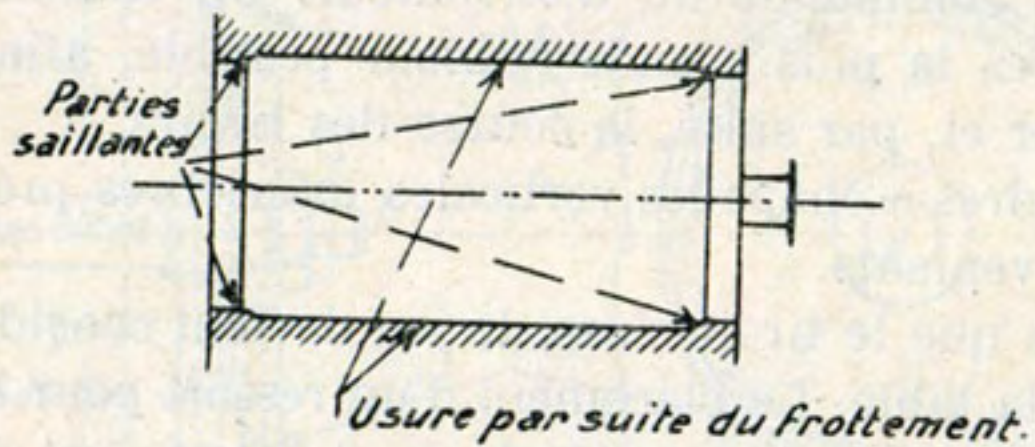


Fig. 183.

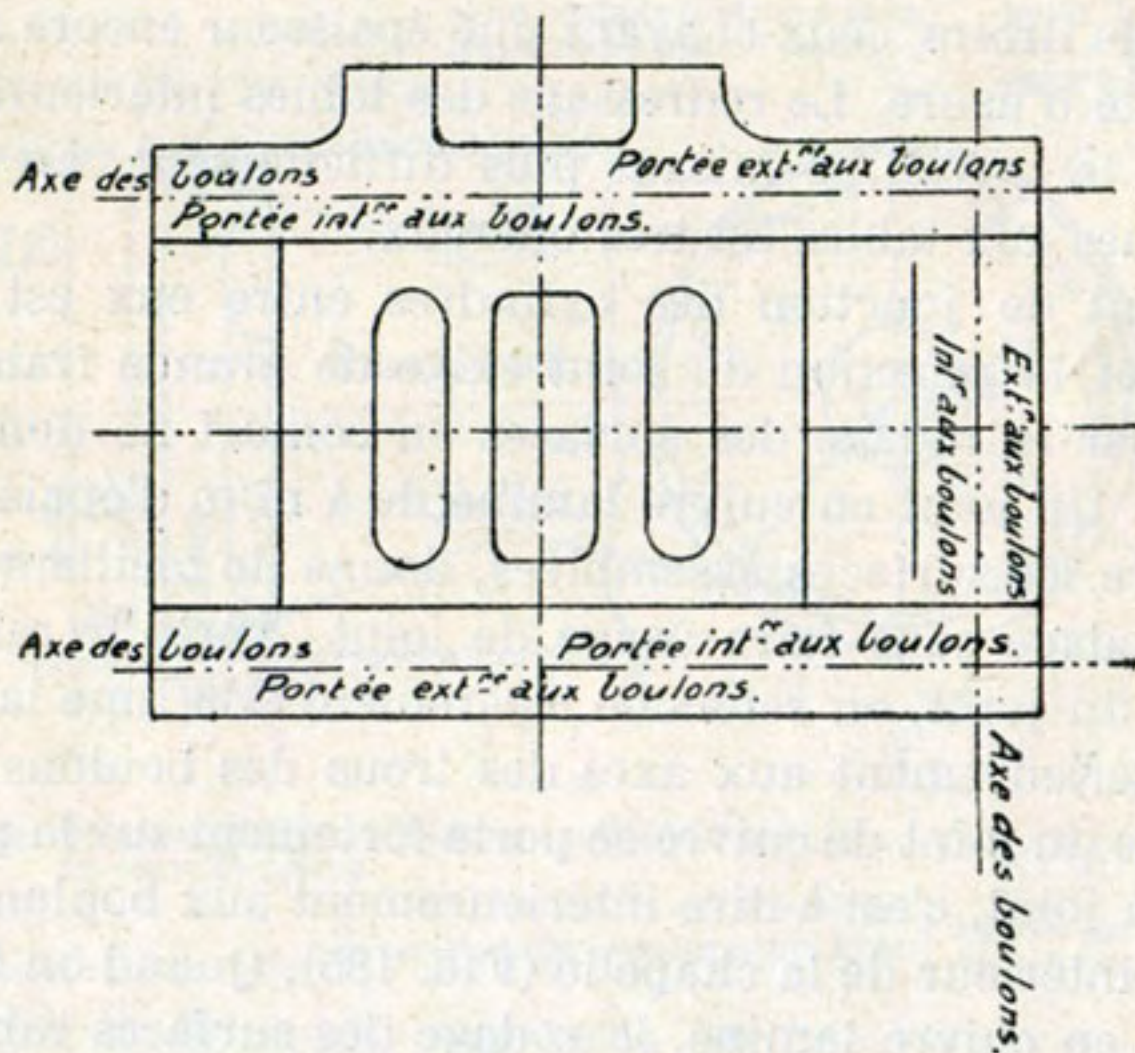


Fig. 185.

Chapelles de distribution.

Les chapelles viennent généralement de fonte avec leur cylindre respectif; quand ces derniers sont intérieurs, les chapelles peuvent venir se raccorder dans l'axe longitudinal de la locomotive en ne formant qu'une seule capacité (*hl* T. 1, 15, 17, 18 et 32). Aux *hl* T. 31, les chapelles sont constituées par un cadre en fer qui vient faire joint sur la partie du cylindre entourant la table du tiroir; cette disposition facilite le dressage des tables. Le volume des chapelles doit être suffisant pour y régulariser la pression et réduire les coups de bélier qu'y produit la fermeture des lumières d'admission des cylindres. Lorsque les chapelles ont un volume trop petit, la surpression lors de la fermeture des dites lumières, fatigue le tiroir et les articulations du mécanisme.

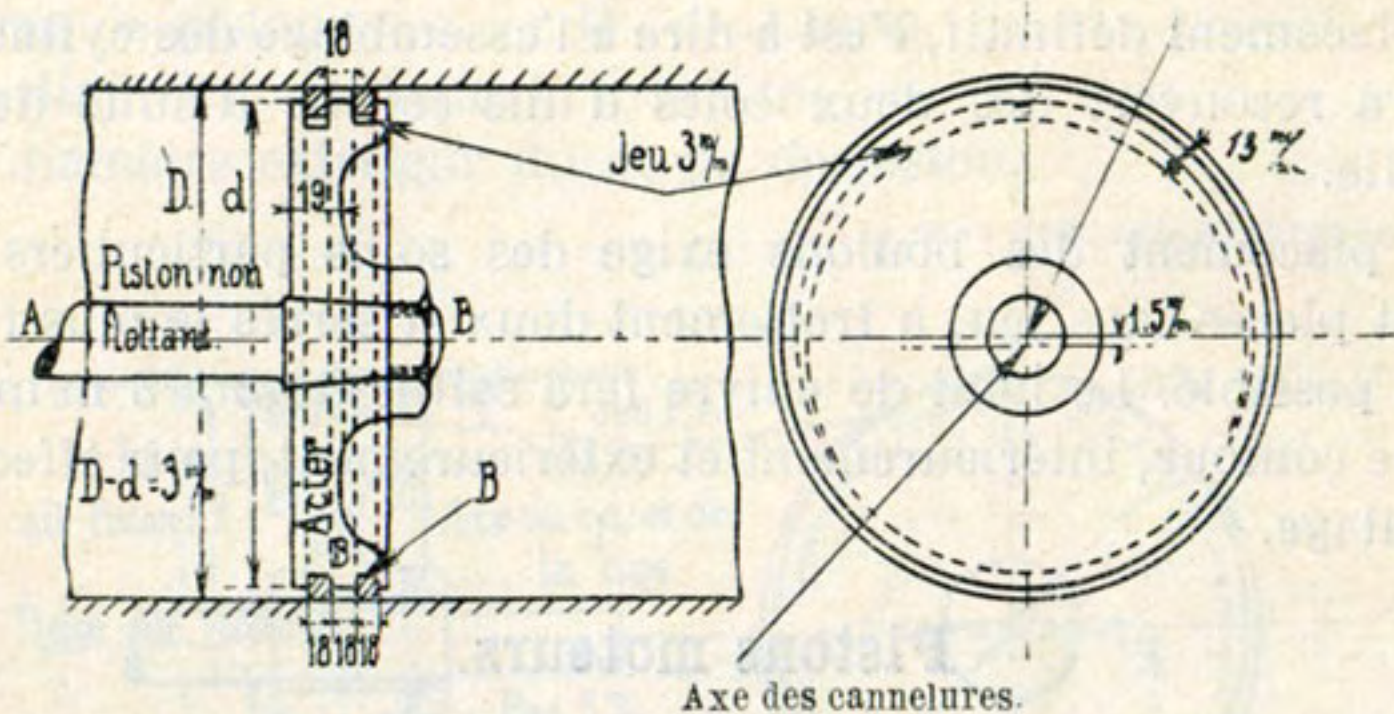
Les chapelles de grand volume donnent aussi à l'admission une pression mieux soutenue. Les tables de tiroirs occupent des positions très diverses suivant l'emplacement disponible et le système de commande du distributeur. On cherche à donner aux lumières la plus grande hauteur possible, afin de réduire leur largeur et, par suite, la course des tiroirs.

Les cylindres à chapelles verticales intérieures présentent certains inconvénients.

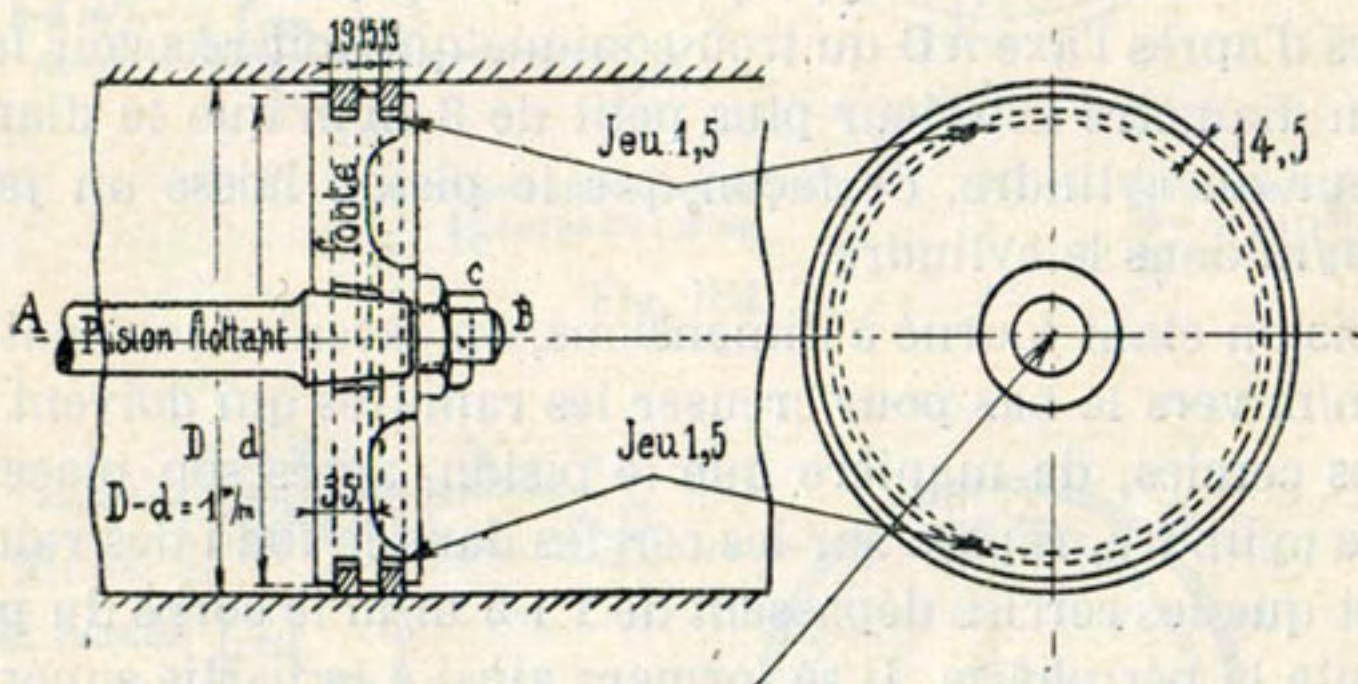
A mesure que le tiroir s'use, le jeu devient considérable entre le tiroir et la table. Le placement d'un ressort pour le maintenir contre la table quand le modérateur est fermé n'est pas pratique. Quand on ouvre le modérateur, le tiroir est fortement appliqué contre la table. Les chocs deviennent importants et provoquent des bris de tiroirs, ceux-ci ayant une épaisseur encore supérieure à la limite d'usure. Le redressage des tables intérieures est plus coûteux, le travail se faisant plus difficilement. Le placement d'appliques aux tables est très onéreux.

Le joint de jonction des cylindres entre eux est rarement étanche et la réfection du joint exige de grands frais. Le joint obtenu par le rodage des surfaces en contact ne donne pas de résultats. Un joint en cuivre laminé de 4 m/m d'épaisseur interposé entre les surfaces assemblées, donne de meilleurs résultats que le rodage sans faire usage de joint. Après le rabotage des surfaces du joint, on retouche légèrement à la lime la portée du joint extérieurement aux axes des trous des boulons, pour que le serrage du joint de cuivre se porte fortement sur la partie intérieure du joint, c'est-à-dire intérieurement aux boulons, donc du côté de l'intérieur de la chapelle (Fig. 185). Quand on fait emploi du joint en cuivre laminé, le rodage des surfaces rabotées n'est pas nécessaire; il y a donc une grande économie de main-

Axe de la tige et du contour intérieur et extérieur du corps de piston.

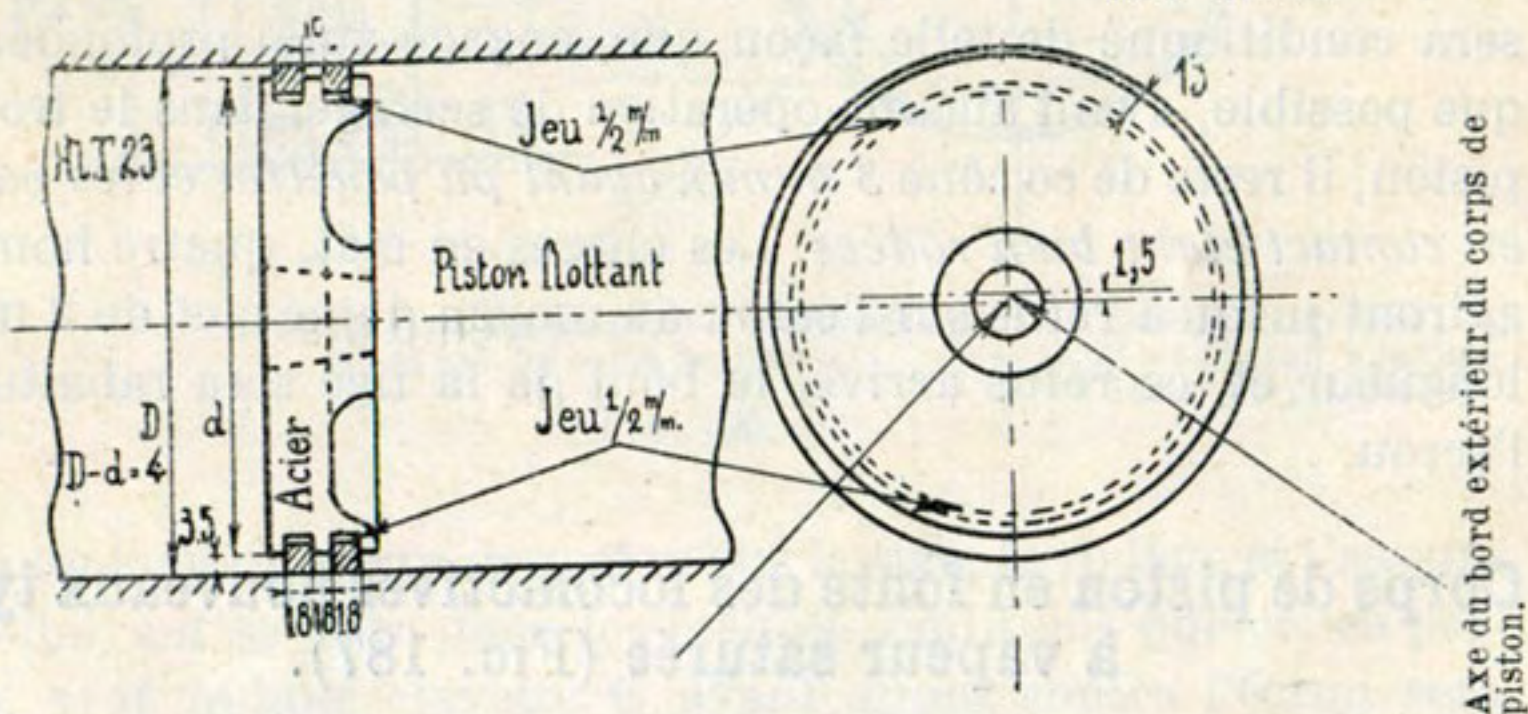


Dimensions des cercles neufs finis } 28 m/m parall. à la tige.
 } 13 m/m perp. à la tige.



Axe de la tige, des cannelures et du contour intérieur et extérieur du corps de piston.

Dimensions des cercles neufs finis : 19 m/m parall. à la tige ; 14,6 m/m perp. à la tige.



Axe de la tige, des cannelures et du contour intérieur du corps de piston.

Dimensions des cercles neufs finis } 18 m/m parall. à la tige.
 } 13 m/m perp. à la tige.

Fig. 186 à 188.

d'œuvre. De plus, on évite les grands frais de réfection du joint, réfection fréquente quand il n'y a pas de joint de cuivre laminé.

Ce dernier, après parachèvement, sera recuit; préalablement à son placement définitif, c'est-à-dire à l'assemblage des cylindres, il sera recouvert des deux côtés d'une couche d'huile de lin bouillie.

Le placement des boulons exige des soins particuliers. Ils seront placés sans jeu, à frottement doux et serrés le plus fortement possible. Le joint de cuivre fera saillie de 2 à 3 m/m sur tout le contour, intérieurement et extérieurement, pour effectuer le matage.

Pistons moteurs.

Les corps de piston en *acier forgé* ou en *acier coulé* (FIG. 186) *des locomotives anciens types*, sont tournés parfaitement cylindriques d'après l'axe AB du trou conique qui doit recevoir la tige et à un diamètre extérieur plus petit de 3 m/m que le diamètre intérieur du cylindre, de façon que le piston laisse un jeu de 1 1/2 m/m dans le cylindre.

Le piston étant tourné à dimensions, on excentre son centre de 1 1/2 m/m vers le bas pour creuser les rainures qui doivent recevoir les cercles, de manière que le piston, après son placement dans le cylindre, repose sur les cercles dans le fond des rainures en B et que les cercles dépassent de 1 1/2 m/m le corps du piston sur toute la périphérie. Il se formera ainsi à la partie supérieure du piston un jeu de 3 m/m entre le fond de la rainure et le cercle. Le piston sera placé à froid sur la tige. Le cône de cette tige sera conditionné de telle façon que, engagé aussi profondément que possible, avant aucune opération de serrage, dans le trou du piston, il reste de ce cône 3 m/m *n'ayant pu pénétrer et les parties en contact étant bien rôdées*. Les choses en état, quatre hommes agiront jusqu'à refus sur l'écrou au moyen d'une clef de 2 m. de longueur et, ce refus arrivé, le bout de la tige sera rabattu sur l'écrou.

Corps de piston en fonte des locomotives nouveaux types à vapeur saturée (FIG. 187).

Ce corps de piston et les rainures destinées à recevoir les cercles de piston sont tournés concentriquement par rapport à l'axe AB de la tige. Le piston monté dans le cylindre laisse un jeu de 1 1/2 m/m entre le cercle et le fond de la cannelure sur tout le pourtour du corps de piston. *C'est un piston flottant.*

Diamètre des pistons, locomotives à vapeur saturée:

Corps de piston en fonte $D-d=1$ m/m.

Corps de piston en acier $D-d=3$ m/m.

D =diamètre intérieur du cylindre.

d =diamètre extérieur du corps de piston.

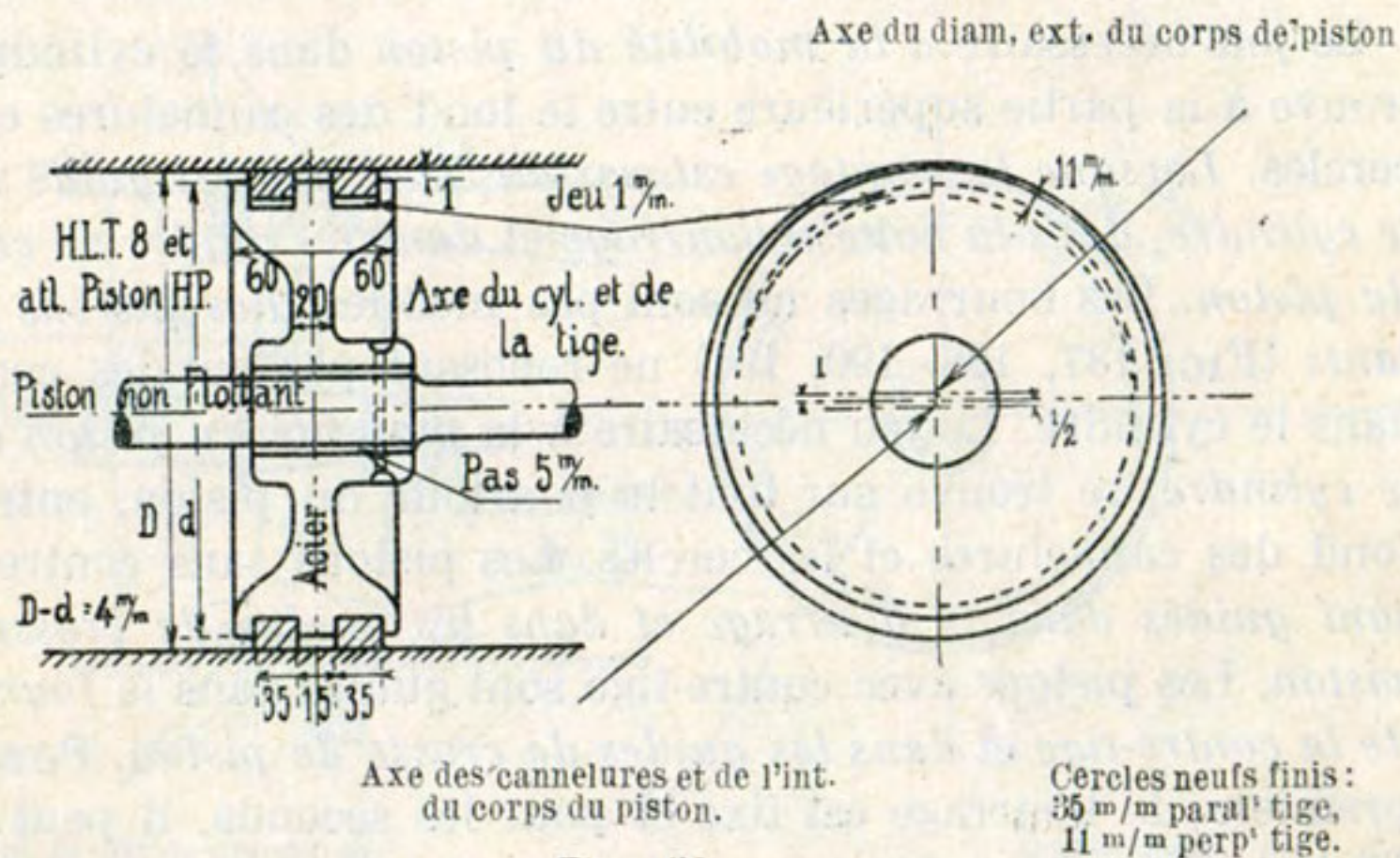


Fig. 189.

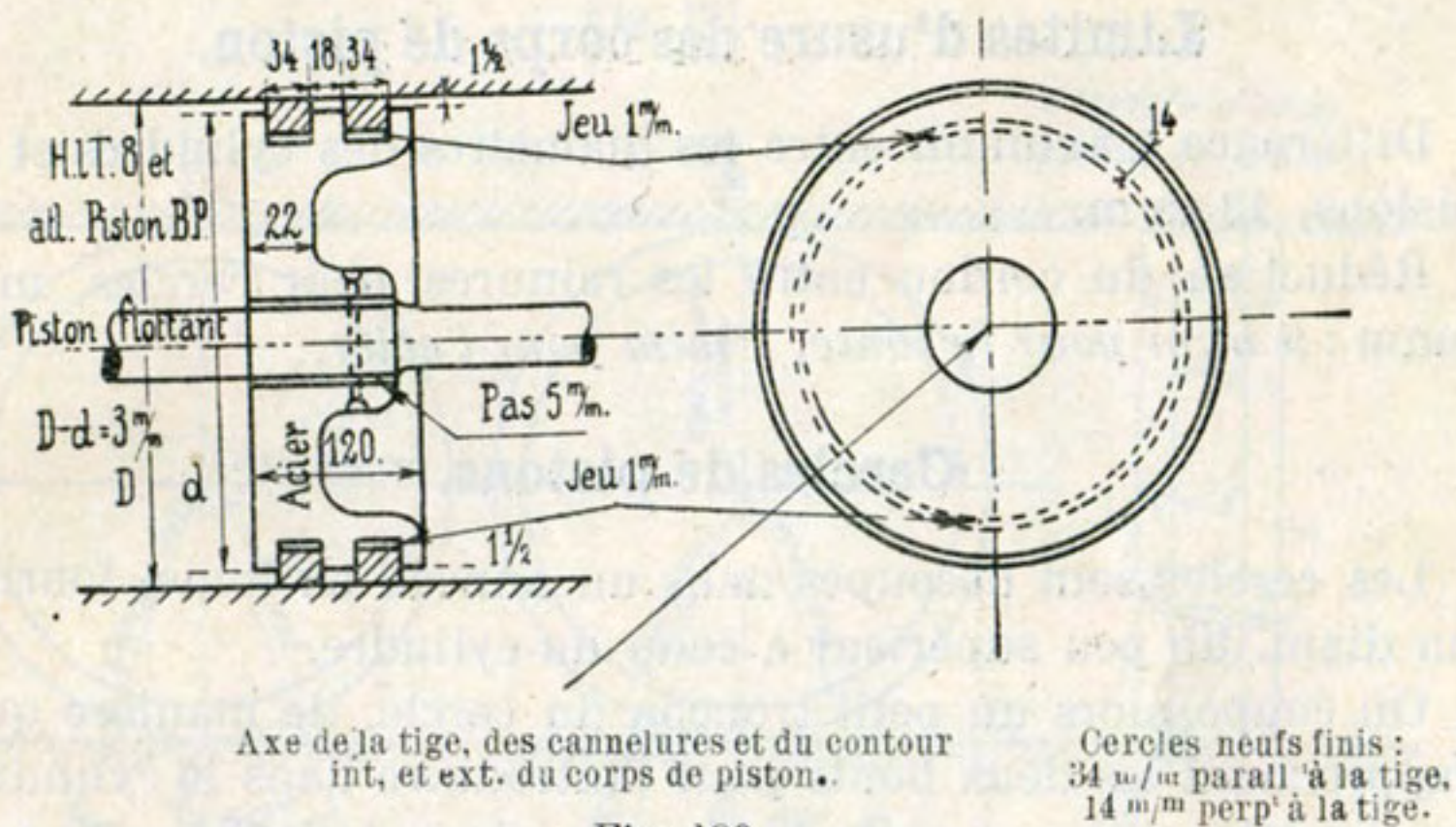


Fig. 190.

Le montage du corps de piston sur la tige, le rodage et l'assemblage doivent se faire dans les mêmes conditions que celles précitées, sauf qu'une clavette C ayant appui contre l'écrou sera chassée d'ur.

Le bout de la tige ne sera donc pas rabattu sur l'écrou. Les figures 186, 187, 188, 189, 190 et 191 donnent les indications essentielles pour la confection des corps de pistons *non flottants* et *flottants* des locomotives de l'Etat belge. La figure 191, piston de locomotive à surchauffe, donne la disposition de la clavette

d'arrêt des cercles, la position et la forme des joints des cercles, l'endroit des trous de 3 m/m dans la rainure des cercles extérieurs et l'arrondi des cercles à l'extérieur. Les pistons *non flottants* (FIG. 186 et 189) reposent sur les cercles dans le bas du cylindre.

Le jeu nécessaire à *la mobilité du piston* dans le cylindre se trouve à la partie supérieure entre le fond des cannelures et les cercles. *Lorsque le montage est parfait, le piston est guidé dans le cylindre, dans la boîte à bourrage et dans les guides de crosse de piston.* Les bourrages ne sont pas mobiles. Les pistons flottants (FIG. 187, 188, 190, 191) ne reposent pas sur les cercles dans le cylindre. Le jeu nécessaire à *la mobilité du piston dans le cylindre*, se trouve sur tout le pourtour du piston, entre le fond des cannelures et les cercles. Les pistons sans contre-tige sont guidés dans le bourrage et dans les guides de crosse du piston. Les pistons avec contre-tige sont guidés dans le fourreau de la contre-tige et dans les guides de crosse de piston. Pour les premiers, le bourrage est fixe et pour les seconds, il peut s'infléchir. (Voir bourrage).

Limites d'usure des corps de piston.

Différence maximum entre les diamètres des cylindres et des pistons, 12 m/m.

Réduction du cordon entre les rainures pour cercles, minimum : 9 m/m pour la fonte, 7 m/m pour l'acier.

Cercles de pistons.

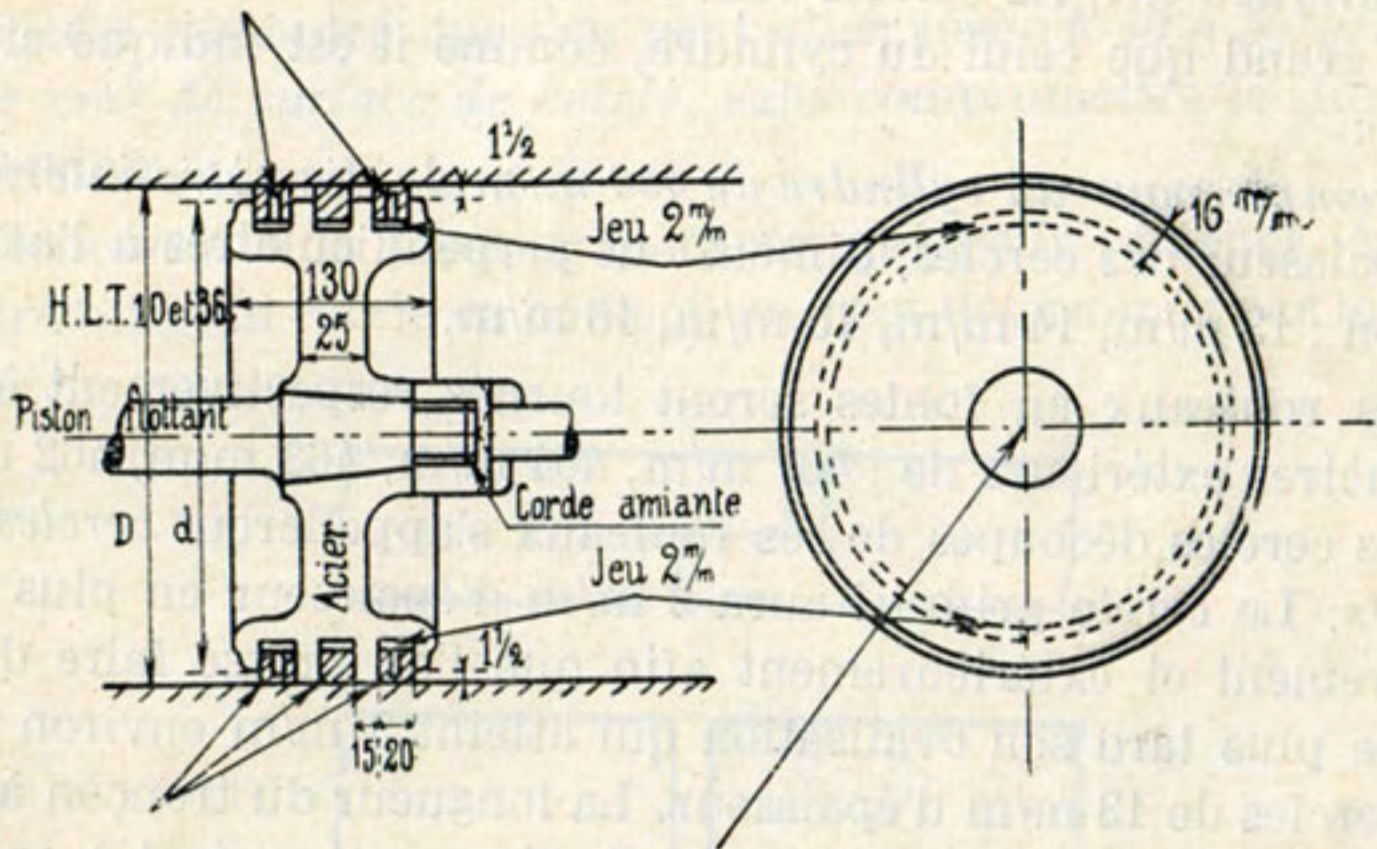
Les cercles sont découpés dans un anneau en fonte, tourné à un diam. un peu supérieur à celui du cylindre.

On coupe alors un petit tronçon du cercle, de manière qu'en rapprochant les deux bouts pour l'introduire dans le cylindre il forme naturellement ressort. Mais en plaçant ainsi les 2 parties coupées, jusqu'au contact, le cercle prend une forme elliptique qui ne s'appliquerait pas convenablement contre les parois du cylindre. On doit ramener le cercle à la forme circulaire en le retournant intérieurement et extérieurement après avoir au préalable soudé à l'étain les 2 extrémités. On obtient ainsi un cercle parfaitement cylindrique et d'une élasticité régulière.

Il faut avoir soin de laisser un jeu de 1 m/m par 250 m/m de diamètre du cylindre, entre les 2 extrémités du cercle, lorsque celui-ci est définitivement placé dans le cylindre, afin de lui permettre de se dilater lorsqu'il s'échauffe.

EXEMPLE : Pour un cylindre de 500 m/m de diamètre, il faut 2 m/m de jeu. Le cercle est généralement coupé suivant une section transversale (FIG. 192). Il est préférable de couper le

6 trous de 3 m/m de diam. situés à égale distance sur la circonférence. Ces trous permettent à la vapeur d'exercer sa press. sous le cercle, ce dernier est soumis à des pressions sensiblement égales.



Les cercles auront un arrondi de 2 m/m à l'extérieur.

Axe de la tige, des cannelures et du contour int et ext. du piston.

Cercles neufs finis :
20 m/m parall' à la tige,
16 m/m perp' à la tige.

Fig. 191.

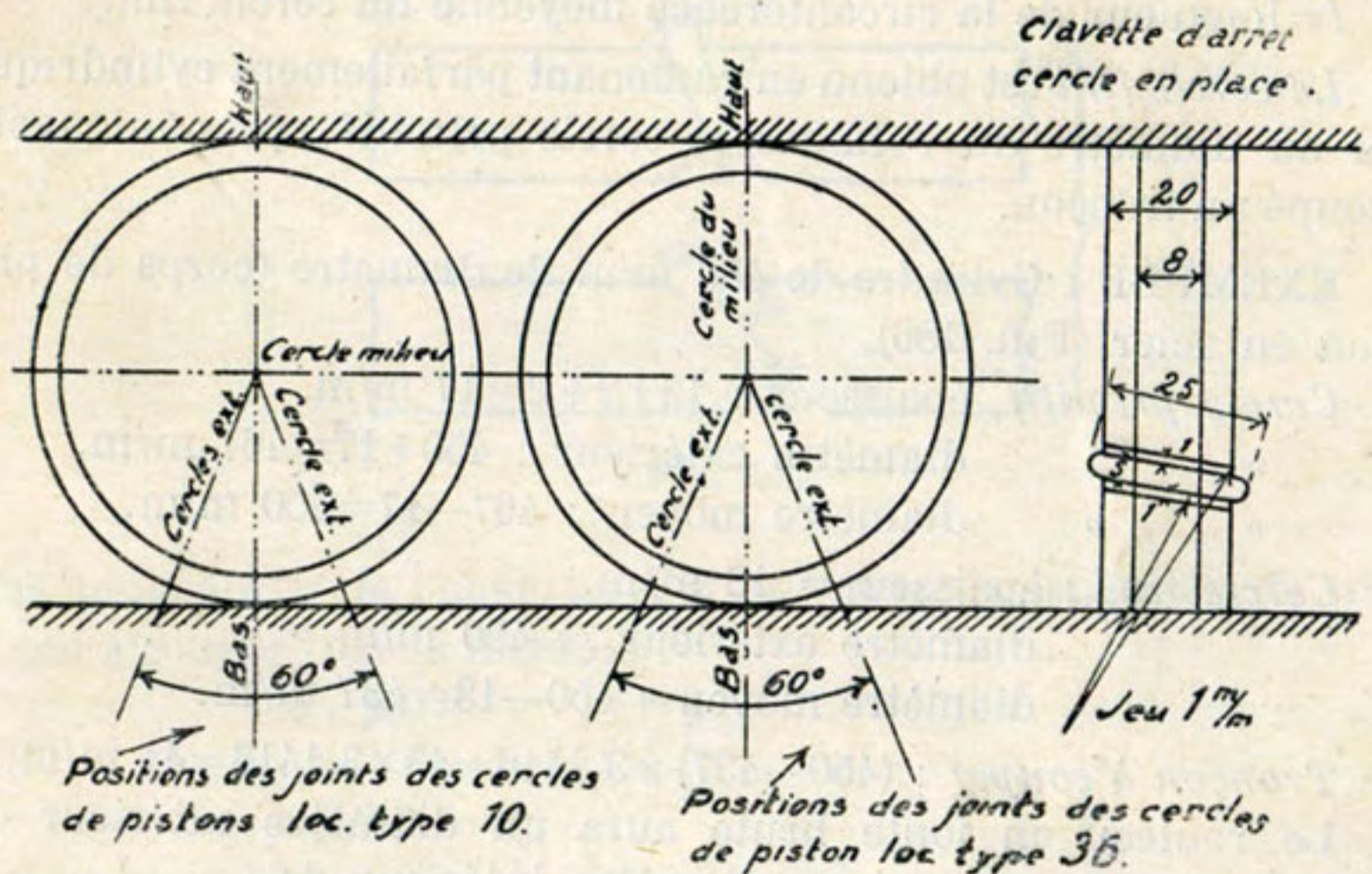


Fig. 1911.

cercle en biseau (FIG. 193); cette forme est plus favorable que la précédente, à l'étanchéité.

L'étanchéité obtenue avec un cercle coupé suivant une section brisée (à recouvrements FIG. 194) est également supérieure.

Le cercle à recouvrements en usage dans les machines fixes

est peu utilisé dans les locomotives. Pour éviter les pertes de vapeur, les cercles seront ajustés, dans les cannelures, sans jeu et à frottement doux suivant la direction parallèle à l'axe de la tige.

Pratiquement, les cercles sont tournés à un diamètre extérieur plus grand que celui du cylindre, comme il est indiqué ci-dessous :

Exemple pour un cylindre de 450 m/m de diamètre intérieur :

Épaisseur des cercles, dimensions perpendiculaires à l'axe du piston : 13 m/m, 14 m/m, 15 m/m, 16 m/m.

Les rouleaux en fontes seront tournés respectivement à des diamètres extérieurs de : 467 m/m, 464 m/m, 463 m/m, 462 m/m.

Les cercles découpés de ces rouleaux s'appelleront *cercles primitifs*. Le cercle primitif aura 2 m/m d'épaisseur en plus intérieurement et extérieurement afin que l'on puisse faire disparaître plus tard son ovalisation qui atteint 3 m/m environ pour les cercles de 13 m/m d'épaisseur. La longueur du tronçon à couper du *cercle primitif* est égale à $L-l$, ce qui revient à enlever la différence des 2 circonférences moyennes.

L = longueur de la circonférence moyenne du cercle primitif.

l = longueur de la circonférence moyenne du cercle fini.

Le *cercle fini* est obtenu en ramenant parfaitement cylindrique et au diamètre du cylindre le cercle primitif après lui avoir coupé un tronçon.

EXEMPLE : Cylindre de 450 m/m de diamètre (corps de piston en acier (FIG. 186).

Cercle primitif, épaisseur : $13+2+2=17$ m/m.

» » diamètre extérieur : $450+17=467$ m/m.

» » diamètre moyen : $467-17=450$ m/m.

Cercle fini : épaisseur = 13 m/m.

diamètre extérieur = 450 m/m.

diamètre moyen = $450-13=437$ m/m.

Tronçon à couper : $(450-437) \times 3,1416 = 13 \times 3,1416 = 41$ m/m.

Le rouleau en fonte brute aura un diamètre extérieur de $467+5+5=477$ m/m et un diamètre intérieur de

$467-(2 \times (17+5+5)) = 467-54 = 423$.

L'espace b livrant passage à la vapeur est plus petit que la distance a entre les deux extrémités du cercle.

Il faut cependant éviter des angles trop aigus en o et o' .

La fonte des cercles doit être d'une dureté moindre que celle des cylindres, afin que l'usure se produise aux cercles, qui se remplacent facilement et à peu de frais et non aux cylindres.

Les cercles doivent presser suffisamment contre les parois du cylindre pour empêcher les fuites de vapeur entre les deux surfaces en contact, mais il faut se garder de leur donner une tension trop considérable qui aurait pour effet d'entraver la marche de la machine ou tout au moins de rayer les cylindres. L'expérience a démontré que l'on peut aller jusqu'à 40 à 50 grammes par cm^2 de surface de cercle, sans compromettre la durée des cylindres.

Connaissant la pression p nécessaire pour ramener les deux extrémités du cercle en contact, on peut déterminer par le calcul

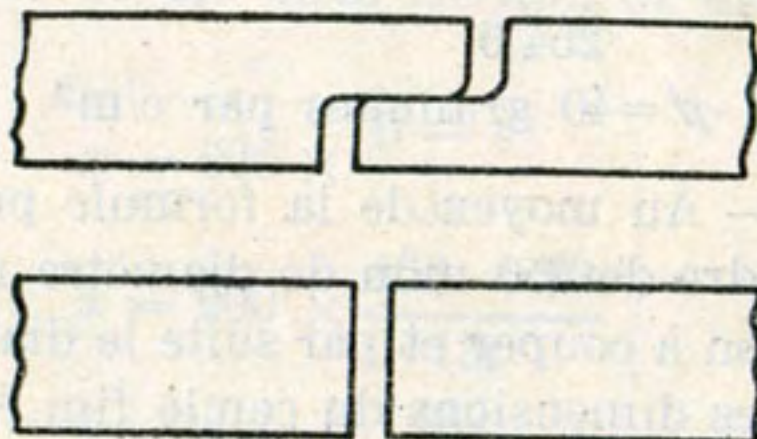


Fig. 192 et 194.

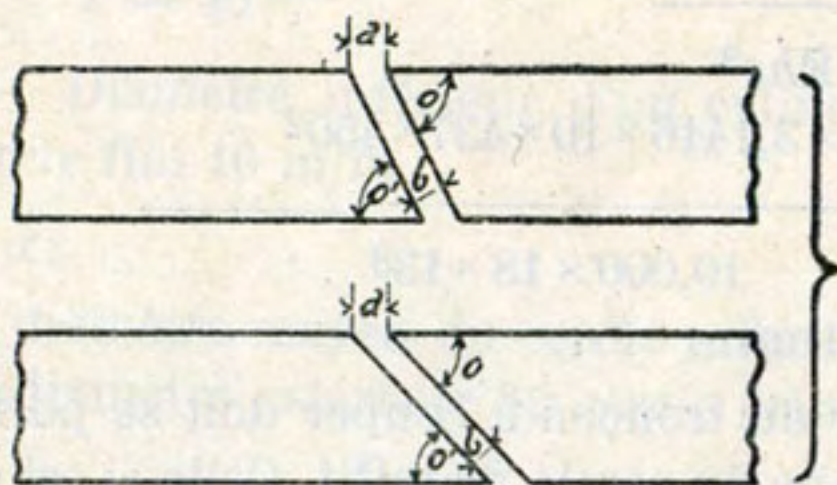


Fig. 193.

la longueur x de l'ouverture, c'est-à-dire, la longueur du tronçon à couper, par la formule :

$$x = \frac{6 \pi p d D^2}{E h c^3}$$

dans laquelle :

D , diamètre du cylindre ;

d , diamètre moyen du cercle placé dans le cylindre ;

E , module d'élasticité : 10,000 pour la fonte ;

h , hauteur du cercle ;

e , épaisseur du cercle ;

p , effort nécessaire pour ramener les deux extrémités du cercle en contact.

L'effort p est difficilement appréciable puisqu'il dépend de la dureté de la fonte.

Pour un cercle fini de $450 \times 18 \times 13$ (diamètre moyen du cercle primitif 450 m/m) l'effort p est de 10 kg. environ. La pression p' du cercle par c/m^2 de surface contre les parois du cylindre, se déterminera alors aisément.

EXEMPLE : Surface de frottement du cercle en c/m^2 :

$$3,1416 \times 45 \times 1,8 = 254,5 \text{ cm}^2 : \text{ de frottement}$$

$$254,5 \times p' = 10 \text{ kg.}$$

$$10$$

$$p' = \frac{10}{254,5}$$

$$254,5$$

$$p' = 40 \text{ grammes par } c/m^2.$$

Application. — Au moyen de la formule précédente, calculez pour un cylindre de 450 m/m de diamètre intérieur, la longueur x du tronçon à couper et par suite le diamètre moyen du cercle primitif. Les dimensions du cercle fini étant de $450 \times 18 \times 13$, p ayant une valeur de 10 kg.

$$x = \frac{6 \pi p d D^2}{E h c^3}$$

$$x = \frac{6 \times 3,1416 \times 10 \times 437 \times 450^2}{10,000 \times 18 \times 13^3}$$

$$x = 41 \text{ m/m.}$$

La longueur du tronçon à couper doit se porter sur la circonférence moyenne du cercle primitif. Celle-ci est égale à la circonférence moyenne du cercle fini augmentée de la longueur du tronçon à couper. La longueur de la circonférence moyenne du cercle fini est égale à $3,1416 \times 437 = 1373$ m/m ; cette dernière augmentée de la longueur du tronçon à couper (41 m/m) donnera la longueur de la circonférence moyenne du cercle primitif qui sera égale à $1373 + 41 = 1414$ m/m, et le diamètre moyen sera :

$$\frac{1414}{3,1416} = 450,3 \text{ m/m.}$$

$$3,1416$$

L'épaisseur du cercle primitif sera de $13 + 2 + 2 = 17$ m/m (2 m/m en plus intérieurement et extérieurement pour faire disparaître plus tard l'ovalisation) et son diamètre extérieur de $450 + 17 = 467$ m/m.

Pour un même type de locomotive, il n'y a de variable d'une

façon sensible que e , l'épaisseur du cercle. La formule peut donc se mettre sous la forme :

$$x = \left(\frac{6 \pi p D^2}{E h} \right) \frac{d}{e^3}$$

$$x = A \frac{d}{e^3}$$

$$x = A \left(\frac{D - e}{e^3} \right)$$

En donnant au coefficient A une valeur moyenne égale à 200, pour des cylindres de 450 m/m environ de diamètre intérieur, on aura :

$$x = 200 \times \frac{D - e}{e^3}$$

$$x = 200 \times \frac{450 - 13}{13^3}$$

$$x = 200 \times \frac{437}{2197}$$

$$x = 200 \times 0,2$$

$$x = 40 \text{ m/m}$$

Problème. **Application.** — Diamètre intérieur d'un cylindre 450 m/m, épaisseur e du cercle fini 16 m/m.

Recherchez : 1° x ;

2° diamètre moyen du cercle primitif;

3° diamètre extérieur du cercle primitif.

$$x = 200 \times \frac{D - e}{e^3}$$

$$x = 200 \times \frac{450 - 16}{16^3}$$

$$x = 200 \times \frac{434}{4096}$$

$$x = 200 \times 0,106 = 22 \text{ m/m}$$

Circonférence moyenne du cercle fini = $(450 - 16) \times 3,14 = 1363 \text{ m/m}$.

Circonférence moyenne du cercle primitif = $1363 + 22 = 1385 \text{ m/m}$.

Diamètre moyen du cercle primitif = $1385 : 3,14 = 441 \text{ m/m}$.

Diamètre extérieur du cercle primitif = $441 + 16 + 2 + 2 = 461$.

Pour les cylindres de 430 m/m environ de diamètre intérieur on donnera au coefficient A une valeur moyenne égale à 180.

La formule pourra se mettre sous la forme :

$$x = 180 \times \frac{D - e}{e^3}$$

Application : Diamètre intérieur d'un cylindre 430 m/m, épaisseur e du cercle fini 12 m/m.

Cherchez : 1° x .

2° diamètre moyen du cercle primitif.

3° diamètre extérieur du cercle primitif.

$$x = 180 \times \frac{D - e}{e^3}$$

$$x = 180 \times \frac{430 - 12}{12^3}$$

$$x = 180 \times \frac{418}{1728}$$

$$x = 180 \times 0,2419$$

$$x = 43 \text{ m/m}$$

Circonférence moyenne du cercle fini = $(430 - 12) \times 3.14 = 1313 \text{ m/m}$.

Circonférence moyenne du cercle primitif = $1313 + 43 = 1356 \text{ m/m}$.

Diamètre moyen du cercle primitif = $1356 : 3.14 = 432 \text{ m/m}$.

Diamètre extérieur du cercle primitif = $432 + 12 + 2 \times 12 = 448 \text{ m/m}$.

Pour des cylindres de 380 m/m environ de diamètre intérieur, on donnera au coefficient A une valeur moyenne égale à 120.

La formule pourra se mettre sous la forme :

$$x = 120 \times \frac{D - e}{e^3}$$

Application. — Diamètre intérieur d'un cylindre 380 m/m, épaisseur e du cercle fini 11 m/m.

Cherchez : 1° x .

2° diamètre moyen du cercle primitif.

3° diamètre extérieur.

$$x = 120 \times \frac{D - e}{e^3}$$

$$x = 120 \times \frac{380 - 11}{11^3}$$

$$x = 120 \times \frac{369}{1331}$$

$$x = 120 \times 0,277$$

$$x = 33 \text{ m/m}$$

Circonférence moyenne du cercle fini = $(380 - 11) \times 3.14 = 1159$ m/m.

Circonférence moyenne du cercle primitif = $1159 + 33 = 1192$ m/m.

Diamètre moyen du cercle primitif = $1192 : 3.14 = 380$ m/m.

Diamètre extérieur du cercle primitif = $380 + 11 + 2 + 2 = 395$ m/m.

Valeur de A, pour *hl* à vapeur saturée, cylindre de :

380 m/m = 120.

390 m/m = 132.

400 m/m = 144.

410 m/m = 156.

420 m/m = 168.

430 m/m = 180.

440 m/m = 190.

450 m/m = 200.

Pour la vapeur surchauffée la valeur de A (vapeur saturée) sera multipliée par 1.6.

Dimensions maxima des cercles de piston en service (neufs $450 \times 18 \times 13$).

Épaisseur des cercles : dimensions perpendiculaires à l'axe de la tige du piston; *maximum* 16.5 m/m.

Hauteur des cercles : Dimensions parallèles à l'axe de la tige du piston, *maximum* 25 m/m.

Il est bien entendu que l'épaisseur du cordon entre les cercles ne pourra être inférieure à celle donnée pour les corps de pistons : 9 m/m pour la fonte et 7 m/m pour l'acier.

Instructions concernant le fonctionnement et l'entretien des pistons des *hl* à surchauffe.

Avec la vapeur surchauffée le piston ne peut jamais peser sur le cylindre, il doit flotter et prendre appui d'une part sur les patins de glissement de la crosse et d'autre part sur la contre-tige. Le bourrage d'AR du cylindre assure exclusivement l'étanchéité et ne doit jamais supporter la tige du piston.

S'il en était autrement, cette tige serait, en effet, guidée en trois points, A, B, C (FIG. 195), ce qui est difficile à conserver. C'est d'ailleurs pour ce motif que le bourrage AR est constitué de manière à ce qu'il puisse légèrement s'infléchir. Les principes de ce fonctionnement doivent être rigoureusement conservés en

Limite l'usage

service courant et dans ce but, on reprendra en temps utile le jeu aux patins de la crosse et aux bagues des guides de contre-tige. C'est pour parer aux dangers de grippement du cylindre pouvant résulter de toute négligence éventuelle dans cet entretien, qu'il a été prescrit de placer une cale de 1.5 m/m d'épaisseur entre les cercles et le fond des rainures à la partie inférieure du corps de piston en acier coulé. Le jeu de ce piston dans le cylindre doit être de 3 m/m au moins et c'est également pour éviter plus sûrement encore toute possibilité de grippement du cylindre que les arêtes extérieures du corps de piston, des rainures et des cercles doivent être légèrement arrondies. Si, après un certain temps de service, ces arêtes sont redevenues vives, il convient de refaire l'arrondi. Lors des visites périodiques auxquelles sont soumis les pistons, on s'assure si les cercles ne sont pas calés, c'est-à-dire s'ils sont toujours susceptibles de se déplacer verticalement dans les rainures. On vérifie également si les rainures tracées sur la périphérie des cercles et si les trous qui les traversent ne sont pas bouchés par du cambouis. Lors de la mise en place du piston on a soin de ménager le jeu de 1 m/m prévu au plan de part et d'autre de la cale destinée à empêcher la rotation des cercles.

Joints. — Bourrages des tiges de pistons.

Principales qualités des joints — Etanchéité, longue durée, préservation des portées du joint des corrosions provenant tant de l'action de l'eau et de la vapeur que de la décomposition de la matière du joint, enfin renouvellement rapide.

Aux locomotives neuves, certains joints (dôme, couvercles de chapelles et de cylindres, etc.) sont obtenus par le rôdage des parties en contact et en interposant entre celles-ci une couche d'huile de lin bouillie.

Après un certain temps de service de la locomotive, les dilata-tions et contractions successives et inégales des parties rôdées rendent le joint défectueux. Pour réobtenir l'étanchéité, on fait alors usage de joints métalliques, d'amiante, etc. Pour les joints qui souvent sont démontés, tels que ceux des couvercles des chapelles et des cylindres, confectionnez-les en *cuivre laminé de 1 à 3 m/m d'épaisseur* et d'une largeur égale à celle de la portée du joint. *Ils ne crèvent pas en cours de route*, ils préservent des corrosions leurs portées; en outre, après chaque démontage ils sont réutilisables; il suffit de les recuire pour leur rendre toute leur malléabilité. Les joints confectionnés au moyen d'un *fil de*

cuivre, contourné de corde en caoutchouc ou en amiante crèvent parfois en cours de route, provoquent le retrait de la locomotive du train, donc des irrégularités dans la marche des trains. De plus, le fil de cuivre doit être renouvelé assez fréquemment, parce qu'il s'écrase aisément par le serrage des boulons. Par les fréquents serrages, le fil de cuivre produit des sillons dans la portée des joints.

Ces sillons rendent difficile la réfection des joints. *La substitution des joints en cuivre laminé aux joints en fil de cuivre supprime bien des avaries et des irrégularités dans le service des trains.* Pour certains joints où l'on fait usage de fil de cuivre, mieux vaut le contourner de corde en amiante, matière incombustible n'attaquant pas le métal. La corde en caoutchouc altère et ronge la surface de portée. Pour les joints à grande portée, tels que ceux des fonds de cylindres, tuyaux crampton dans la chau-

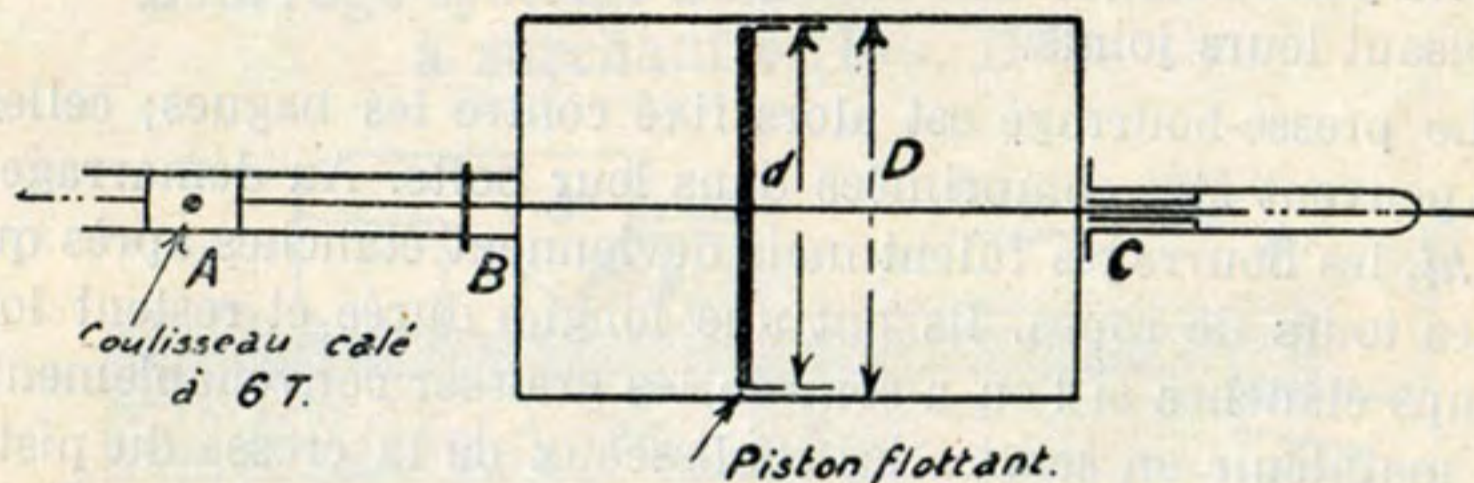


Fig. 195.

dière, culotte dans la boîte à fumée, etc., employez le *carton d'amiante en feuille de 2 à 3 m/m d'épaisseur*; mieux les portées sont dressées, moins épais doit être le carton.

Principales qualités des bourrages. - Etanchéité, excellent centrage de la tige; bon entretien de la tige, peu de frottement, peu de graissage, peu d'usure, longue durée.

Les meilleurs bourrages se font en chanvre doux, renouvelés avant durcissement ou formation de matières dures qui pourraient rayer les tiges. Ils coûtent assez cher, aussi les abandonne-t-on à cause de l'élévation des pressions de la vapeur et de la haute température de celle-ci, notamment dans le cas de la surchauffe, toutes choses défavorables à la durée des garnitures végétales. On emploie à présent, avec succès, les garnitures métalliques. Elles rendent les avantages précités quand l'ajustage, le graissage et le montage sont bien soignés; dans le cas contraire, ces garnitures fondent; elles coulent parfois dans le cylindre et occasionnent des avaries. Les bourrages en chanvre se font au moyen de tresses de 50 à 60 m/m de longueur, de dia-

mètre aussi régulier que possible, pour remplir exactement l'espace entre la boîte et la tige, de façon que celle-ci reste dans l'axe de la boîte à bourrage. Les tresses sont enduites de suif ou d'une pâte spéciale pour bourrages (pâte Roussel). Elles sont comprimées dans la boîte au moyen du presse-étoupe, jusqu'à étanchéité presque complète. Les écrous du presse-étoupe sont serrés également, car un serrage inégal coince le presse-bourrage, augmente le frottement et occasionne des avaries. Les garnitures métalliques pour *hl* à vapeur saturée sont formées d'anneaux tournés cylindriques et concentriques terminés par un biseau incliné sur l'axe de la tige et tendant constamment à faire appuyer la garniture contre la tige, sous la double action de la bague de fond et du presse-bourrage (FIG. 196). Les surfaces coniques doivent être bien polies. Les bagues métalliques sont sciées par moitié; elles sont empilées dans la boîte à bourrage en croisant leurs joints.

Le presse-bourrage est alors fixé contre les bagues; celles-ci ne peuvent être comprimées dans leur boîte. Au démarrage de la *hl*, les bourrages fuient mais deviennent étanches après quelques tours de roues. Ils ont une longue durée et restent longtemps étanches si l'on a soin de les graisser convenablement et de maintenir en service les coulisseaux de la crosse du piston, avec peu de jeu dans leurs guides, la tige, au préalable, a dû être bien cylindrée et très bien rectifiée et polie. Dans le cas de la vapeur surchauffée, il convient de faire usage d'une garniture ne donnant lieu qu'à un faible frottement et comportant des bagues et anneaux munis de rainures où pourra se détendre la vapeur provenant des fuites éventuelles.

Bourrage de locomotive à vapeur surchauffée (FIG. 197).

La force élastique du ressort 75 kg. maintient le contact entre G et H. L'action du ressort s'ajoutant à celle de la vapeur sur la bague F applique les anneaux I en métal sur la tige du piston. Le ressort empêche également les anneaux en métal blanc de se déplacer sur la tige pendant le mouvement rétrograde du piston. Avec la vapeur surchauffée, le piston ne peut jamais peser sur le cylindre; il doit flotter et prendre appui sur les patins de glissement de la crosse et sur la contre-tige. Le bourrage d'arrière du cylindre assure exclusivement l'étanchéité et ne doit pas supporter la tige du piston. C'est, d'ailleurs, pour ce motif que le bourrage arrière est constitué de manière à ce qu'il puisse légèrement s'infléchir. Les principes de ce fonctionnement doivent

être rigoureusement conservés en service courant et dans ce but on reprendra en temps utile *le jeu aux patins de la crosse et aux bagues des guides des contre-tiges du piston.*

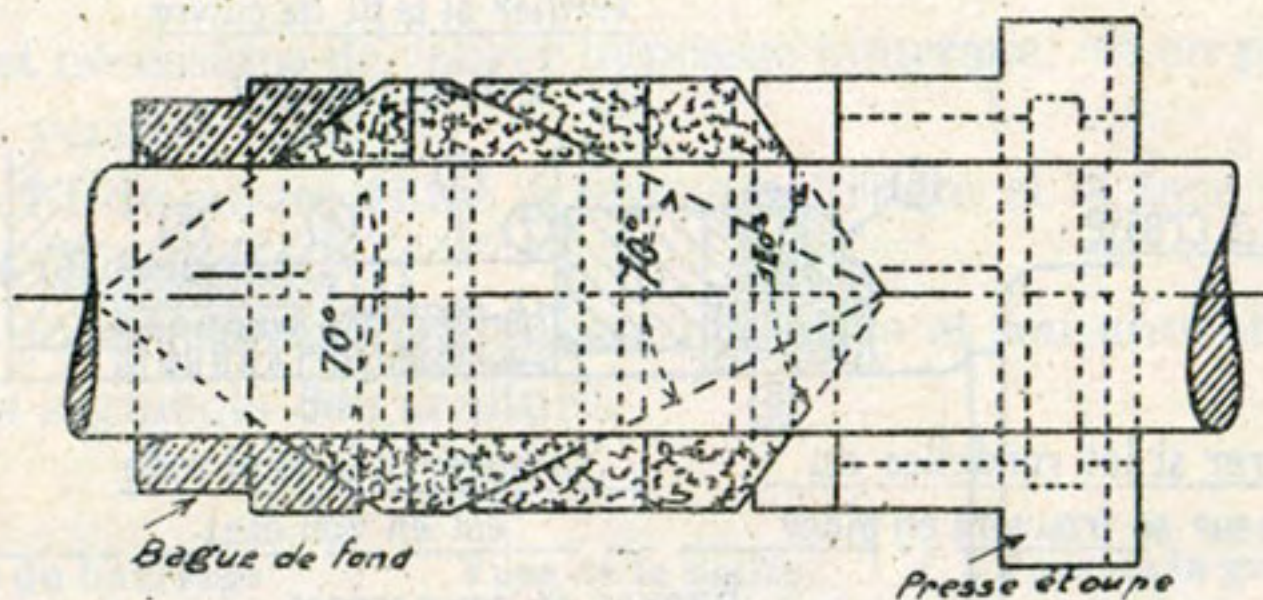
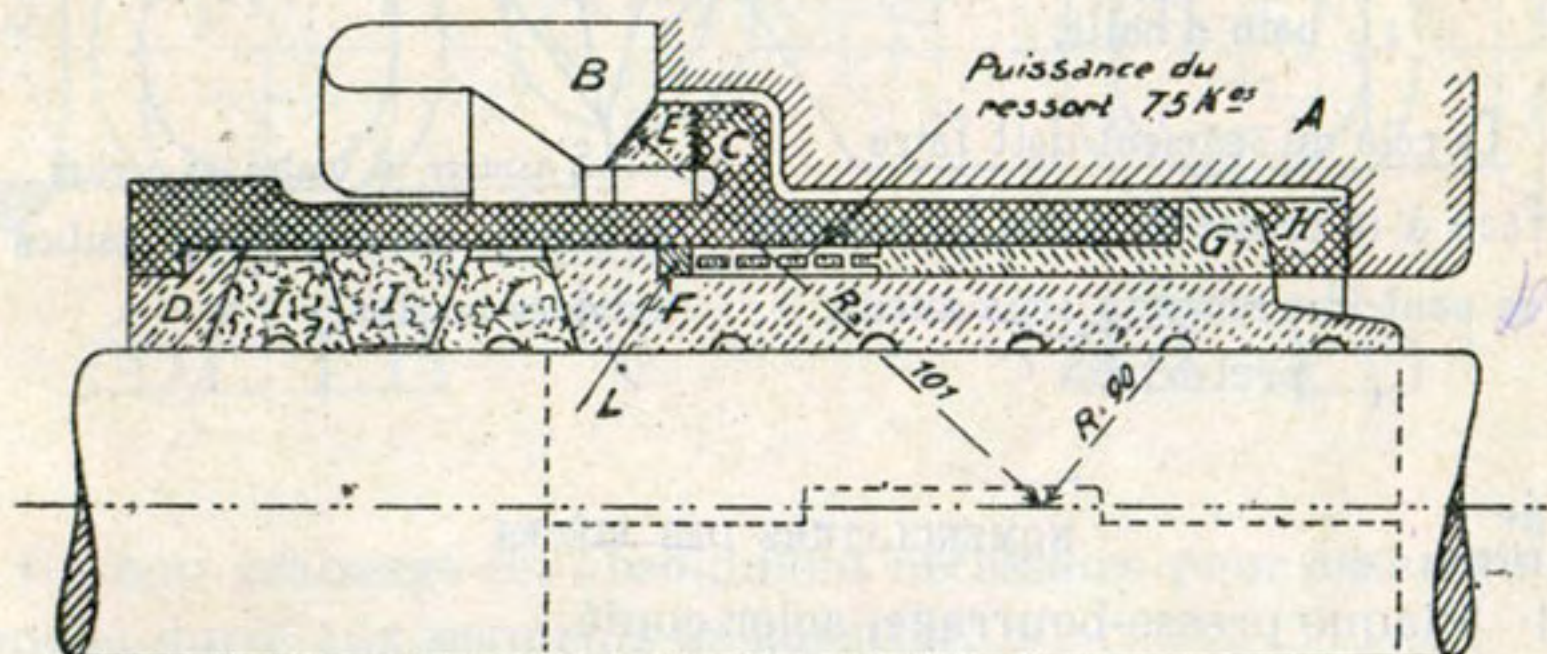


Fig. 196.

Bourrage système Schmidt des locomotives à surchauffe (FIG. 197).



Les bagues C, G et HE sont en une pièce.
 Les bagues D, F, I, L sont faites en deux pièces.
 L'ajustement de ces pièces doit être fait avec soin.
 Les bagues F et I doivent être rainurées.
 Les pièces A, B, C, E, G et H doivent être *rodées* dans les parties formant joints et indiquées par un tracé accentué.

Fig. 197.

Montage et vérification. — 1° D'une crosse de piston sur sa tige.

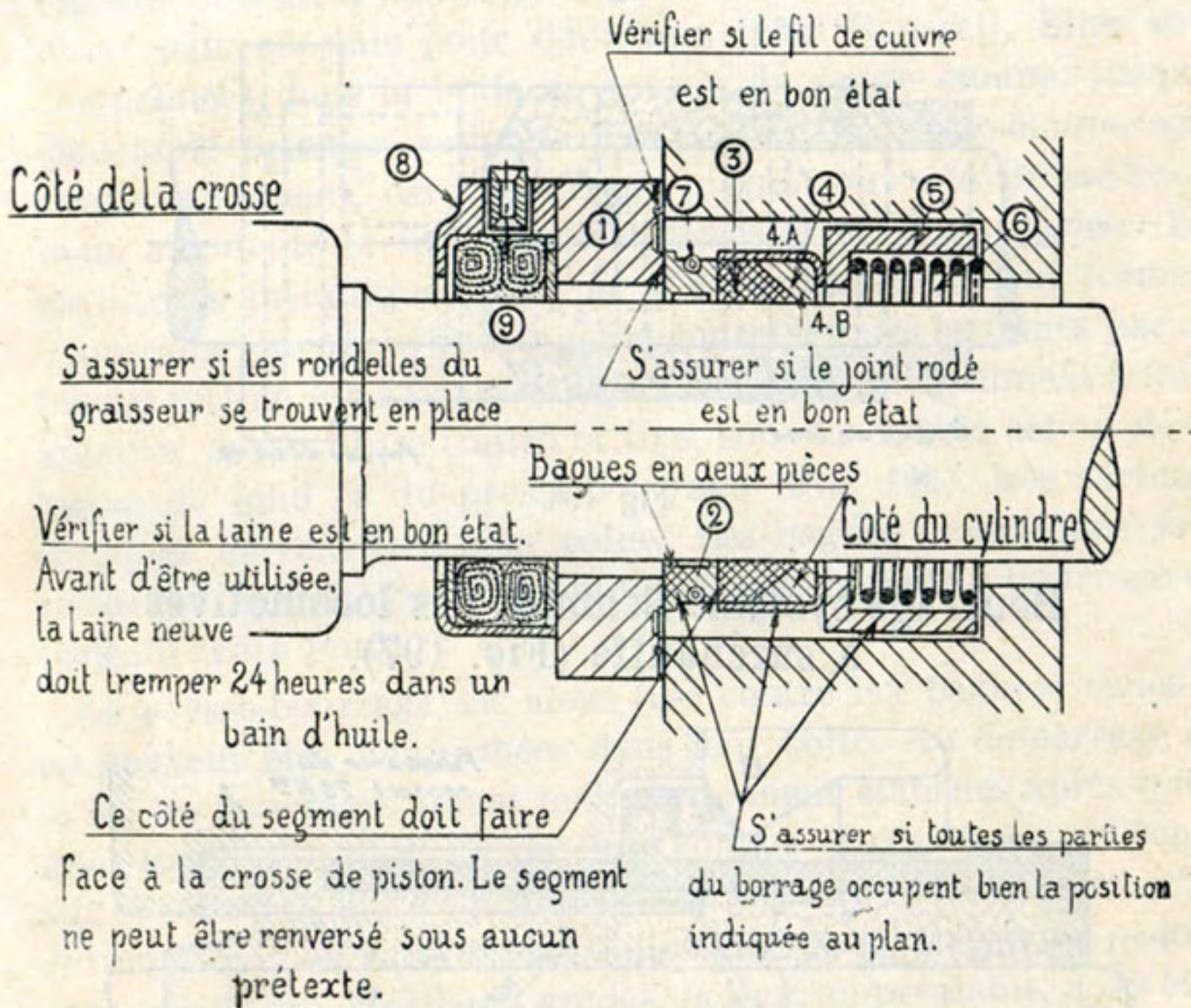
2° Des coulisseaux sur l'axe de la crosse.

3° Des guides de la crosse de piston (4 guides par crosse).

1° Préalablement à l'ajustage et montage d'une crosse sur la tige, on procède à la vérification de la crosse.

Explications sur croquis (FIG. 198, 199, 200).

Instructions pour le montage et l'entretien du bourrage métallique à 4 segments.



N°
des pièces

NOMENCLATURE DES PIÈCES

- 1 Plaque presse-bourrage, acier coulé.
- 2 Anneau presse-bourrage (en deux pièces quand la tige a l'extrémité élargie), fonte.
- 3 Segments de garniture, en 4 pièces. Métal blanc (plomb 65 %, cuivre 35 %).
- 4 Pièces de retenue comprenant :
4-A boîte de retenue, acier.
4-B bague de retenue, fonte.
- 5 Siège du ressort, acier coulé.
- 6 Ressort spiral, acier fondu :
Flexibilité par 100 kg. : 36 m/m.
Hauteur en place : 58 m/m.
Hauteur libre : 79 m/m.
Pression en place : 60 kg.
- 7 Ressort de l'anneau presse-bourrage, acier fondu.
- 8 Graisseur, fonte malléable.
- 9 Rondelles du graisseur, laiton.

Fig. 1971.

Bourrage de tige de piston.

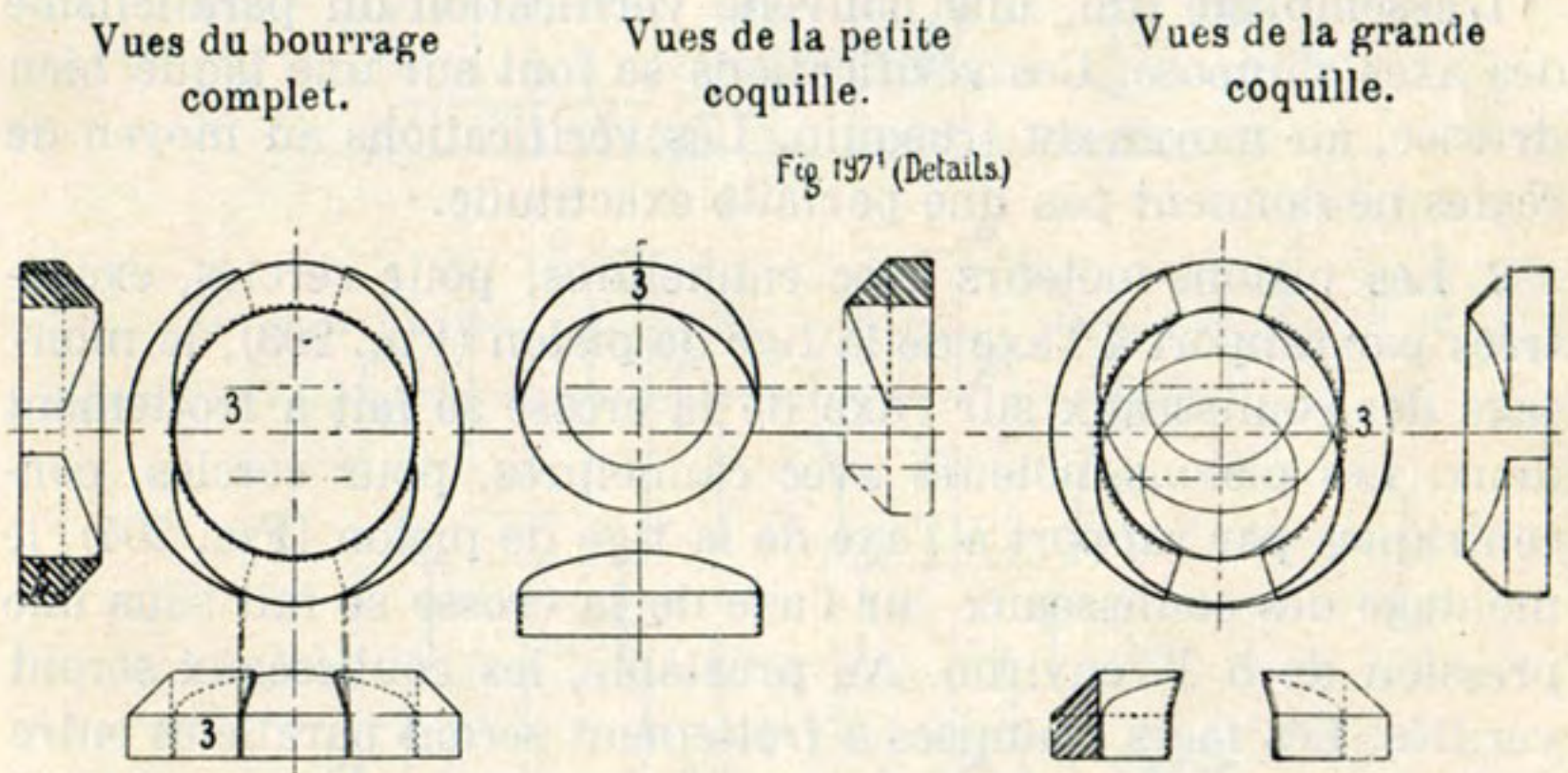
A l'apparition d'une fuite au bourrage, s'assurer que la tige est bien graissée et que la laine du graissage est bien chargée d'huile.

S'il est nécessaire de retirer le presse-bourrage, on en profitera pour en vérifier l'état :

1° Du fil de cuivre entre le presse-bourrage et la face du couvercle de cylindre.

2° Du joint rodé entre le presse-bourrage et son anneau.

3° Des segments de garniture.



Un bon graissage est absolument nécessaire pour assurer une longue durée aux segments de garniture.

La laine du graisseur doit être saturée d'huile.

Lorsque, en cas de fuite, les segments de garniture ont dû être retirés et que ceux-ci sont trouvés fissurés ou cassés, il y aura lieu de ne pas les jeter mais de les replacer dans leur position relative; ils continueront à rendre de bons services jusqu'à usure complète.

Les segments de garniture seront alésés au diamètre exact de la tige à laquelle ils doivent être appliqués.

Ils ne peuvent être soumis à aucun autre travail et, en aucun cas, être limés.

- ✕ Tracer sur la crosse :
- a) l'axe AB.
 - b) l'axe CD.
 - c) l'axe EF.

Si ces axes se trouvent dans des plans parallèles et perpendiculaires entre eux, les longueurs de ab et $a'b'$ seront les mêmes.

Tracer sur la tige du piston l'axe GH (FIG. 201). Ensuite placer

la crosse sur la tige. Vérifier les axes GH de la tige, AB et CD de la crosse. Ces axes doivent se confondre. La crosse et la tige se trouvant dans toutes les conditions précitées, les parties coniques rodées, éventuellement, les erreurs corrigées, on trace les mortaises. Les mortaises terminées aux machines-outils, on procède à l'ajustage de celles-ci et de la clef. Les points d'appuis de la clef et le tirage sont indiqués au croquis (FIG. 202). L'assemblage est parfait lorsque la clef, sans jeu dans la mortaise (faces latérales) portant entièrement sur les parties *cf* de la crosse et *g* de la tige, sous le coup de marteau, le refus étant arrivé, la clef plie.

L'assemblage fini, une nouvelle vérification du parallélisme des axes s'impose. Ces vérifications se font sur une taque bien dressée, au moyen du trusquin. Les vérifications au moyen de règles ne donnent pas une parfaite exactitude.

2° Les pistons-moteurs avec cannelures, pour cercles, excentrés par rapport à l'axe de la tige de piston (FIG. 203), le montage des coulisseaux sur l'axe de la crosse se fait à frottement doux. Les pistons-moteurs avec cannelures, pour cercles, concentriques par rapport à l'axe de la tige de piston (FIG. 204), le montage des coulisseaux sur l'axe de la crosse se fait sous une pression de 5 T. environ. Au préalable, les coulisseaux seront vérifiés. Les faces soumises à frottement seront parallèles entre elles et le trou d'axe de la crosse sera perpendiculaire aux faces dressées. On le constate aisément au moyen du trusquin et de la règle (FIG. 198 et 199).

3° Les cylindres sont supposés se trouver dans de bonnes conditions : parallélisme des axes, perpendicularité par rapport aux essieux, etc. Explications sur croquis 205. Un fil AB représente exactement l'axe du cylindre prolongé jusqu'en B, centré à l'AV et à l'AR du cylindre. Les supports de guides de piston doivent se trouver dans des positions symétriques à l'axe du cylindre, c'est-à-dire $a = a'$ et $b = b'$, cotes rigoureuses pour les supports d'AV. et d'AR. Le montage des guides se fait alors aisément, il suffit de mesurer l'épaisseur et l'écartement des coulisseaux. Les guides fixés provisoirement, les trous de boulons et d'assemblage sont alésés sur place. Le boulonnage terminé, on vérifie le parallélisme des guides par rapport à l'axe du cylindre. Cette vérification se fait au moyen d'un petit outil (FIG. 206). La *vérification finale* se fait, le piston monté dans le cylindre avec toutes ses garnitures, les assemblages et les clavetages du piston et de la crosse complètement achevés, la bague de fond et le presse-bourrage mis à fond dans leur boîte.

Si toutes les conditions citées ci-dessus ont bien été observées, le piston pourra, à la main, être déplacé d'un fond de course à l'autre du cylindre.

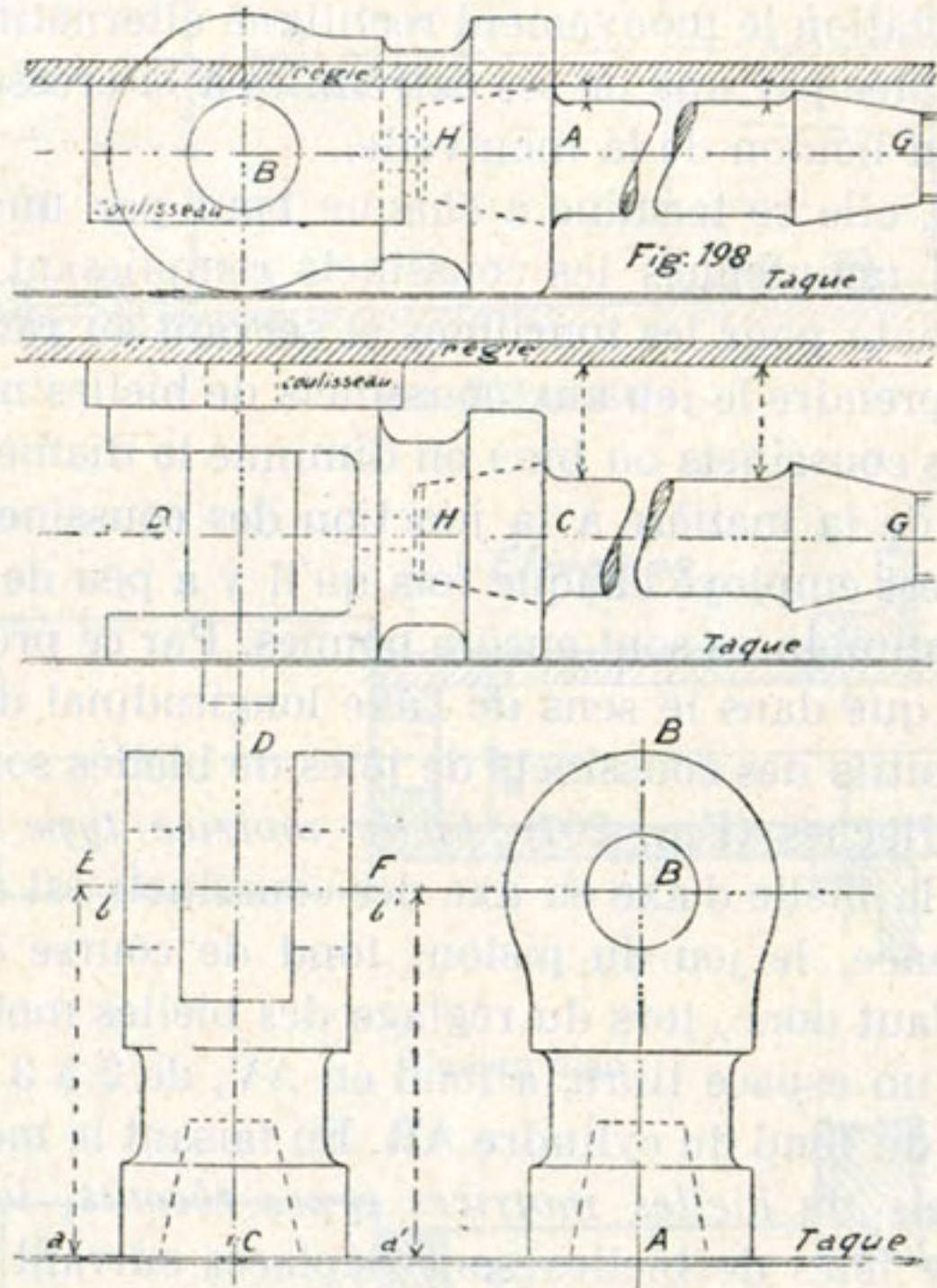


Fig. 198 à 200.

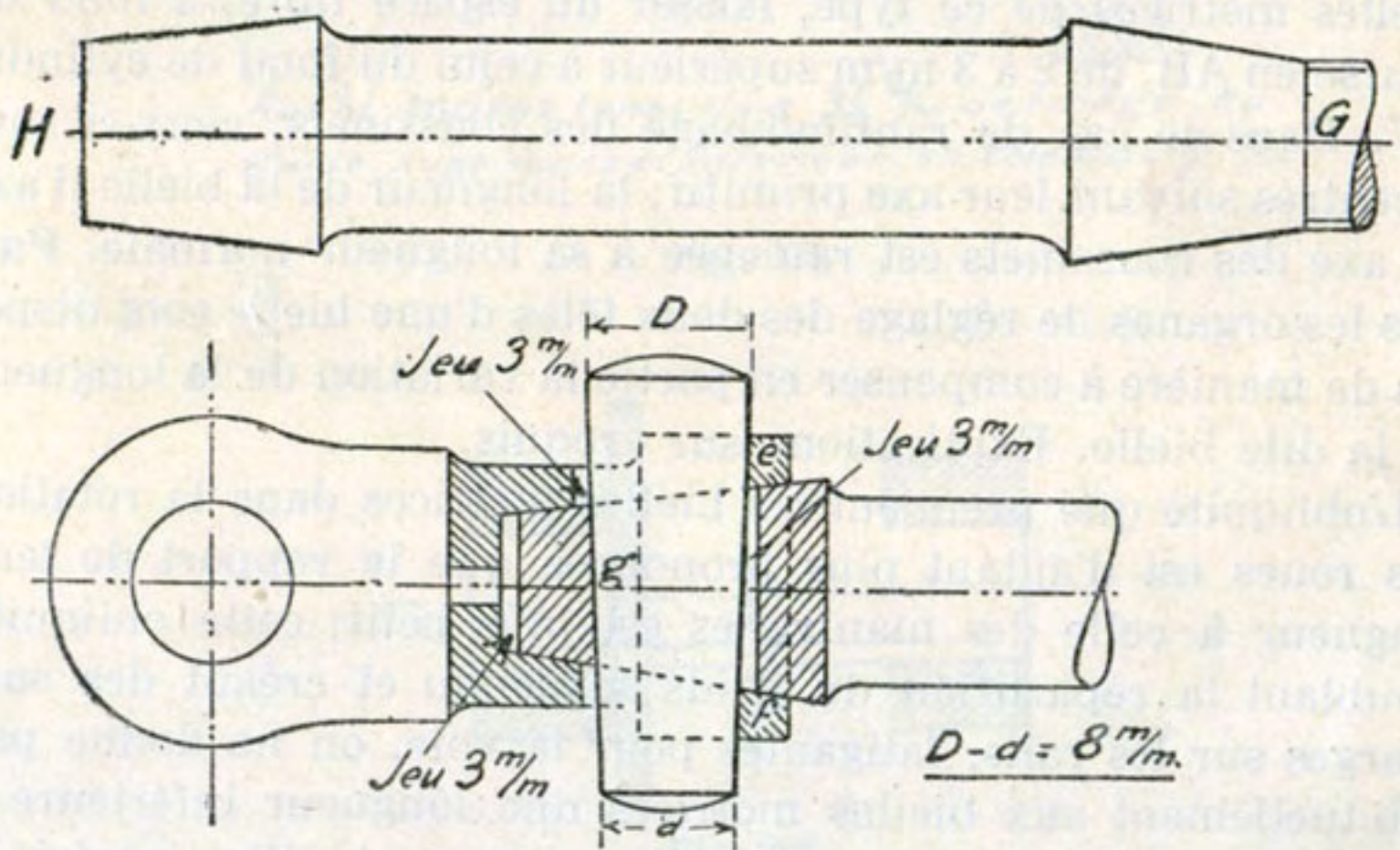


Fig. 201 et 202.

Bielles motrices.

La bielle motrice est l'organe de transmission reliant la tige du piston à la manivelle et servant à transformer en mouvement continu de rotation le mouvement rectiligne alternatif du piston. Elle est articulée par une de ses extrémités à la crosse du piston et à l'autre au bouton de la manivelle.

A cet effet, elle se termine à chaque bout par une tête dans laquelle sont maintenues les coussinets remplissant l'office de surface flottante pour les tourillons et servant au rattrapage du jeu. Pour reprendre le jeu aux coussinets de bielles motrices, on antimoine les coussinets ou bien on diminue le diamètre de l'œil en enlevant de la matière à la jonction des coussinets. Ce dernier moyen est employé chaque fois qu'il y a peu de jeu et que les parties antimoinées sont encore bonnes. Par ce procédé on ne retire le jeu que dans le sens de l'axe longitudinal de la bielle, les axes primitifs des coussinets de têtes de bielles sont déplacés suivant les flèches (FIG. 207): *bielle motrice type ancien*. La longueur de la bielle d'axe en axe des coussinets est augmentée. En conséquence, le jeu du piston, fond de course en AV, est diminué; il faut donc, lors du réglage des bielles motrices de ce type, laisser un espace libre, à fond en AV, de 2 à 3 m/m supérieur à celui du fond du cylindre AR. En faisant le même travail aux coussinets de *bielles motrices types récents*, les axes des coussinets de têtes de bielles sont déplacés suivant les flèches (FIG. 208) *bielles motrices types récents*. La longueur de la bielle d'axe en axe est diminuée, conséquemment l'espace libre à fond de course AR est diminué. Il faut donc, lors du réglage des bielles motrices de ce type, laisser un espace libre, à fond de course en AR, de 2 à 3 m/m supérieur à celui du fond de cylindre AV. Dans le cas de rantimoinage des coussinets, ceux-ci sont recentrés suivant leur axe primitif; la longueur de la bielle d'axe en axe des coussinets est ramenée à sa longueur normale. Parfois les organes de réglage des deux têtes d'une bielle sont disposés de manière à compenser en partie la variation de la longueur de la dite bielle. Explications sur croquis.

L'obliquité que prennent les bielles motrices dans la rotation des roues est d'autant plus prononcée que le rapport de leur longueur à celle des manivelles est plus petit; cette obliquité troublant la répartition du poids suspendu et créant des surcharges sur les rails, fatigantes pour la voie, on ne donne pas habituellement aux bielles motrices une longueur inférieure à six fois la longueur de la manivelle; ce rapport s'élève parfois à 8 ou 9, ou même davantage.

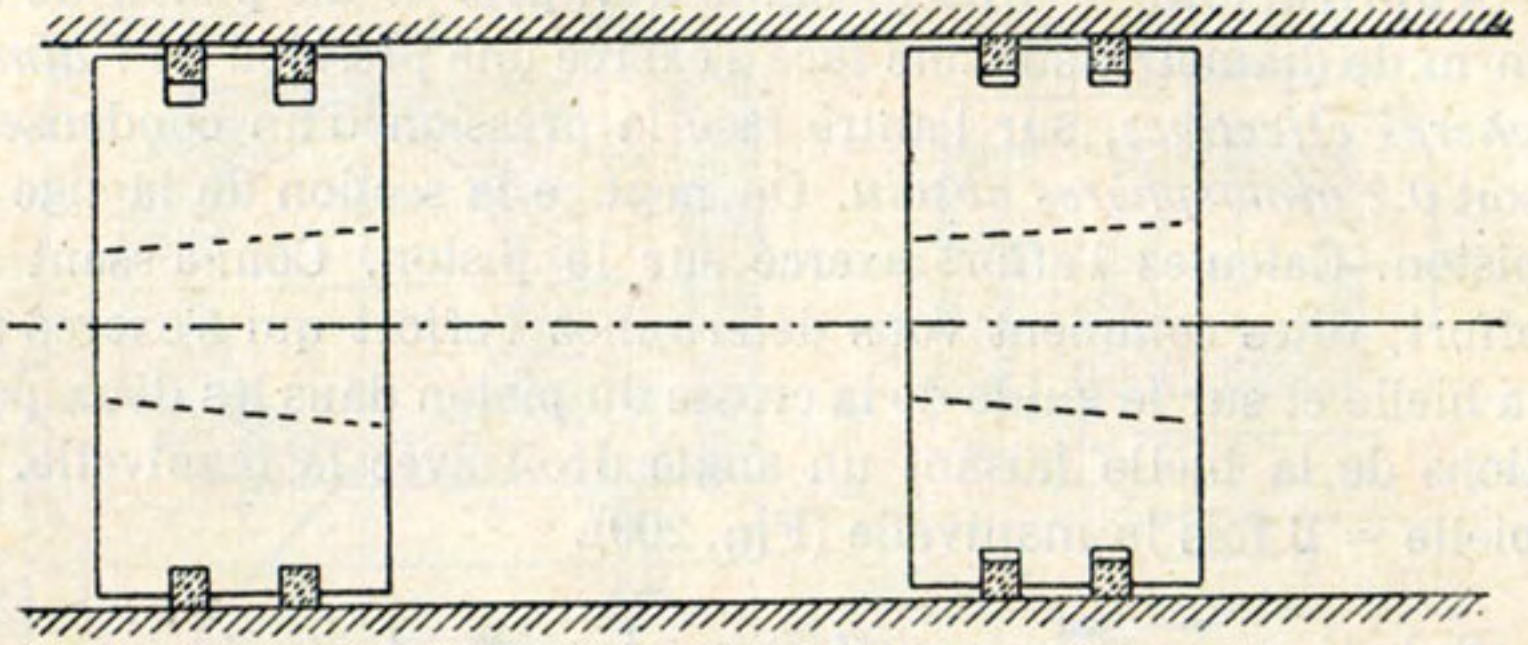
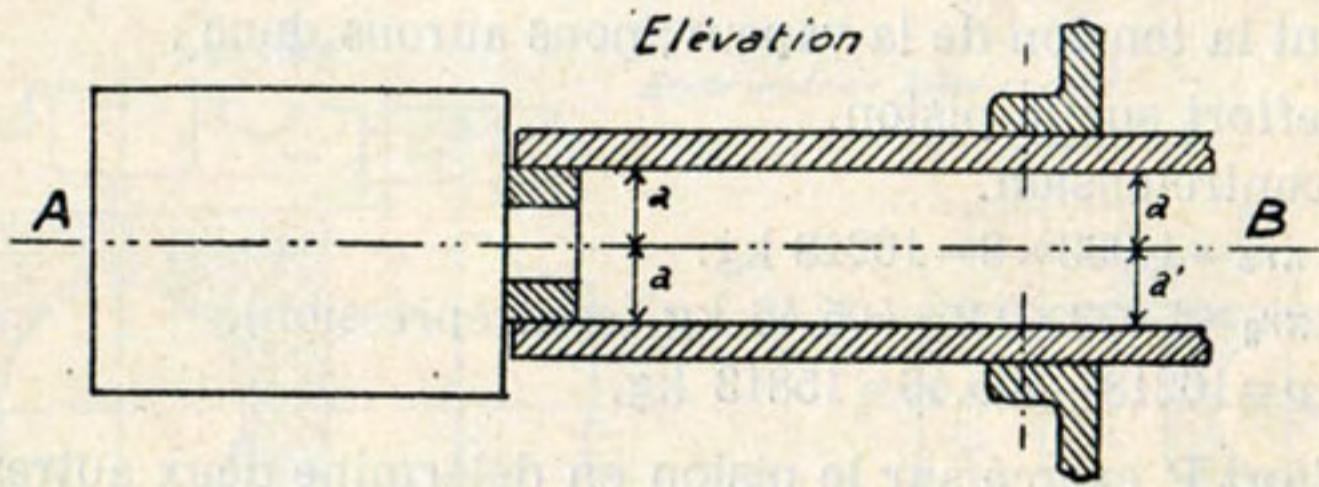
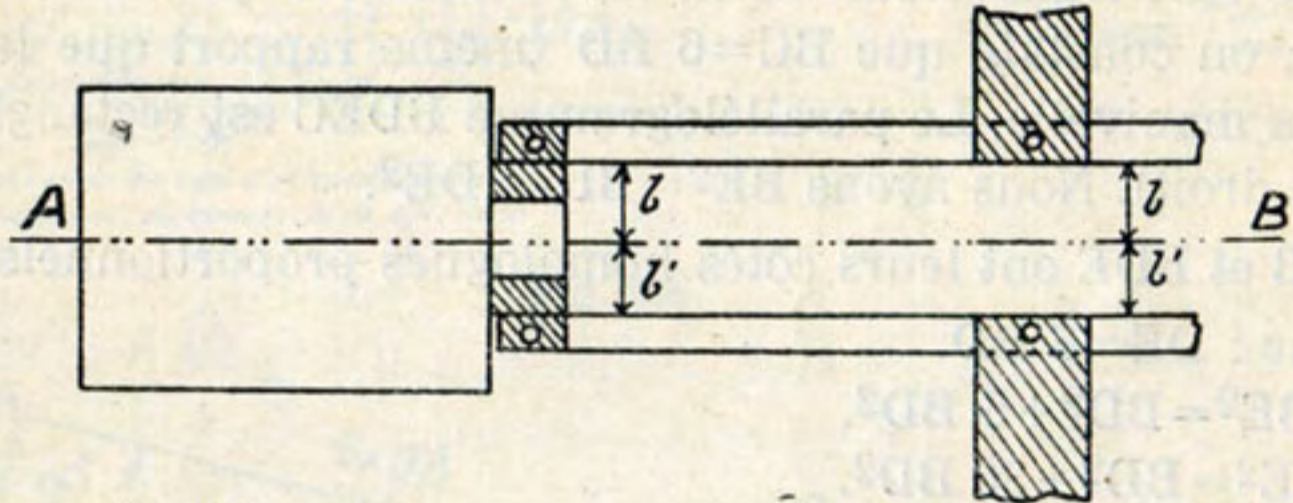


Fig. 203 et 204.



Vue en plan.



Aux hl anciens types il y a $3\frac{1}{2}$ mm de tirage au guide supérieurs et inférieur en tôles de $\frac{3}{4}$ mm

Fig. 205.

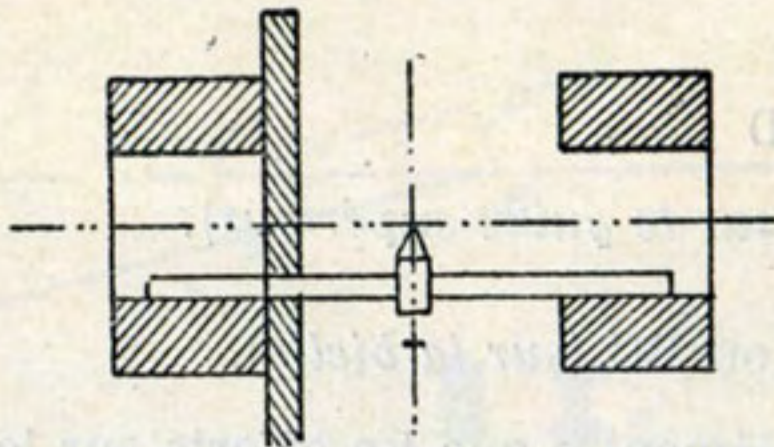


Fig. 206.

pression effective
à l'épaule
de la bielle

Application. — Une machine à vapeur a un piston de 500 m/m de diamètre; sur une face s'exerce une pression de 7 *atmosphères effectives*, sur l'autre face la pression d'un condenseur, soit 0.2 *atmosphères absolu*. On néglige la section de la tige du piston. Calculez l'effort exercé sur le piston. Connaissant cet effort, dites comment vous déterminez l'effort qui s'exerce sur la bielle et sur le guide de la crosse du piston dans les deux positions de la bielle faisant un angle droit avec la manivelle. La bielle = 6 fois la manivelle (FIG. 209).

Solution. — Pression effective = tension - 1.

Pression effective + 1 = tension.

Pour déterminer l'effort sur le piston, il faut le calculer en prenant la tension de la vapeur; nous aurons donc :

P = effort sur le piston.

p = contretension.

$$P = \pi r_2^2 \times 1.033 \times 8 = 16218 \text{ kg.}$$

$$p = \pi r_2^2 \times 1.033 \times 0.2 = 405.46 \text{ kg. (contrepension).}$$

$$P - p = 16218 - 405.46 = 15813 \text{ kg.}$$

L'effort P exercé sur le piston en détermine deux autres.

Un effort BC suivant la direction de la bielle et un autre effort BD qui agit transversalement. En faisant le parallélisme des forces, on constate que $BC = 6 BD$ (même rapport que la bielle avec la manivelle. Le parallélogramme $BDEC$ est rectangle en D (angle droit). Nous avons $BE^2 = BD^2 + DE^2$.

OAB et BDE ont leurs côtés homologues proportionnels.

Donc : $DE = 6 BD$.

$$\text{d'où } BE^2 = BD^2 + 6^2 BD^2.$$

$$BE^2 = BD^2 + 36 BD^2.$$

$$BE^2 = 37 BD^2.$$

$$15813^2 = 37 BD^2$$

$$250050969 = 37 BD^2$$

$$\frac{250050969}{37} = BD^2$$

$$6758134 = BD^2$$

$$\sqrt{6758134} = BD$$

$$2599 \text{ kg.} = BD \text{ (sur le guide supérieur).}$$

$$2599 \times 6 = BC.$$

$$15594 \text{ kg.} = DE \text{ ou } BC \text{ (sur la bielle).}$$

La figure 210 démontre que les efforts sur le guide et sur la bielle sont les mêmes que ceux de la figure 209.

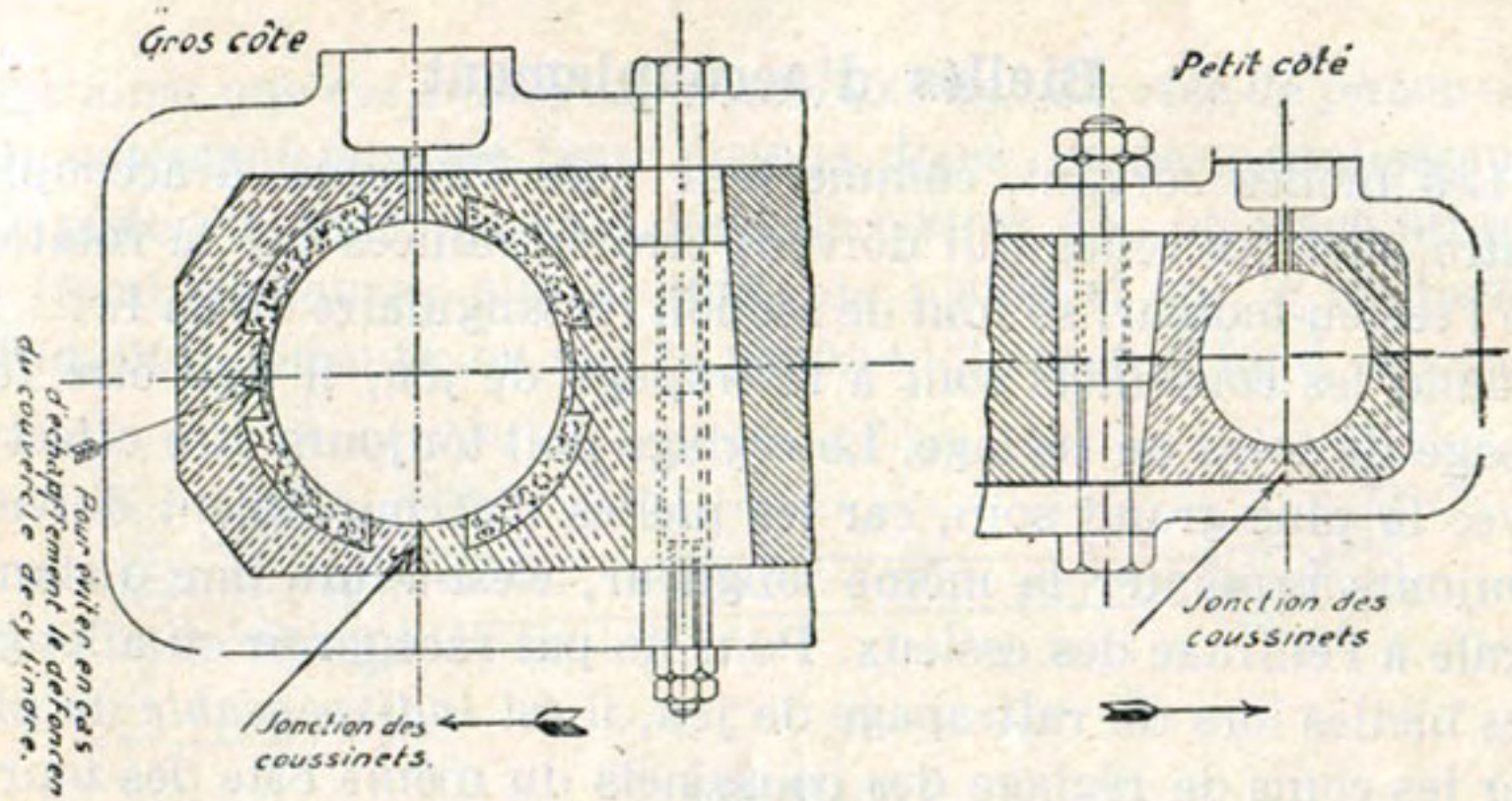


Fig. 207.

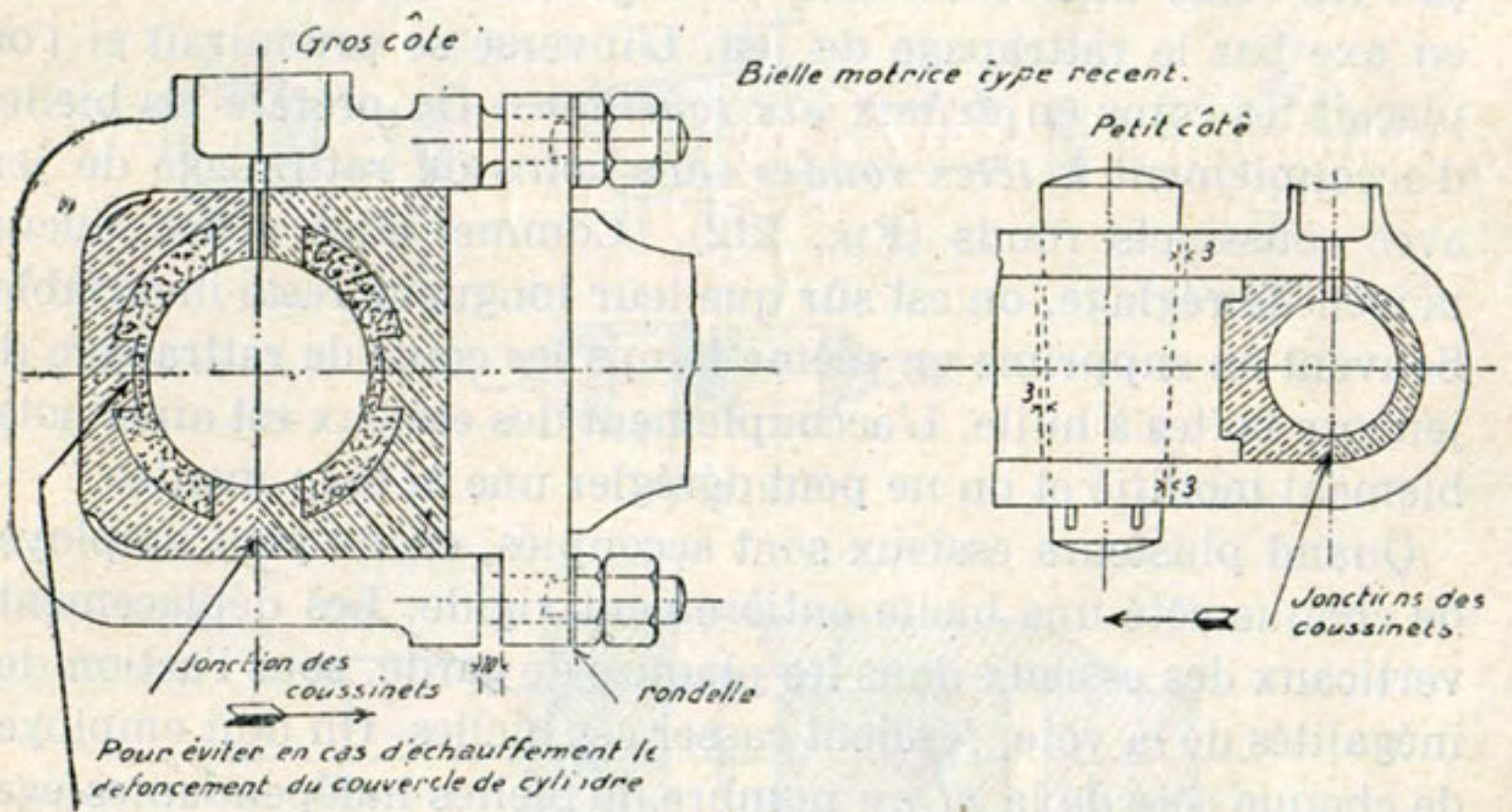


Fig. 208.

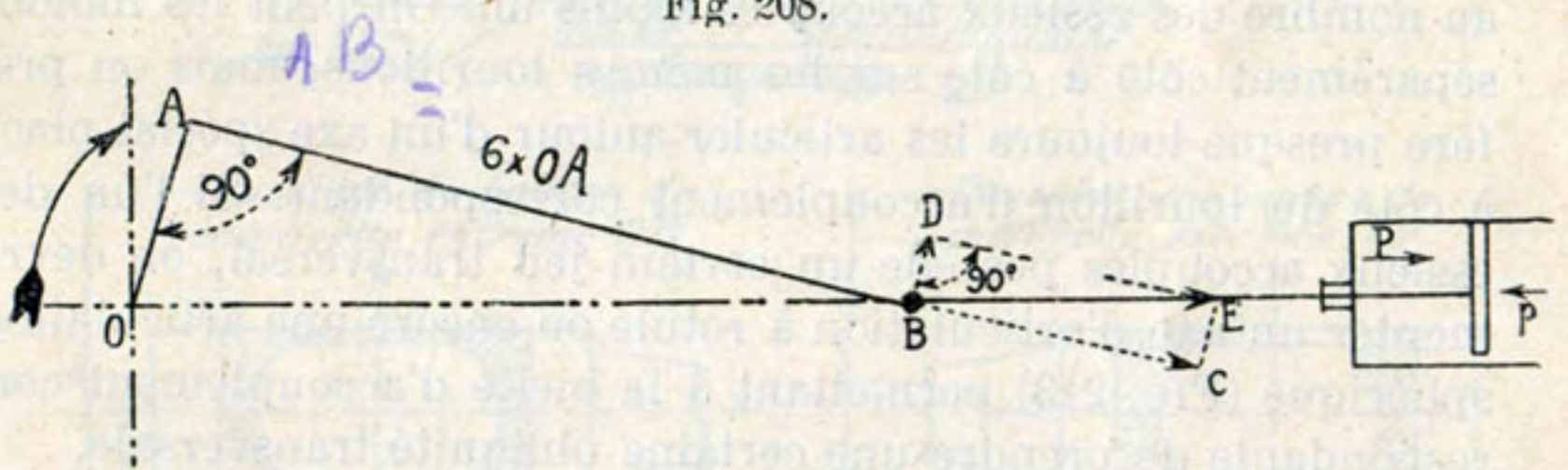


Fig. 209.

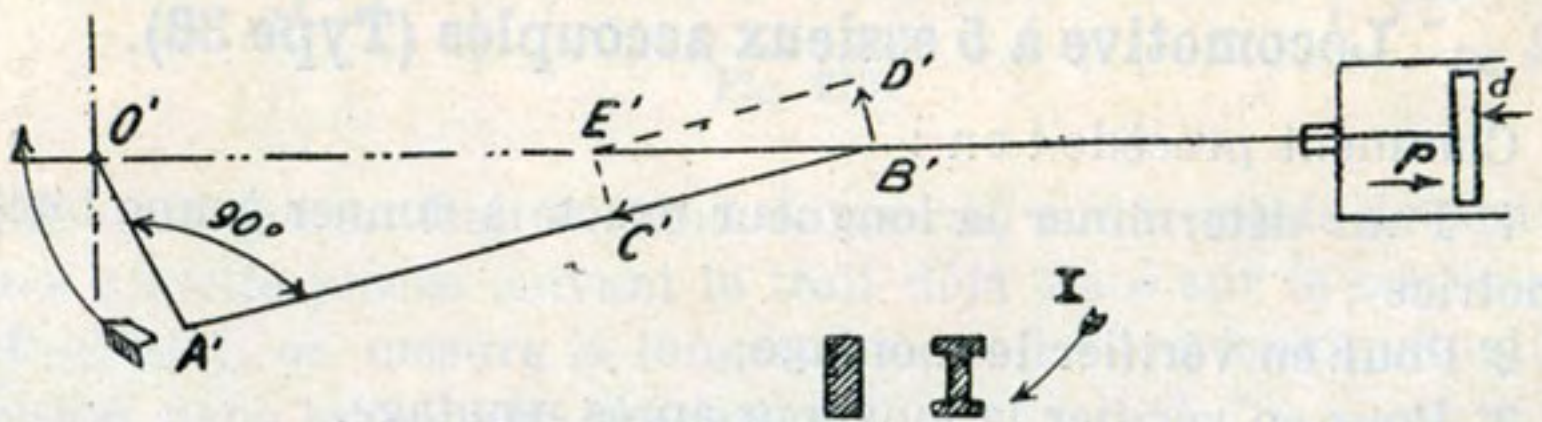


Fig. 210.

Bielles d'accouplement.

Les bielles servant, comme leur nom l'indique, à accoupler entre elles les roues qui doivent être entraînées par la rotation de l'essieu-moteur, se font de section rectangulaire ou en I.

Quand les coussinets sont à rattrapage de jeu, il doit être fait usage de coins de réglage. Le réglage doit toujours être effectué avec le plus grand soin, car les bielles d'accouplement doivent toujours présenter la même longueur, c'est-à-dire une distance égale à l'entraxe des essieux. Pour ne pas raccourcir ou allonger ces bielles lors du rattrapage de jeu, il est *indispensable* de placer les coins de réglage des coussinets du même côté des tourillons (FIG. 211). Si, par exemple, pour une même bielle, on plaçait les coins intérieurement, on augmenterait la distance d'axe en axe par le rattrapage de jeu. L'inverse se produirait si l'on plaçait les coins en *dehors des tourillons*. On préfère les bielles d'accouplement à *têtes rondes* sans coins de rattrapage de jeu avec coussinets ronds (FIG. 212). Comme elles n'ont aucun moyen de réglage, on est sûr que leur longueur reste invariable. Souvent on supprime en même temps les coins de rattrapage de jeu aux boîtes à huile. L'accouplement des essieux est ainsi notablement modifié et on ne peut dérégler une *hl* bien montée.

Quand plusieurs essieux sont accouplés, on ne peut employer de chaque côté une bielle entièrement rigide. Les déplacements verticaux des essieux dans les plaques de garde, sous l'action des inégalités de la voie, feraient casser ces bielles. On doit employer de chaque côté de la *hl* un nombre de bielles indépendantes égal au nombre des essieux accouplés moins un. On peut les monter séparément côte à côte sur les mêmes tourillons, mais on préfère presque toujours les articuler autour d'un axe spécial placé à côté du tourillon d'accouplement correspondant. Si l'un des essieux accouplés possède un certain jeu transversal, on devra monter un axe d'articulation à rotule ou encore une articulation sphérique (FIG. 213) permettant à la bielle d'accouplement correspondante de prendre une certaine obliquité transversale.

exemple = Locomotive à 5 essieux accouplés (Type 36).

Comment procède-t-on :

- 1° Pour déterminer la longueur exacte à donner à une bielle-motrice ;
- 2° Pour en vérifier le montage;
- 3° Pour en vérifier la longueur après montage.

Le *montage* du corps de piston sur la tige et de la crosse sur la

tige ainsi que des coulisseaux sur l'axe de la crosse de piston sera parfaitement terminé (voir pistons, tiges, crosses, coulisseaux). Le piston-moteur mis en A fond de course AV, on trace un trait *a* (fond de course) sur le guide de piston et sur le coulisseau (FIG. 214). Ensuite, on met le piston-moteur en B fond de course

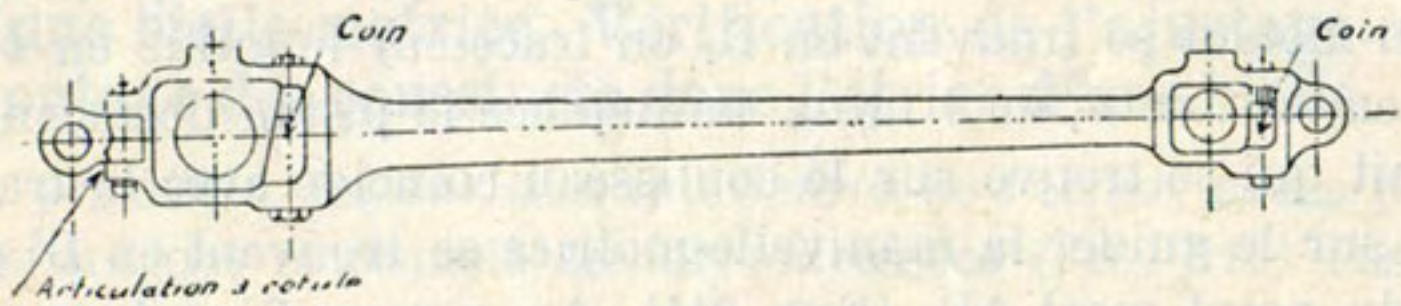


Fig. 211.

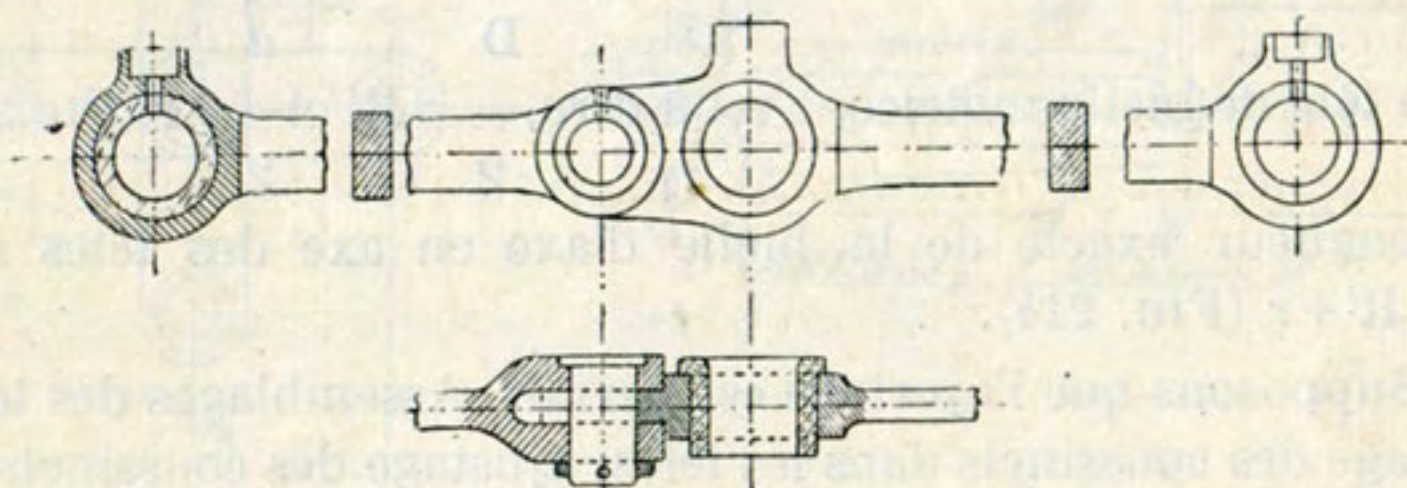


Fig. 212.

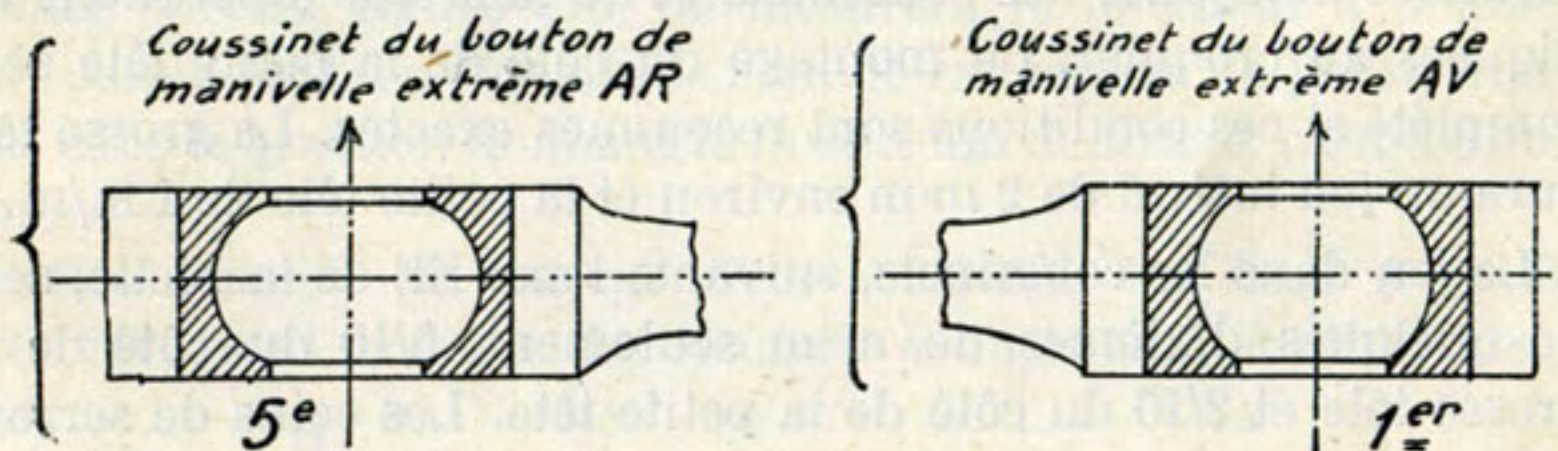
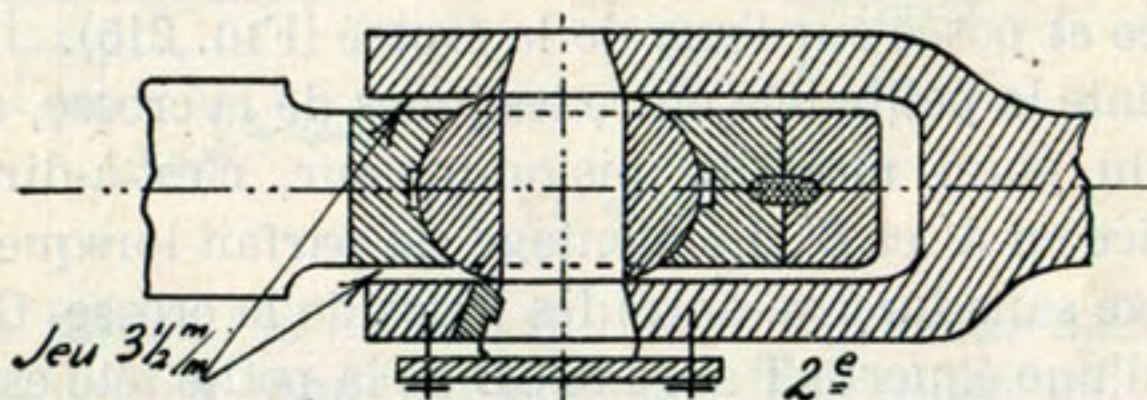


Fig. 213.

AR, on trace un trait *b* (fond de course) sur le guide de piston, une règle placée suivant le trait déjà tracé sur le coulisseau (FIG. 214), on mesure la longueur *b*, *a*. Le jeu longitudinal du piston dans le cylindre est égal à :

$$[b' a' = 2R \text{ (R=rayon manivelle-motrice)}].$$

ce jeu ne pourra être inférieur à 20 m/m réparti comme suit : 11 m/m et 9 m/m ou bien 9 et 11 m/m (espace libre) suivant le type de bielle-motrice (voir bielles-motrices). Si le jeu trouvé était inférieur à 20 m/m, il faudrait en rechercher les causes : le profil du corps de piston n'épousant pas convenablement celui du couvercle, couvercles ou corps de piston, trop épais. Le piston-moteur se trouvant en B, on trace sur le guide en b' un trait en AV de b , de 9 m/m. On déplace le piston de façon que le trait qui se trouve sur le coulisseau coïncide avec le trait b' tracé sur le guide, la manivelle-motrice se trouvant en B' position du point mort AR (FIG. 214). Au moyen d'une busquette, on mesure la longueur c , d (FIG. 214), à celle-ci on ajoute la moitié du diamètre de chacun des coulants de la grosse et de la

petite tête de bielle-motrice, c'est-à-dire, $\frac{D}{2} = R'$ et $\frac{d}{2} = r$ (FIG. 214).

La longueur exacte de la bielle d'axe en axe des têtes sera $c + d + R' + r$ (FIG. 214).

2° Supposons que l'ajustage est parfait. Assemblages des têtes, montage des coussinets dans les têtes, ajustage des coussinets sur les coulants.

On bloque sur le coulant la grosse tête de bielle, la petite tête non montée et posée sur l'axe de la crosse (FIG. 215).

On présente la petite tête entre les joues de la crosse, aux deux positions du point mort du piston-moteur, c'est-à-dire, manivelle-motrice en A' et B'. Le montage est parfait lorsque la petite tête s'engage sans forçage entre les joues de la crosse. On vérifie au moyen d'une équerre T si l'axe CD de la petite tête est perpendiculaire aux joues des coussinets et de la crosse (opérations indiquées au croquis). Le montage du côté de la petite tête sera complété si ces conditions sont reconnues exactes. La grosse tête aura un jeu latéral de 2 m/m environ et la petite tête de 1 m/m.

Le jeu dans les coussinets, suivants l'axe EF de la bielle, sera de quelques dixièmes de m/m seulement, 5/10 du côté de la grosse tête et 2/10 du côté de la petite tête. Les coins de serrage des coussinets seront à fond afin de pouvoir reprendre le jeu, plusieurs fois, sans devoir faire usage de cales entre le coussinet et le coin.

3° Explications sur figure 214.

Le montage de la bielle étant terminé complètement, on place la manivelle-motrice au point mort B'. On vérifie si le trait du coulisseau coïncide bien avec le trait b précédemment tracé sur le guide du piston. Ensuite, on place la manivelle-motrice au

point mort A' on trace un trait *a* sur le guide du piston, une réglette étant placée suivant le trait du coulisseau. La longueur *a'* *a* devra être égale à 11 m/m si toutes les opérations ont été bien effectuées.

Traçage des coussinets de la grosse et de la petite tête d'une bielle-motrice. Vérification de l'ajustage et du montage des coussinets dans l'étrier d'une bielle.

Au préalable, les surfaces intérieures de l'étrier, usées par le battement des coussinets seront redressées (FIG. 216) l'assem-

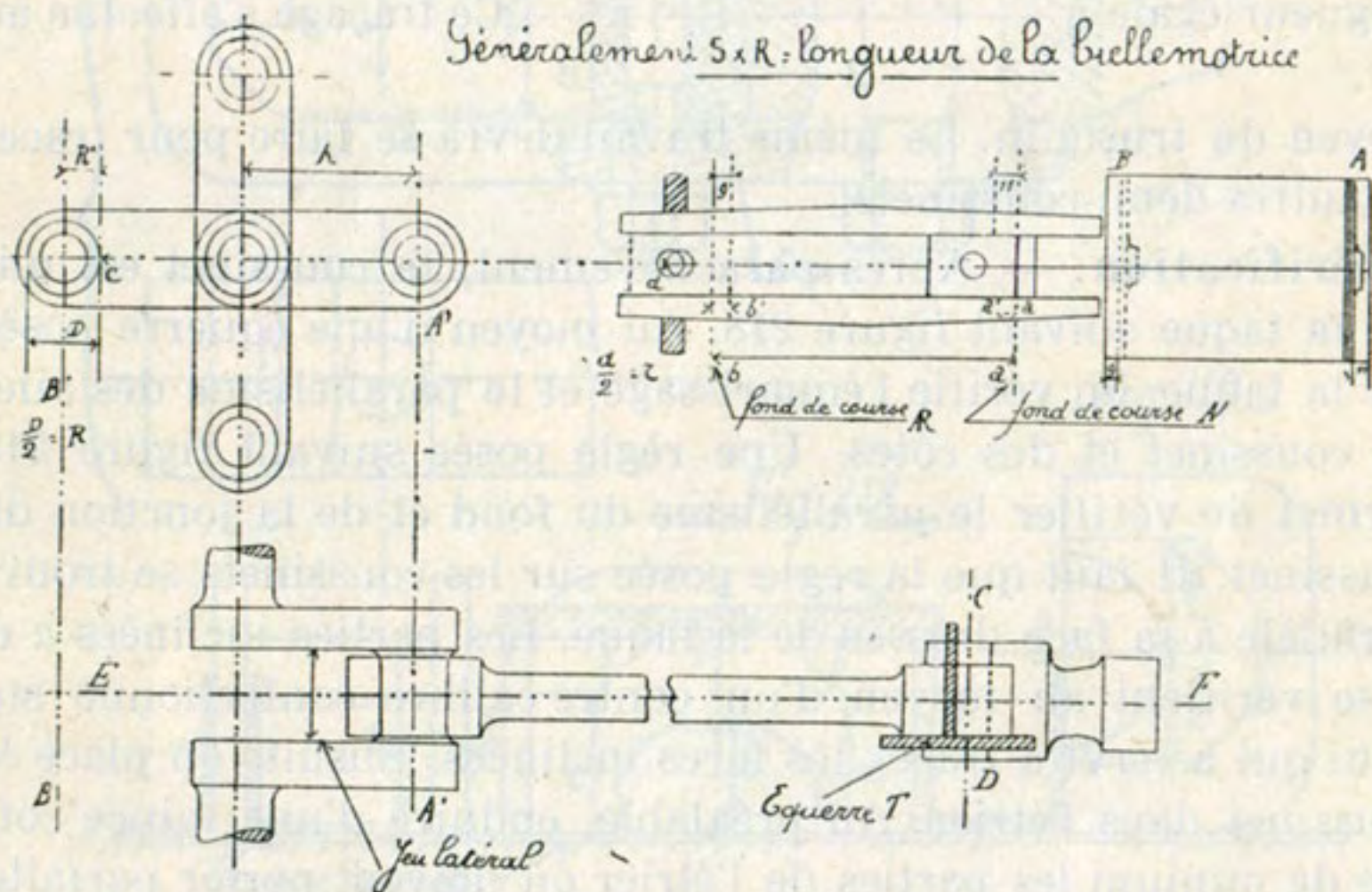


Fig. 214 et 215.

blage sera rajusté, la clef du milieu n° 2 généralement remplacée. Le coin sera remis en bon état. La grosse tête de bielle montée suivant figure 216, on mesurera la longueur à donner aux coussinets; bien entendu le coin de rattrapage de jeu se trouvant dans la position donnant le maximum de tirage, c'est-à-dire, 8 m/m.

Préalablement au traçage d'un coussinet, les faces A et B (FIG. 217) sont dressées. La hauteur *h* du coussinet (FIG. 218),

sera égale à $\frac{H}{2}$ de la grosse tête. Le coussinet se trouvant sur

une taque bien dressée et d'équerre avec celle-ci, la hauteur *h* est tracée au moyen du trusquin. Les parties inclinées *a* et *b* sont tracées au moyen d'un calibre, d'une hauteur *h*, ajusté dans le fond de l'étrier. Ces parties pourraient se tracer au moyen du trusquin. Lorsque la cote centrale du coussinet est noyée dans le métal blanc, la hauteur *h'* (FIG. 218), sera égale au diamètre de la fusée plus 5 m/m au maximum.

« Explications relatives aux avaries, quand il y a une trop forte épaisseur de métal blanc en cas d'échauffement. »

Ensuite, on place le coussinet suivant (FIG. 219), les faces dressées bien d'équerre par rapport à la taque. On trace l'axe C. D. On porte de chaque côté de cet axe une hauteur égale à E

— de la grosse tête. Ce traçage se fait au trusquin. On trace

l'axe F. G. (FIG. 220), on porte de chaque côté de cet axe une épaisseur étrier $\frac{1}{2}$ longueur égale à $\frac{1}{2}$. Ce traçage s'effectue au

moyen du trusquin. Le même travail devra se faire pour tracer les autres demi-coussinets.

Vérification. — Après parachèvement, le coussinet est mis sur la taque suivant figure 218. Au moyen d'une équerre posée sur la taque, on vérifie l'équarissage et le parallélisme des ailes du coussinet et des côtés. Une règle posée suivant figure 218 permet de vérifier le parallélisme du fond et de la jonction du coussinet. Il faut que la règle posée sur les coussinets se trouve parallèle à la face dressée de la taque. Les parties inclinées *a* et *b* se vérifient au moyen d'un contre-calibre confectionné sur celui qui a servi à tracer les faces inclinées. Ensuite on place le coussinet dans l'étrier. Au préalable, enduire d'une mince couche de minium les parties de l'étrier où doivent porter parfaitement les faces ajustées du coussinet. L'ajustage sera parfait si le coussinet, après démontage, porte des traces de minium sur les surfaces devant porter l'étrier.

L'ouvrier expérimenté, par le sondage au marteau, sait se rendre compte de l'état du fini du travail. Le montage dans l'étrier sera parfait si les coussinets se touchent *entièrement à leur jonction*. En effet, pour que cette condition se réalise, il faut que les *surfaces ajustées des coussinets et de l'étrier soient parallèles entre elles et de plus perpendiculaires au plan de jonction des demi-coussinets*.

Action de la vapeur sur le piston d'une machine à vapeur ordinaire.

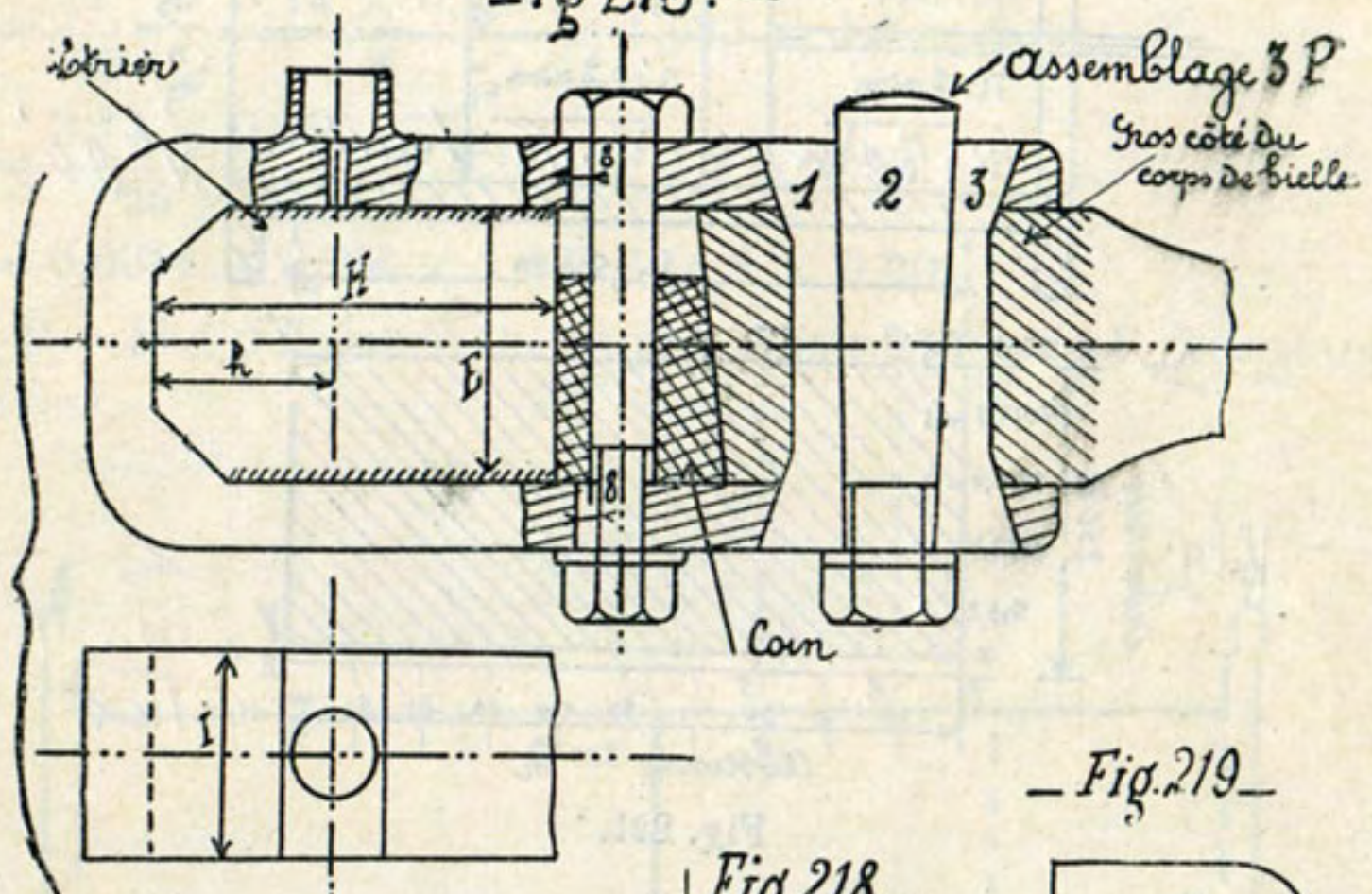
Travail et diagramme théorique d'une machine sans détente (FIG. 221).

$$\begin{array}{c} \text{---} \rightarrow \text{---} \\ \text{---} \leftarrow \text{---} \end{array} = \text{Effort positif sur le piston} = \frac{\pi D^2}{4} \times n \times 1,033.$$

$$\begin{array}{c} \leftarrow \text{---} \\ \text{---} \rightarrow \end{array} = \text{Effort négatif sur le piston} = \frac{\pi D^2}{4} \times n' \times 1,033.$$

$$\text{T. M. pour un aller du piston} = \frac{\pi D^2}{4} \times n \times 1,033 \times L.$$

- Fig 216. -



- Fig. 219 -

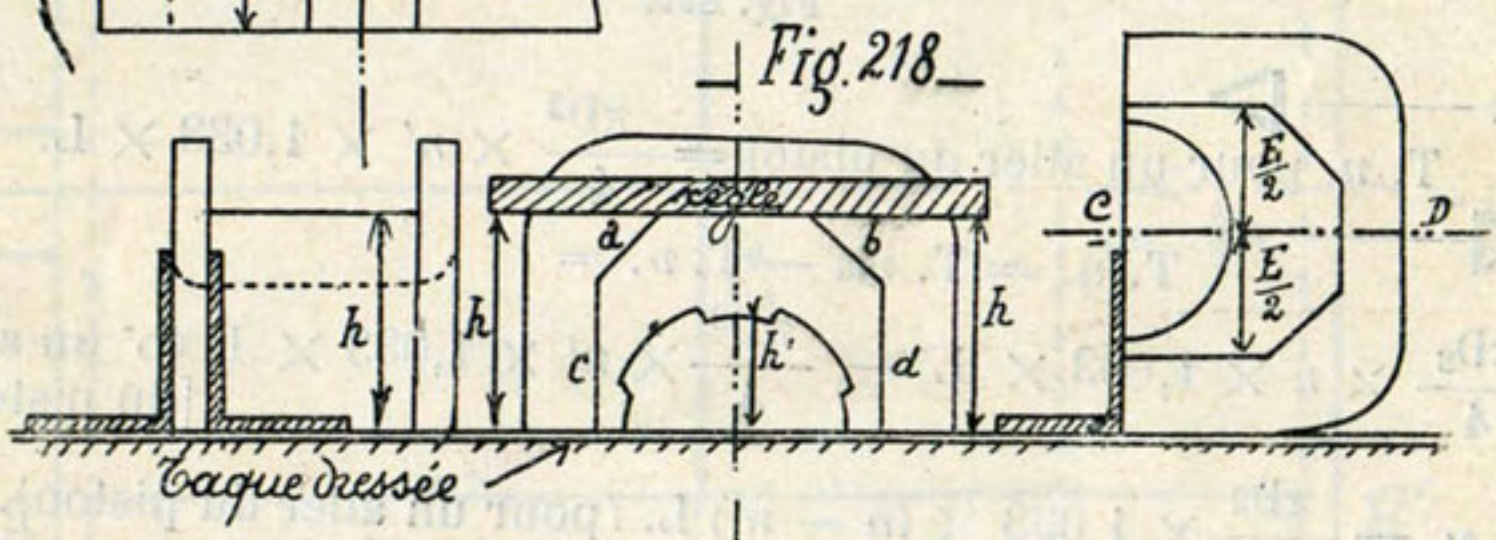


Fig. 220

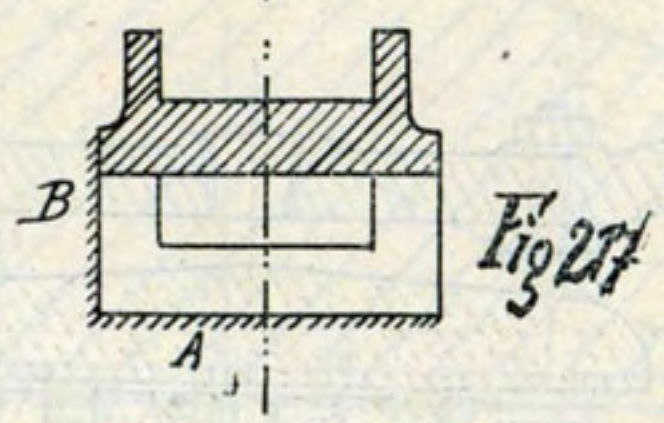
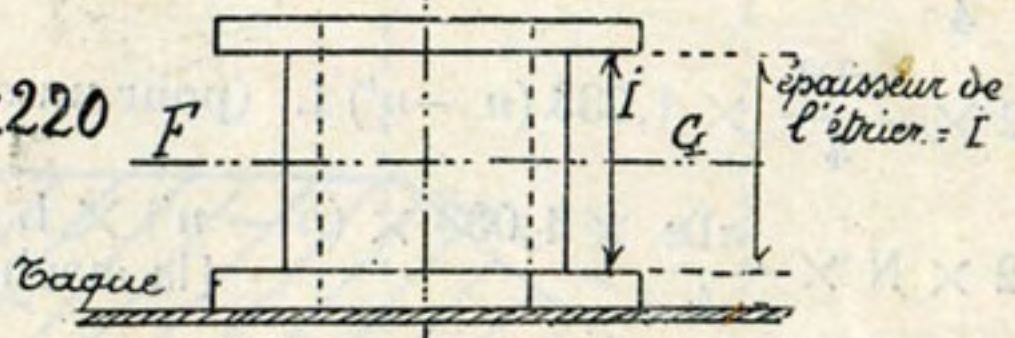


Fig 221

Fig. 216 à 220.

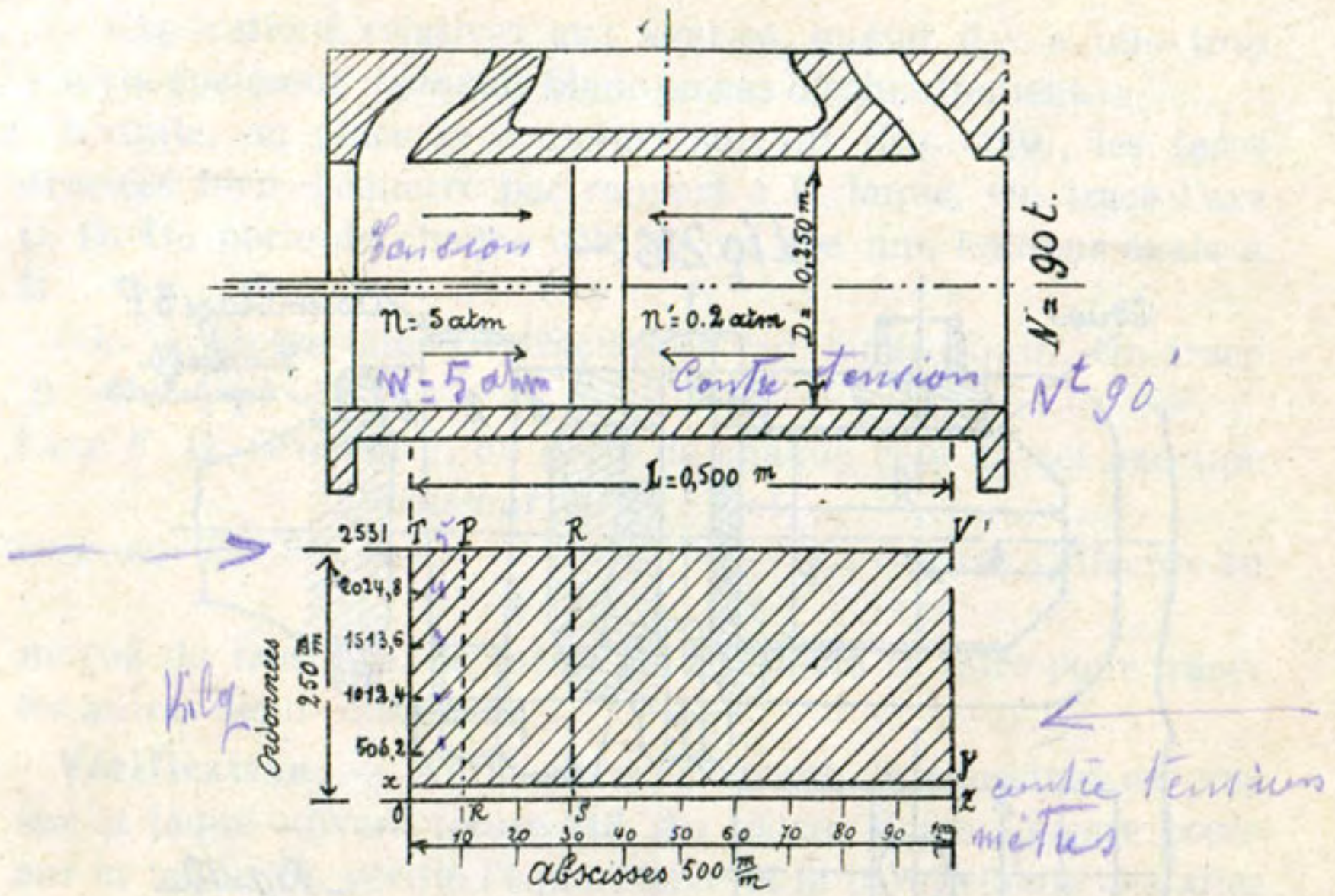
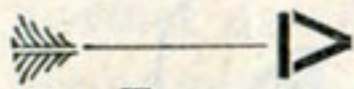
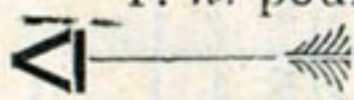


Fig. 221.



$$T. n. \text{ pour un aller du piston} = \frac{\pi D^2}{4} \times n' \times 1,033 \times L.$$



$$T. u. = T. m. - T. n. =$$

$$\frac{\pi D^2}{4} \times n \times 1,033 \times L - \frac{\pi D^2}{4} \times n' \times 1,033 \times L \text{ (pour un aller [du piston]).}$$

$$T. u. = \frac{\pi D^2}{4} \times 1,033 \times (n - n') L. \text{ (pour un aller du piston).}$$

$$T. u = 2 \times \frac{\pi D^2}{4} \times 1,033 (n - n') L. \text{ (pour un aller et retour du [piston].)}$$

$$T. u. = 2 \times N \times \frac{\pi D^2}{4} \times 1,033 \times (n - n') \times L \text{ (pour N tours de [la machine par minute]).}$$

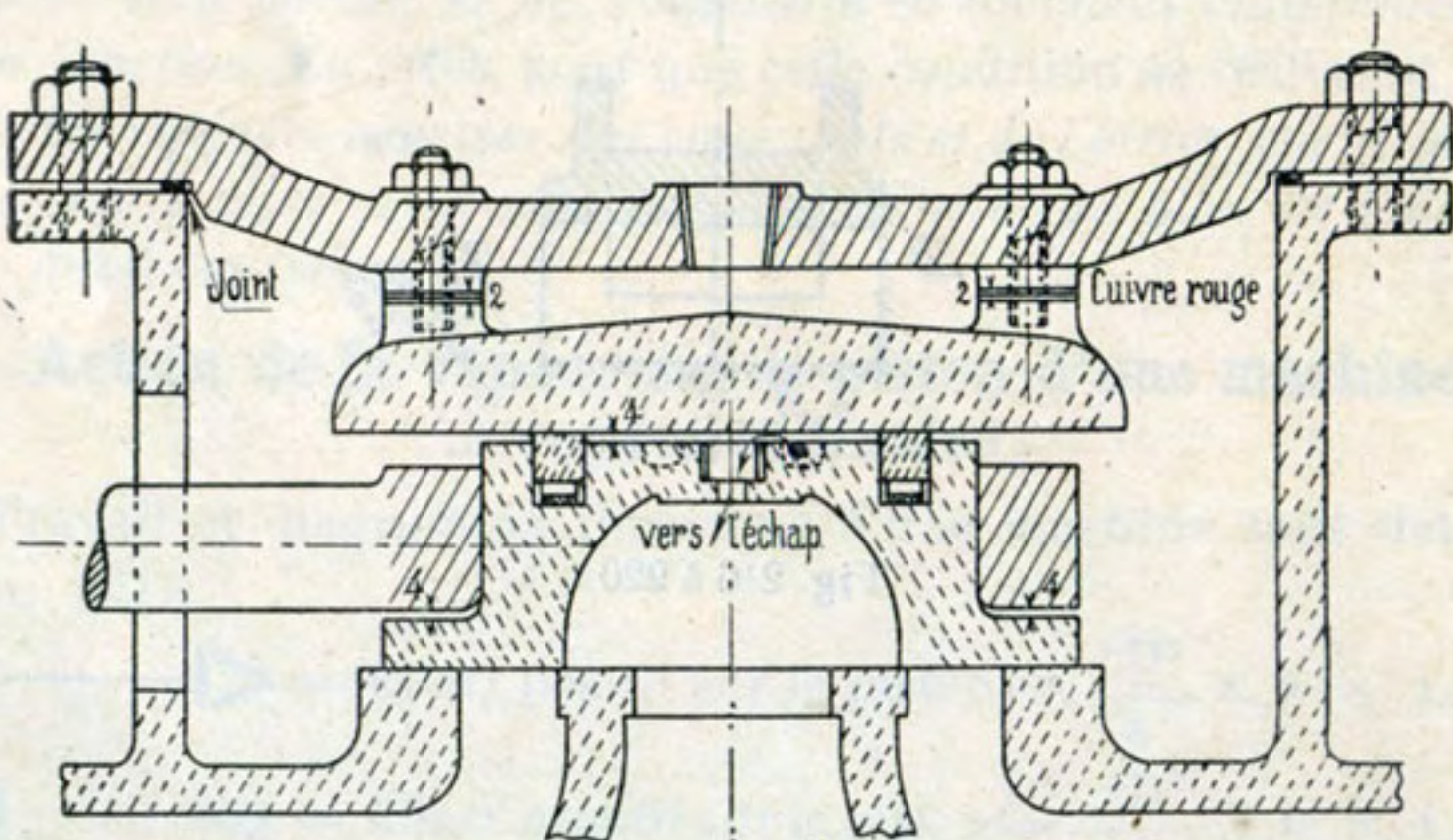


Fig. 221 B.

$$HP = \frac{2 \times N}{60 \times 75} \times \frac{\pi \cdot D^2}{4} \times 1,033 \times (n - n') \times L. \quad (HP = 75 \text{ kgm. [seconde).}$$

$$HP = \frac{2 \times 90}{60 \times 75} \times \frac{3,14 \times 0,25^2}{4} \times 1,033 \times (5 - 0,2) \times 0,50.$$

$$HP = \frac{1}{25} \times \frac{3,14 \times 0,25^2}{4} \times 1,033 \times 4,8 \times 0,50.$$

$$HP = \frac{3,14 \times 0,25^2}{25 \times 4} \times 1,033 \times 4,8 \times 0,50.$$

$$HP = 0,0314 \times 0,25^2 \times 1,033 \times 4,8 \times 0,50.$$

H. P. = 48.6 puissance théorique. Abstraction de R (résistances passives).

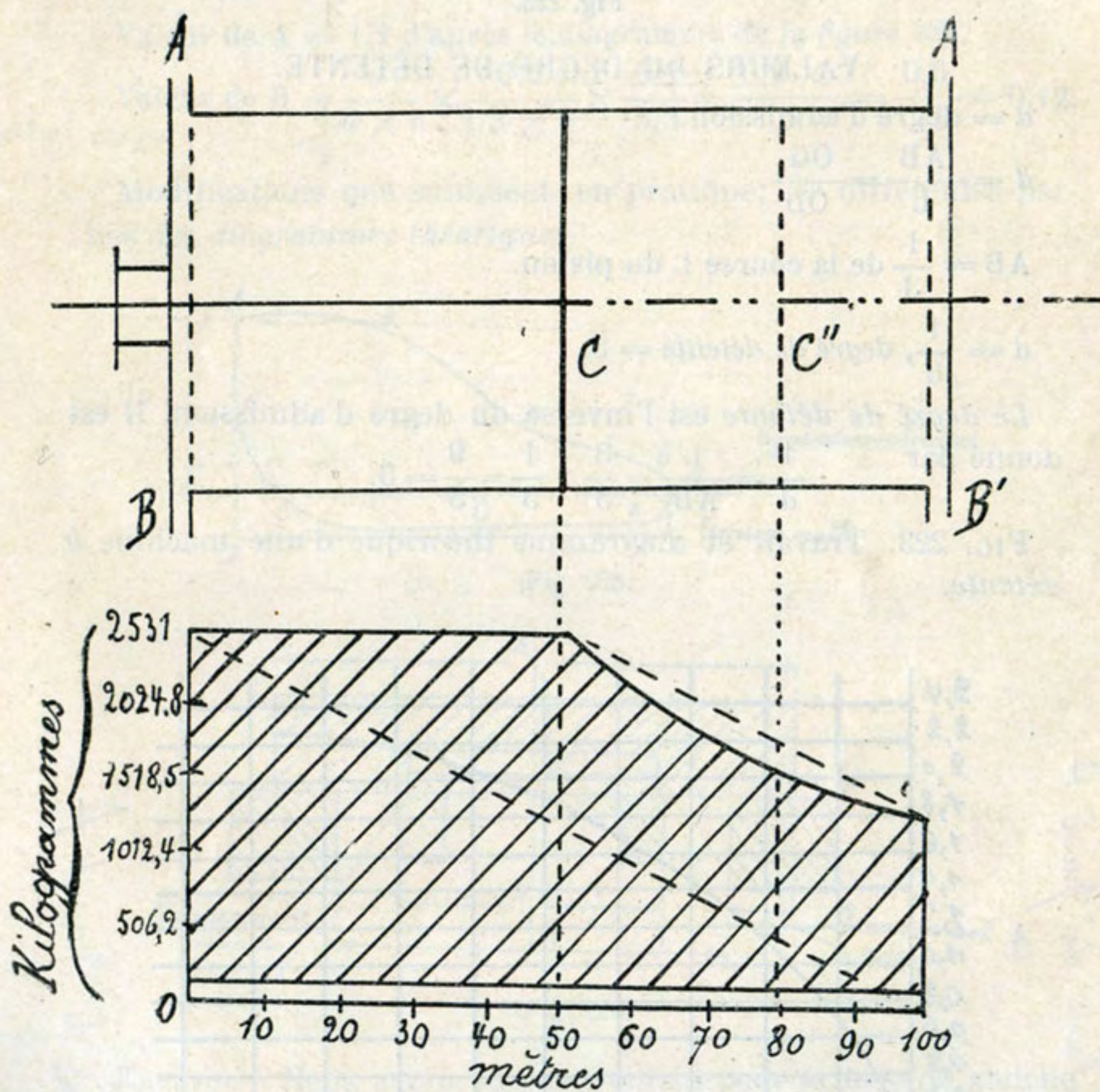


Fig. 222.

La figure 222 représente l'avantage de la détente de la vapeur. Degré d'admission 1/2.

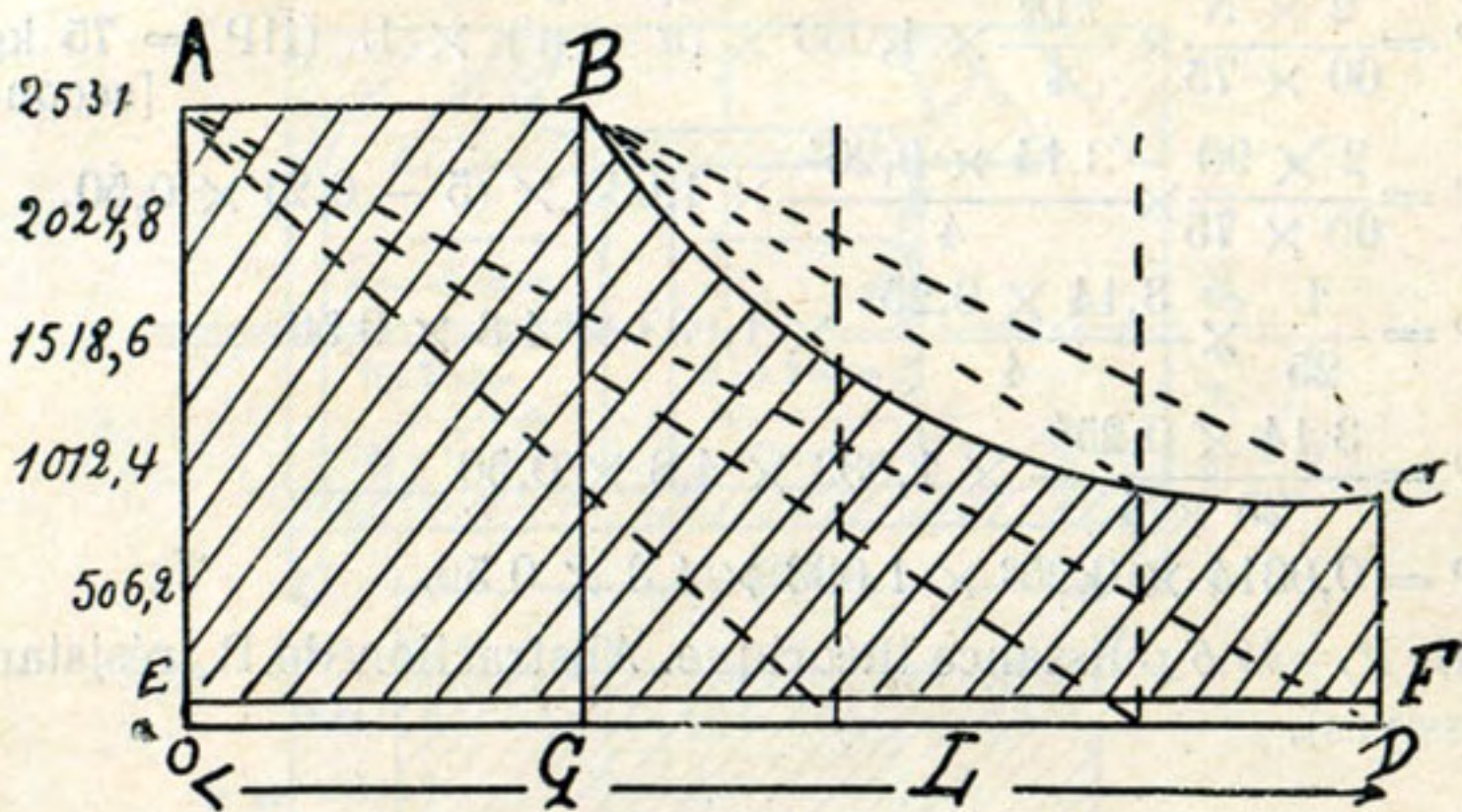


Fig. 223.

VALEURS DU DEGRÉ DE DÉTENTE.

d = degré d'admission.

$$d = \frac{AB}{L} = \frac{OG}{OD}.$$

$AB = \frac{1}{3}$ de la course L du piston.

$$d = \frac{1}{3}, \text{ degré de détente} = 3.$$

Le degré de détente est l'inverse du degré d'admission. Il est donné par

$$\frac{1}{d} = \frac{L}{AB} = \frac{3}{\frac{1}{3}} = \frac{9}{3} = 3.$$

FIG. 223. Travail et diagramme théorique d'une machine à détente.

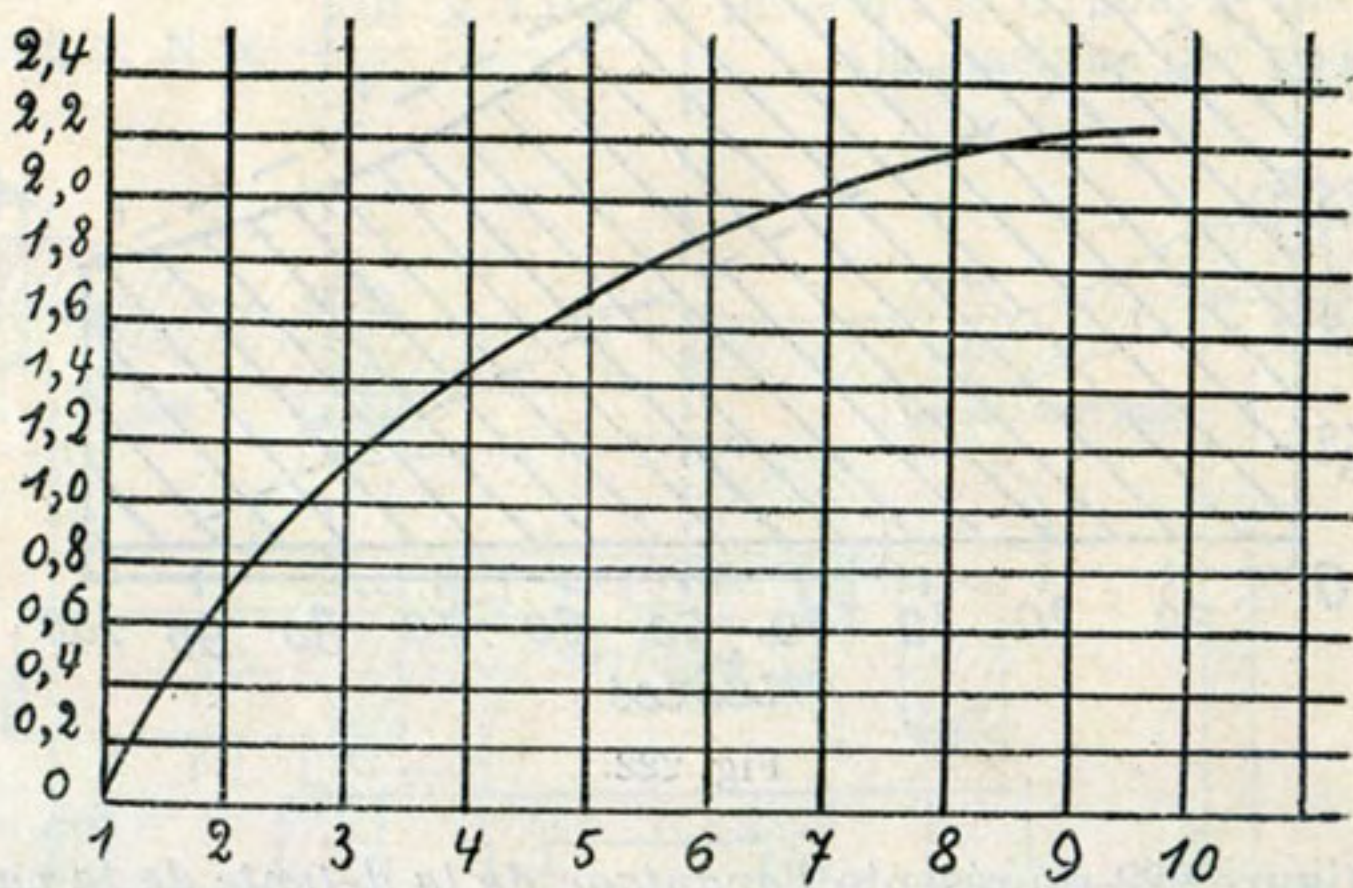


Fig. 224.

Valeurs du degré de détente

$$HP = \frac{2N}{60 \times 75} \times \frac{\pi D^2}{4} \times n \times 1,033 \times d \times L \times (1 + A - B).$$

$$HP = \frac{2 \times 90}{60 \times 75} \times \frac{3,14 \times 0,25^2}{4} \times 5 \times 1,033 \times \frac{1}{3} \times 0,50 \times [(1 + 1,1 - 0,12)].$$

$$HP = \frac{1}{25} \times \frac{3,14 \times 0,25^2}{4} \times \frac{5 \times 1,033 \times 0,50}{3} \times 1,98.$$

$$HP = \frac{3,14 \times 0,25^2}{100} \times \frac{5 \times 1,033 \times 0,50}{3} \times 1,98.$$

$$HP = \frac{3,14 \times 0,25^2}{100} \times 5 \times 1,033 \times 0,50 \times 0,66.$$

$$HP = 0,0314 \times 0,25^2 \times 5 \times 1,033 \times 0,50 \times 0,66.$$

$$HP = 33,36.$$

Valeur de A = 1.1 d'après le diagramme de la figure 224.

$$\text{Valeur de B} = \frac{n'}{\frac{1}{3}d \times n} \times \frac{0,2}{1/3 \times 5} \times \frac{0,2}{5/3} = \frac{0,2 \times 3}{5} = \frac{0,6}{5} = 0,12.$$

Modifications que subissent en pratique, les différentes parties des diagrammes théoriques.

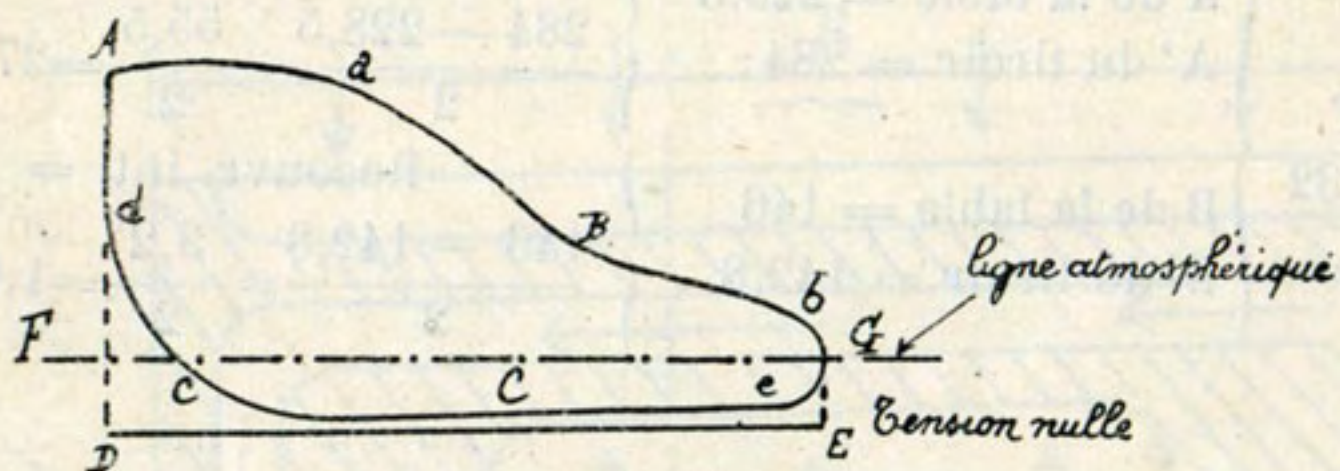


Fig. 225.

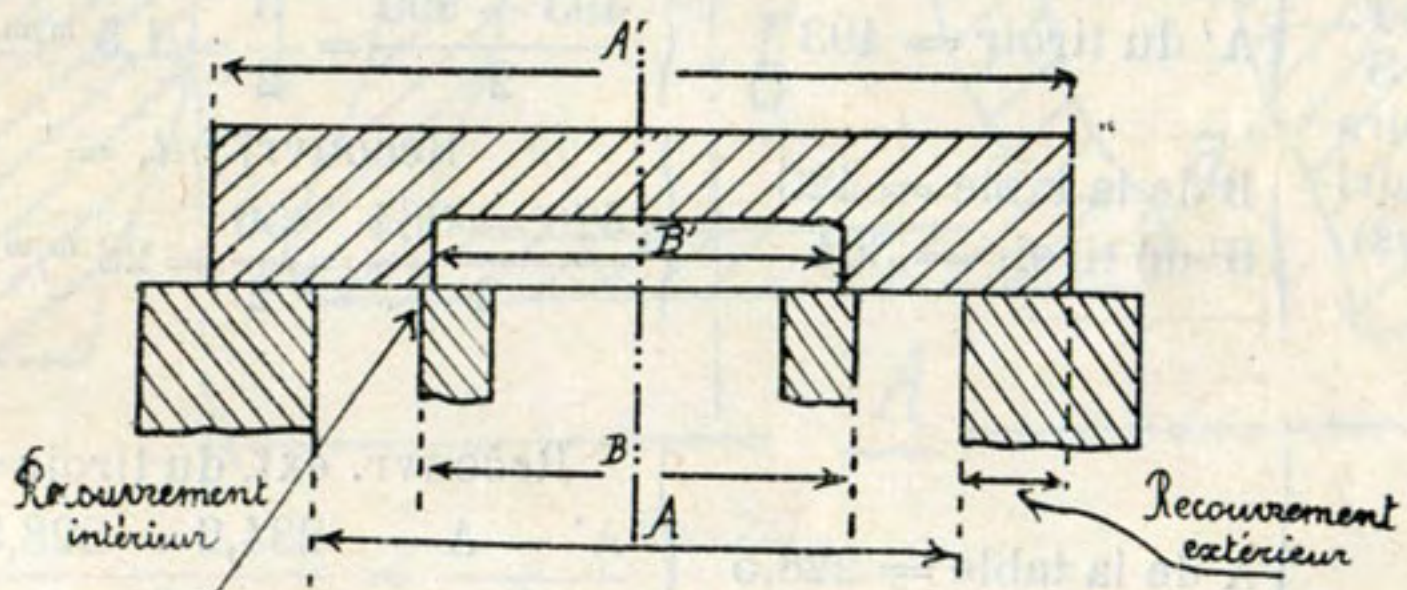


Fig. 226.

Exemple : Nous avons successivement pour la face de gauche du piston (FIG. 225) :

L'admission A, le laminage ou étranglement a, la détente B, l'avance à l'échappement b, la contretension décroissante e, la contretension normale C, la compression finale c, l'avance à l'admission d.

Hl. T. 2-28 12 et 25	$\left. \begin{array}{l} A \text{ de la table} = 178 \text{ m/m} \\ A' \text{ du tiroir} = 228 \text{ m/m} \end{array} \right\}$	$\text{Recouvr. ext. du tiroir} =$ $\frac{A' - A}{2} = \frac{228 - 178}{2} = \frac{50}{2} =$ $[25 \text{ m/m.}]$
		$\left. \begin{array}{l} B \text{ de la table} = 114 \text{ m/m} \\ B' \text{ du tiroir} = 113 \text{ m/m} \end{array} \right\}$ $\text{Recouvr. int. du tiroir} =$ $\frac{B - B'}{2} = \frac{114 - 113}{2} = \frac{1}{2} =$ $[0,5 \text{ m/m.}]$

Hl. T. 23	$\left. \begin{array}{l} A \text{ de la table} = 194 \\ A' \text{ du tiroir} = 244 \end{array} \right\}$	$\text{Recouvr. ext.} =$ $\frac{244 - 194}{2} = \frac{50}{2} = 25 \text{ m/m.}$
		$\left. \begin{array}{l} B \text{ de la table} = 124 \\ B' \text{ du tiroir} = 122 \end{array} \right\}$ $\text{Recouvr. int.} =$ $\frac{124 - 122}{2} = \frac{2}{2} = 1 \text{ m/m.}$

Hl. T. 30 et 32	$\left. \begin{array}{l} A \text{ de la table} = 228,5 \\ A' \text{ du tiroir} = 284 \end{array} \right\}$	$\text{Recouvr. ext.} =$ $\frac{284 - 228,5}{2} = \frac{55,5}{2} = 27,7 \text{ m/m}$
		$\left. \begin{array}{l} B \text{ de la table} = 146 \\ B' \text{ du tiroir} = 142,8 \end{array} \right\}$ $\text{Recouvr. int.} =$ $\frac{146 - 142,8}{2} = \frac{3,2}{2} = 1,6 \text{ m/m.}$

Hl. T. 32 S (tiroirs cylindri- ques)	$\left. \begin{array}{l} A \text{ de la table} = 490 \\ A' \text{ du tiroir} = 493 \end{array} \right\}$	$\text{Recouvr. ext.} =$ $\frac{493 - 490}{2} = \frac{3}{2} = 1,5 \text{ m/m.}$
		$\left. \begin{array}{l} B \text{ de la table} = 420 \\ B' \text{ du tiroir} = 364 \end{array} \right\}$ $\text{Recouvr. int.} =$ $\frac{420 - 364}{2} = \frac{56}{2} = 28 \text{ m/m.}$

Hl. T. 17 et 18	$\left. \begin{array}{l} A \text{ de la table} = 228,5 \\ A' \text{ du tiroir} = 284,2 \end{array} \right\}$	$\text{Recouvr. ext. du tiroir} =$ $\frac{A' - A}{2} = \frac{284,2 - 228,5}{2} =$ $[\frac{55,7}{2} = 27,8 \text{ m/m.}]$
		$\left. \begin{array}{l} B \text{ de la table} = 146 \\ B' \text{ du tiroir} = 149,2 \end{array} \right\}$ $\text{Découvr. int. du tiroir} =$ $\frac{B' - B}{2} = \frac{149,2 - 146}{2} = \frac{3,2}{2}$ $= 1/6 \text{ m/m de découverte.}$

Hl. compound type 8.

H. P	A de la table = 184 A' du tiroir = 238	$\left. \begin{array}{l} \text{Recouvr. ext. du tiroir} = \\ \frac{A' - A}{2} = \frac{238 - 184}{2} = \frac{54}{2} = \\ \qquad \qquad \qquad [27 \text{ m/m.} \end{array} \right\}$
B. P.	A de la table = 214 A' du tiroir = 268	$\left. \begin{array}{l} \text{Recouvr. ext. du tiroir} = \\ \frac{A' - A}{2} = \frac{268 - 214}{2} = \frac{54}{2} = \\ \qquad \qquad \qquad [27 \text{ m/m.} \end{array} \right\}$

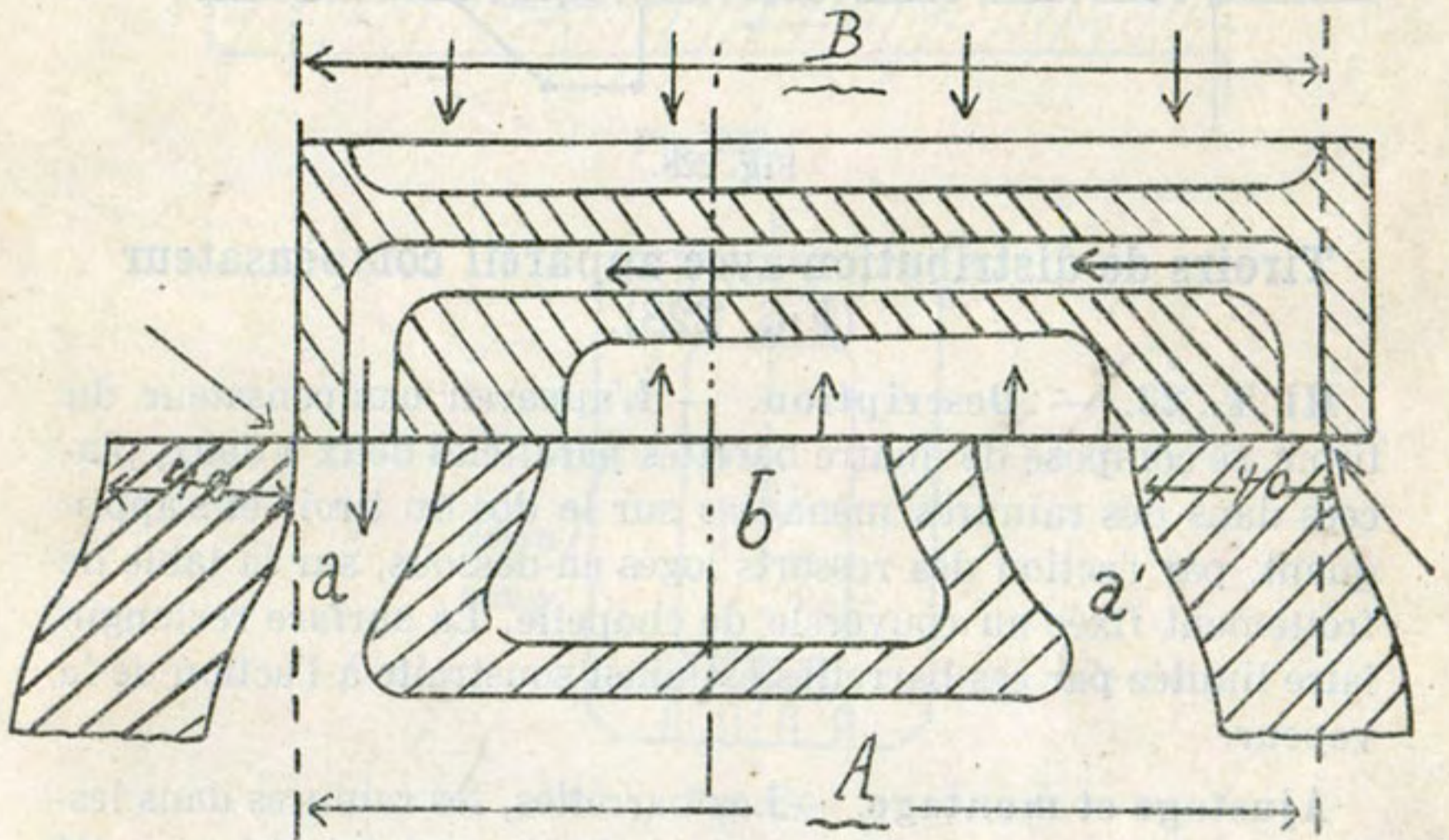


Fig. 227.

Tiroir de Trick ou tiroir Allan (FIG. 227).

Cote rigoureuse : A de la table = B du tiroir.

Avantages du tiroir Allan *sur le tiroir ordinaire.*

On obtient une *avance à l'admission plus grande* sans diminuer le degré d'admission, donc sans augmenter la détente et l' avance à l'émission, sans diminuer l'émission et *sans augmenter la compression*, le rayon d'excentricité de la poulie restant le

A-B
2
A-B =
2

même, c'est-à-dire comme pour le tiroir ordinaire. En conséquence, on obtient des avances à l'admission prolongées et la puissance de la *hl* n'est pas sacrifiée.

Inconvénients. — Parfois, lorsque la course du tiroir n'est pas bien réglée, le canal du tiroir arrive en communication avec la lumière d'échappement et la vapeur vive s'échappe à l'atmosphère.

Cette anomalie se constate lorsque le levier de changement de marche se trouve à fond de course, c'est-à-dire quand le tiroir parcourt sa course maximum. En rappelant le levier de changement de marche d'un cran vers le centre, cette imperfection dans le réglage disparaît.

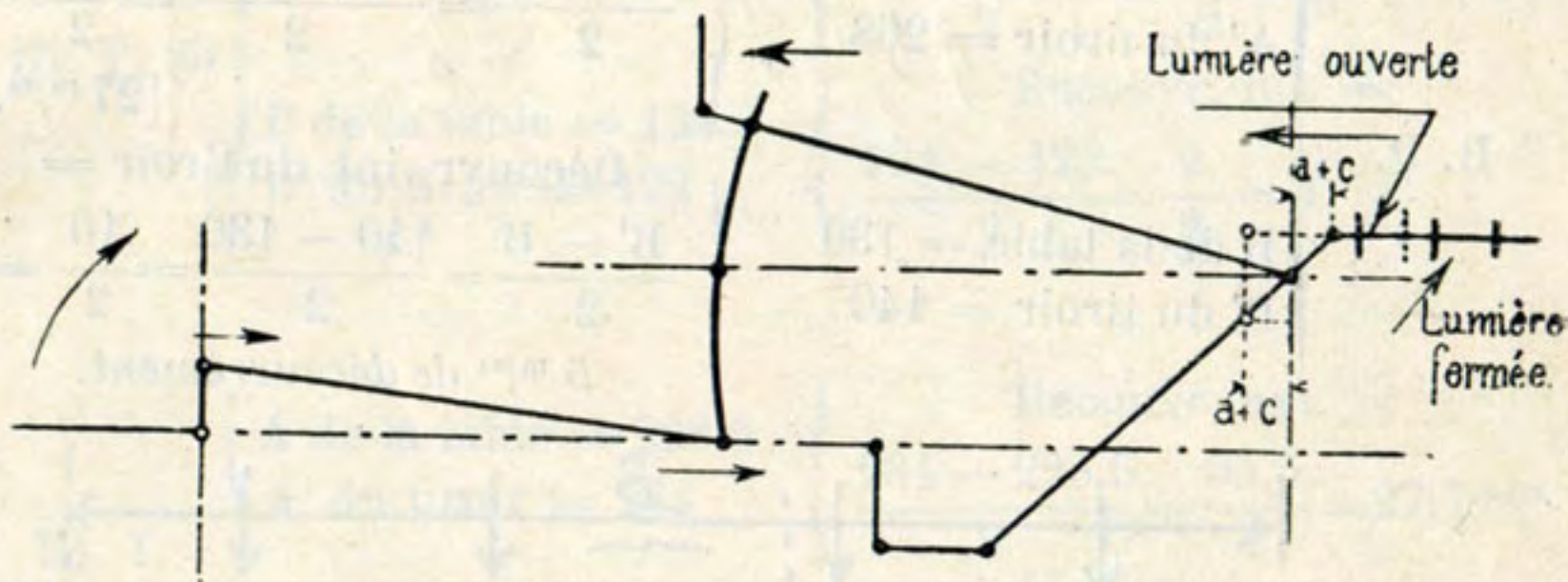


Fig. 228.

Tiroirs de distribution avec appareil compensateur (FIG. 228).

HI T. 23. — Description. — L'appareil compensateur du tiroir, se compose de quatre barrettes parallèles deux à deux, placées dans des rainures ménagées sur le dos du tiroir et s'appliquant, par l'action des ressorts logés en-dessous, sur la table de frottement fixée au couvercle de chapelle. La surface rectangulaire limitée par ces barrettes est ainsi soustraite à l'action de la vapeur.

Ajustage et montage. — Les barrettes, les rainures dans lesquelles elles sont logées et la table de frottement doivent avoir été ajustées les unes sur les autres d'une manière précise, de façon à ne présenter que les jeux indispensables au libre fonctionnement du système et assez faibles pour ne pas donner lieu au passage de la vapeur.

Dans ces conditions, elles forment un joint à la fois étanche et en même temps en partie déformable, c'est-à-dire capable de se prêter aux inégalités que la surface de frottement peut présenter pour diverses causes et notamment par suite de l'usure inégale

résultant des variations de la course du tiroir aux différents crans de marche. La table supérieure sera montée de telle façon que la surface de frottement soit aussi exactement que possible parallèle à la table du cylindre.

Métal. — Les tiroirs, les tables de frottement et les barrettes seront en fonte provenant de la même coulée que les cylindres et porteront les mêmes marques que ceux-ci.

Coussin de distribution avec appareil compensateur appliqué au Loc type Atlantique HP

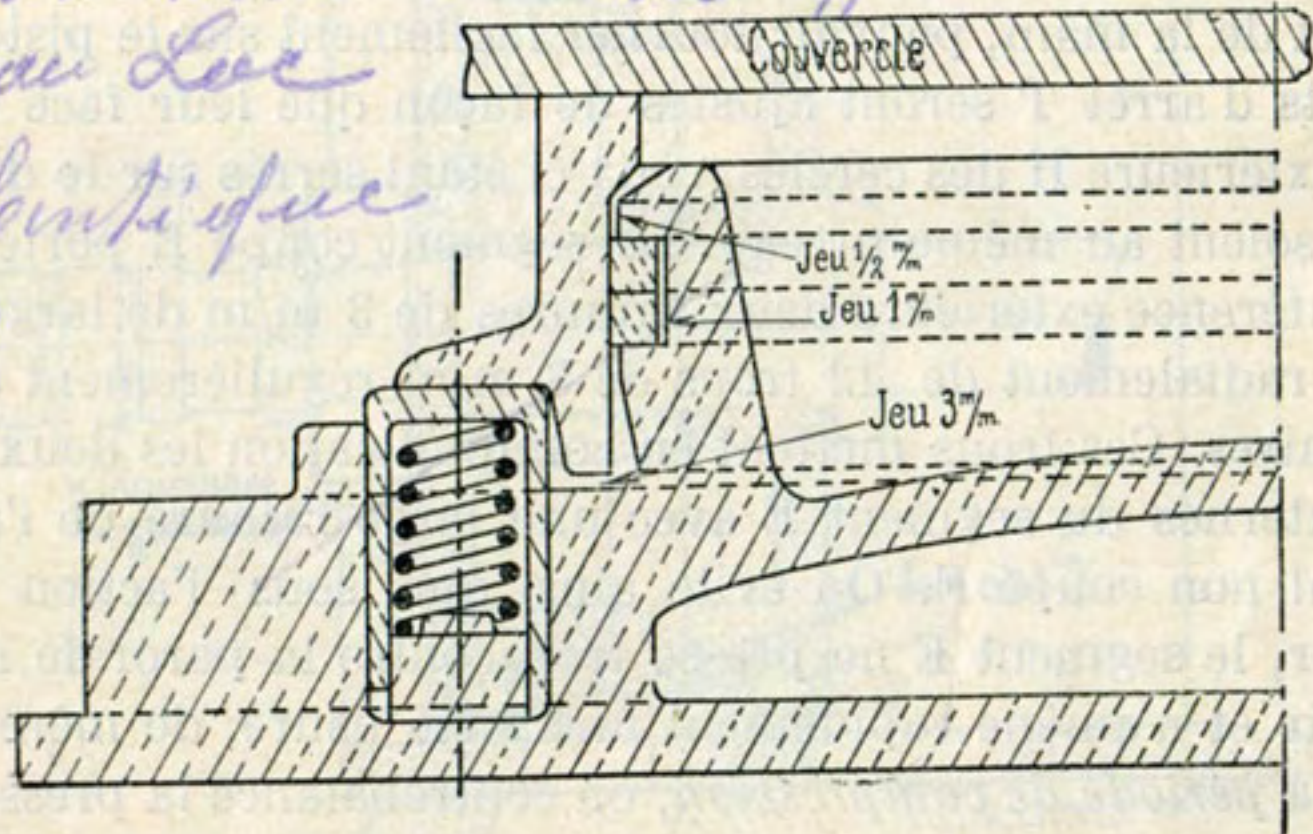


Fig. 229.

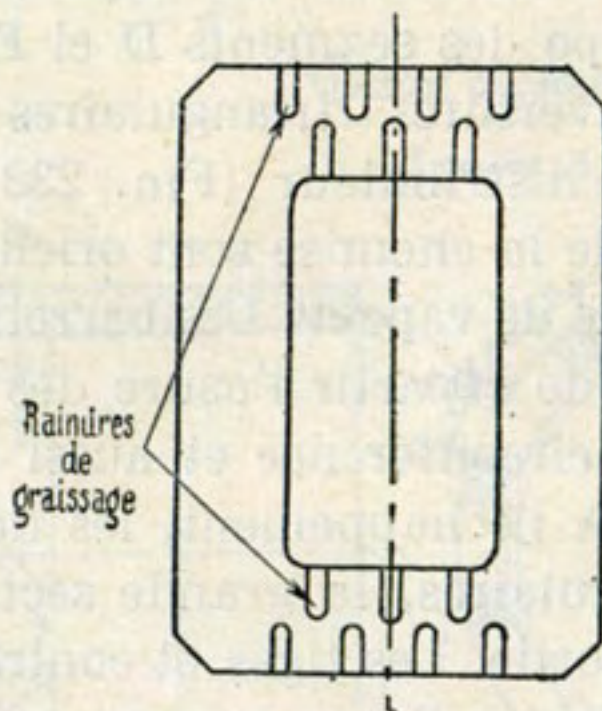


Fig. 230.

Rainures de graissage des tiroirs plans (FIG. 230).

Elles ont pour effet de diminuer le frottement et l'usure du tiroir, le grippement de la table aux parties soumises à l'échauffement à cause du frottement.

Limite d'usure des tiroirs. Plans des locomotives :

- 8 m/m pour les *hl* timbrées à 9 atmosphères et *au-dessous*.
- 10 m/m pour les *hl* timbrées de 10 à 14 atmosphères.
- 12 m/m pour les *hl* timbrées de 15 atmosphères et *au-dessus*.

Pistons distributeurs (FIG. 231).

L'anneau F ne sera pas coupé; il sera rigoureusement ajusté et fortement serré entre les plateaux B et C. Les plans annulaires *a*, *b*, *c* et *d* des cercles D et E seront tournés et parachevés avant le coupage des cercles, de manière à obtenir entre ceux-ci et les pièces B, C et F un contact parfait sur tout le pourtour.

Les parties lisérées seront rodées.

Les cercles D et E seront montés sans jeu, mais devront, sous l'effort de la main, pouvoir tourner facilement sur le piston. Les taquets d'arrêt T seront ajustés de façon que leur face G et la face extérieure H des cercles, ceux-ci étant serrés sur le distributeur, soient au même niveau. Le segment coupé E porte sur sa circonférence extérieure deux rainures de 3 m/m de large et est percé radialement de 12 trous de 3 m/m régulièrement espacés par paires. Ces trous mettent en communication les deux rainures externes du segment E avec une large rainure de l'anneau central non coupé F. On évite ainsi que, sous l'action de la vapeur, le segment E ne presse trop contre la paroi de la boîte à tiroir et n'amène rapidement une forte usure; de même, pendant la *période de compression*, on contrebalance la pression sur la surface externe du segment, pression qui tend à l'aplatir et à le déformer et prépare les fuites. Les taquets des plateaux B et C forment joint de coupe des segments D et E. Une chemise rapportée, percée d'ouvertures triangulaires d'introduction de vapeur, complète le distributeur (FIG. 232). Au montage, les grandes ouvertures de la chemise sont orientées vers le bas, du côté opposé à l'arrivée de vapeur. Les barrettes ont été disposées obliquement en vue de répartir l'usure des segments de façon égale sur toute leur circonférence et aussi en vue d'empêcher ceux-ci de tourner. A l'échappement, les dégagements dans la chemise sont rectangulaires, la grande section orientée vers le haut, du côté de la sortie. Les tiges et contre-tiges des distributeurs n'étant en contact qu'avec la vapeur de décharge, il n'a pas été nécessaire de les munir de garnitures spéciales. Elles sont simplement pourvues de rainures circulaires de graissage et guidées dans un long fourreau venu de fonte avec le fond du cylindre distributeur et garni intérieurement d'une chemise en bronze.

Les déplacements des distributeurs se font inversement de ceux des tiroirs plans.

La vapeur de la chaudière arrive entre les deux distributeurs; l'admission dans les cylindres se fait par leurs bords intérieurs et l'échappement par leurs bords extérieurs, contrairement à ce qui se passe avec les tiroirs plans.

Prenons le piston-moteur à l'origine de sa course directe; nous aurons sur une même face du piston-moteur :

1° Admission par le bord intérieur du distributeur de gauche (considérons ce même distributeur pour un tour de roue);

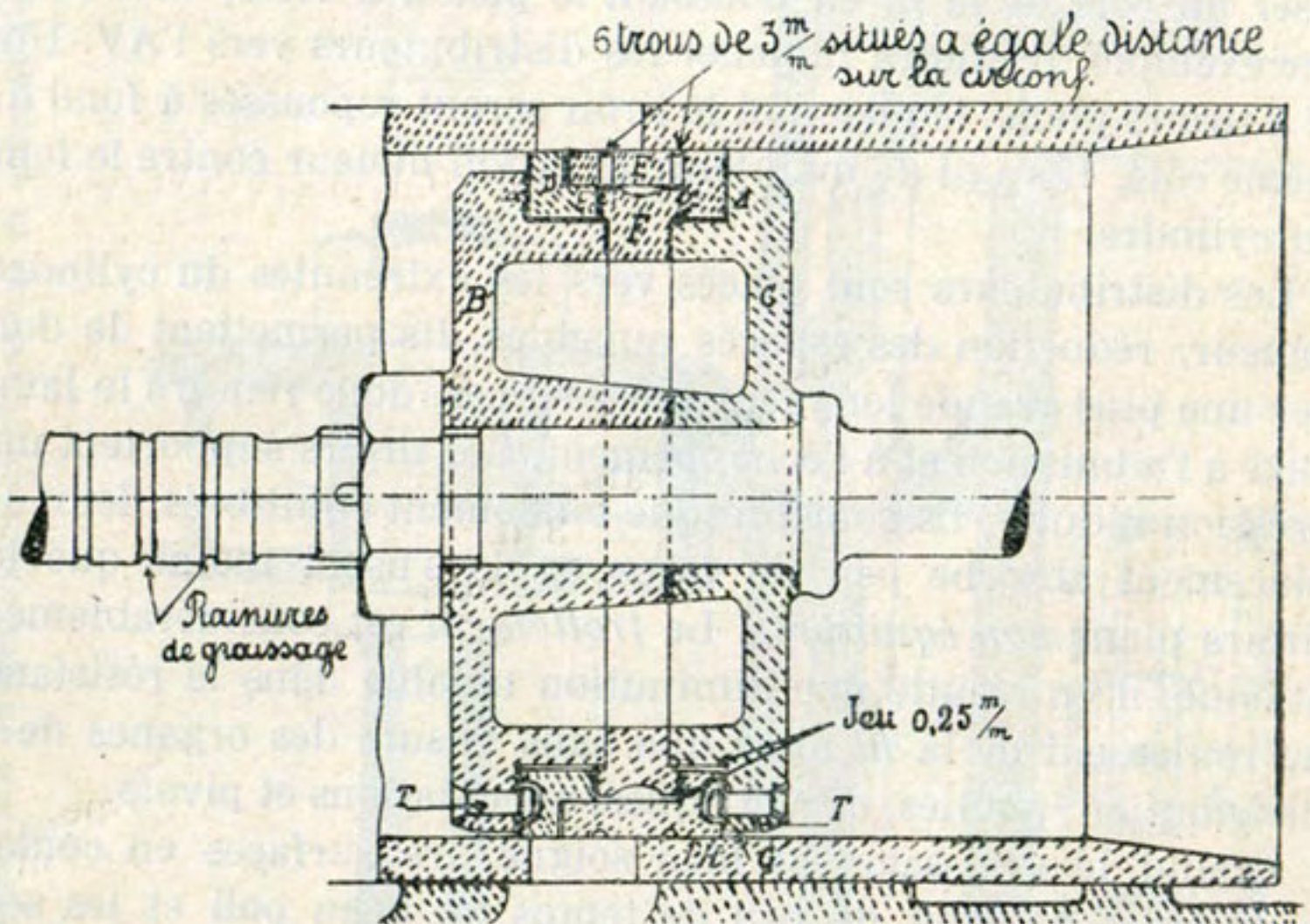


Fig. 231.

Détail du fourreau (chemise)

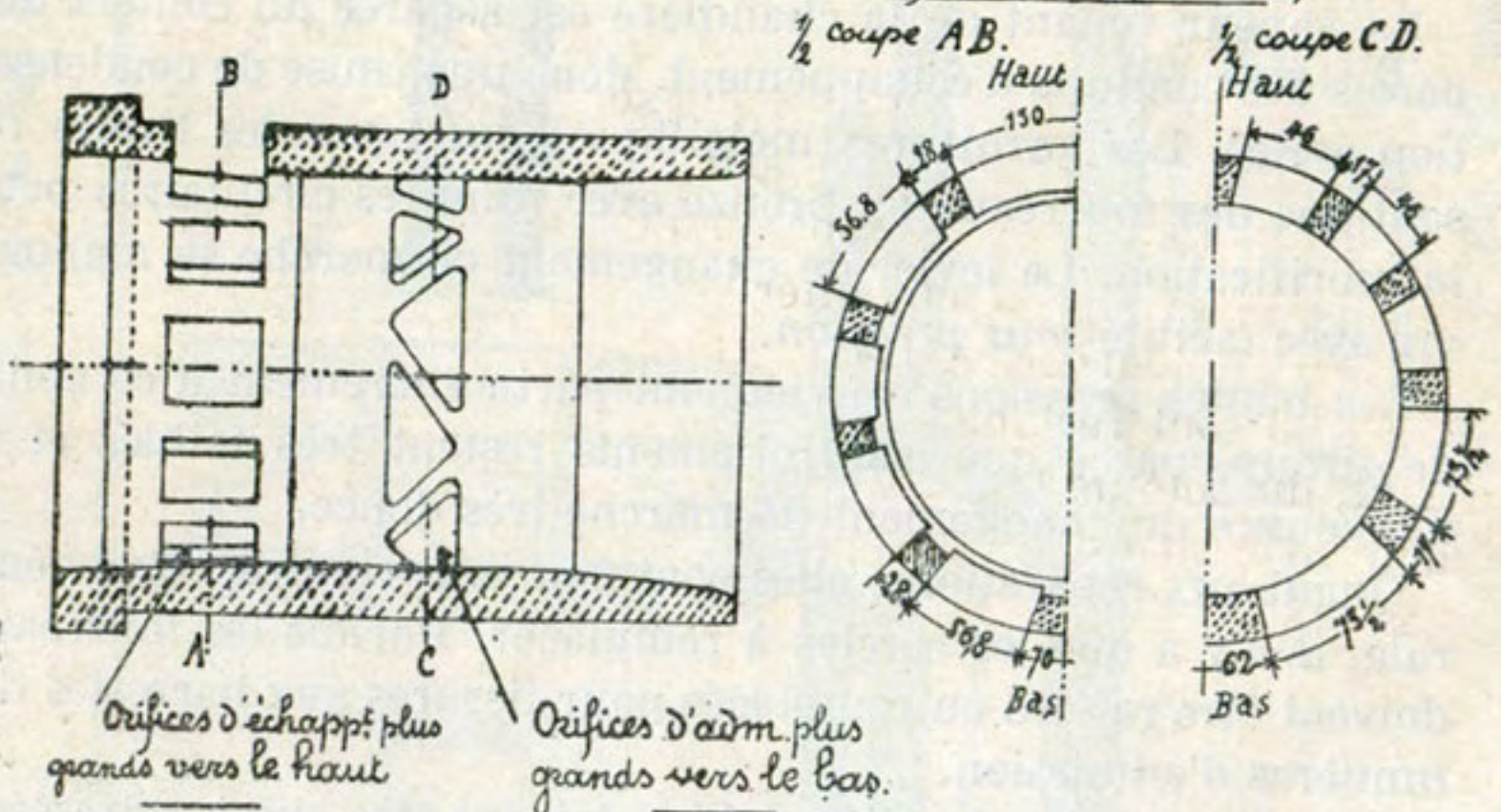


Fig. 232.

2° Détente produite par les recouvrements intérieur et extérieur;

3° Avance à l'émission par le bord extérieur;

4° Emission par ce même bord;

5° Compression produite par les recouvrements intérieur et extérieur;

6° Avance à l'admission par le bord intérieur.

Remarque (FIG. 233). — Quand, en cas d'avarie, on veut paralyser un côté de la *hl* en poussant le piston à fond, vers l'AR, par exemple, il faudra ramener les distributeurs vers l'AV. Une *hl* à tiroirs plans, le piston et le tiroir seront repoussés à fond du même côté. Il s'agit de maintenir le piston-moteur contre le fond du cylindre.

Les distributeurs sont placés vers les extrémités du cylindre-moteur, réduction des espaces nuisibles. Ils permettent de donner une plus grande longueur aux orifices, donc réduire le laminage à l'admission et à l'échappement. Ces tiroirs supportent une pression réduite; ils sont presque totalement équilibrés; leur déplacement absorbe peu de force et ils s'usent moins que les tiroirs plans *non équilibrés*. Le *frottement* est considérablement atténué; il en résulte une diminution notable dans la résistance au roulement de la *hl* ainsi que dans l'usure des organes de la distribution; poulies, excentriques, articulations et pivots.

Quand le graissage est bien soigné, les surfaces en contact acquièrent au bout de peu de temps un beau poli et les segments s'usent peu. De nombreux essais ont été effectués; les fuites des tiroirs cylindriques bien entretenus ne sont pas plus importantes que celles des tiroirs plans bien dressés.

La vapeur venant de la chaudière est séparée du contact des parois des conduits d'échappement, donc une cause de condensation évitée. Les garnitures métalliques des tiges des tiroirs ne sont que des fourreaux en bronze avec rainures circulaires pour la lubrification. Le levier de changement de marche se manœuvre avec facilité *sous pression*.

Les hautes pressions conviennent particulièrement à ce genre de tiroirs, parce que les frottements restent très faibles et la manœuvre du changement de marche très douce.

Quant aux réparations, elles sont peu importantes; règle générale, il n'y a que les cercles à remplacer. Parfois les fourreaux doivent être ralésés ou remplacés pour fissures aux barrettes des lumières d'admission.

Avec les *tiroirs plans*, les tables doivent être aussi redressées; de plus, des avaries aux barrettes des tables provoquent la mise hors d'usage des cylindres; les tiroirs cylindriques ne présentent pas des avaries de l'espèce. L'application de ces tiroirs a fait baisser de 5 % environ la consommation de combustible.

L'emploi de tiroirs cylindriques sans soupapes de rentrée d'air

OBSERVATIONS

- 1° Le cercle F non coupé est serré fortemen entre les plateaux B et C; et alors les cercles de tension D et E doivent être facilement mobiles par la main entre les plans a-b et c-d sans qu'il y ait du jeu;
- 2° Les taquets, joints de coupe, et la cale pour la tige du tiroir doivent être dirigés exactement en bas et suivant l'axe vertical indiqué ci-contre;
- 3° Les parties lisérées («««») doivent être rodées soigneusement.

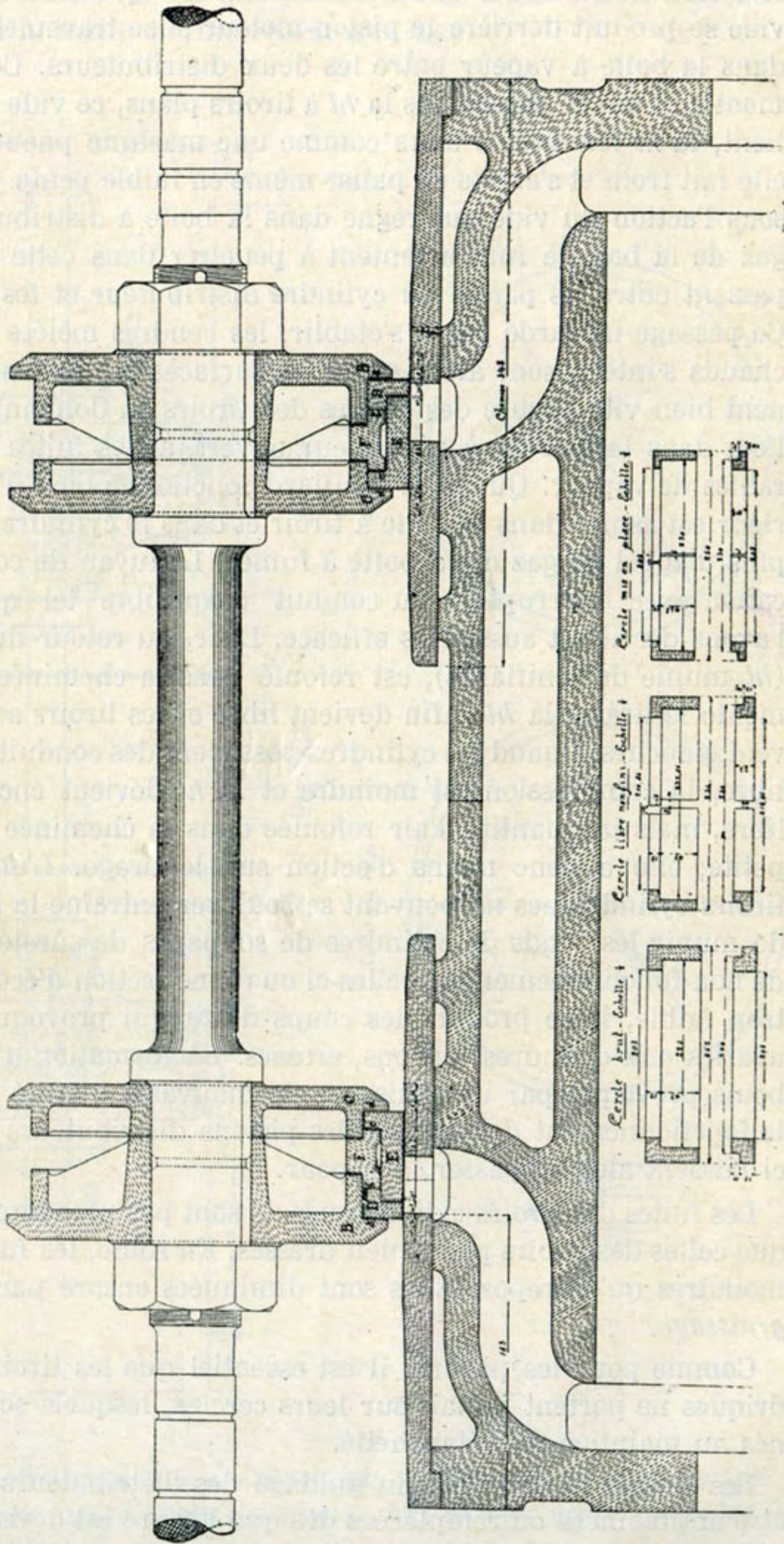


Fig. 233 (position moyenne du tiroir).

(reniflard) ou avec soupapes de section insuffisante, présente de sérieux inconvénients. La *hl* roulant avec régulateur fermé, le vide se produit derrière le piston-moteur et se transmet ensuite dans la boîte à vapeur entre les deux distributeurs. Contrairement à ce qui se passe dans la *hl* à tiroirs plans, ce vide se maintient, la *hl* fonctionne alors comme une machine pneumatique; elle fait frein et s'arrête en palier même en faible pente. De plus, sous l'action du vide qui règne dans la boîte à distribution, les gaz de la boîte à fumée tentent à pénétrer dans cette boîte en passant entre les parois du cylindre distributeur et les pistons. Ce passage ne tarde pas à s'établir; les cendres mêlées aux gaz chauds s'interposent alors entre les surfaces frottantes et amènent bien vite l'usure des cercles des tiroirs en donnant ensuite lieu, dans la marche à régulateur ouvert, à des fuites considérables de vapeur. Quand le reniflard fonctionne bien, l'air extérieur est aspiré dans la boîte à tiroir et dans le cylindre; il n'y a plus d'appel de gaz de la boîte à fumée. Le tuyau de communication avec interrupteur ou conduit d'équilibre tel que nous l'avons décrit est aussi très efficace. L'air, au retour du piston, (*hl* munie de reniflards), est refoulé dans la cheminée et augmente le tirage; la *hl* enfin devient libre et les tiroirs se conservent étanches. Quand les cylindres possèdent des conduits d'équilibre, la compression est moindre et la *hl* devient encore plus libre, mais la quantité d'air refoulée dans la cheminée est plus petite; elle a donc moins d'action sur le tirage. L'emploi de tiroirs cylindriques ne pouvant se soulever entraîne la nécessité de munir les fonds de cylindres de soupapes de sûreté. En cas de non-fonctionnement de celles-ci ou d'une section d'écoulement trop faible, il se produit des coups d'eau qui provoquent des avaries aux cylindres, pistons, crosses. La formation d'un cambouis provoqué par un graissage de mauvaise qualité paralyse le fonctionnement des cercles des pistons distributeurs et ceux-ci laissent alors repasser la vapeur.

Les fuites des tiroirs cylindriques ne sont pas plus importantes que celles des tiroirs plans bien dressés. En route, les fuites sont moindres qu'en repos. Elles sont diminuées encore par un *bon graissage*.

Comme pour les pistons, il est essentiel que les tiroirs cylindriques ne portent jamais sur leurs cercles, lesquels sont destinés au maintien de l'étanchéité.

Les bagues qui servent au guidage des distributeurs doivent être antimoinées ou remplacées dès que l'usure est devenue sensible. Lors du démontage des tiroirs, ceux-ci sont convenable-

ment nettoyés, de manière à être débarrassés de toute trace de cambouis et on s'assure que les cercles de tension sont toujours mobiles à la main, normalement à la tige.

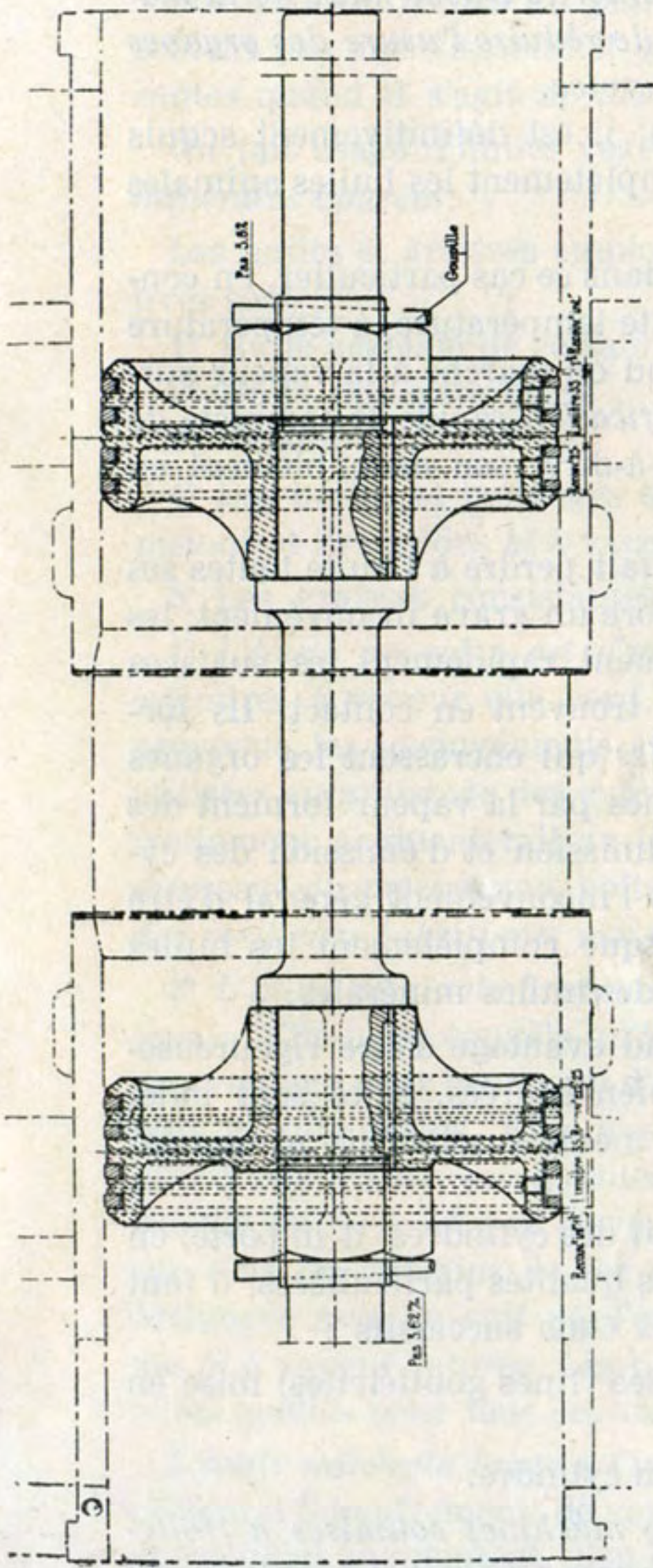


Fig. 234.

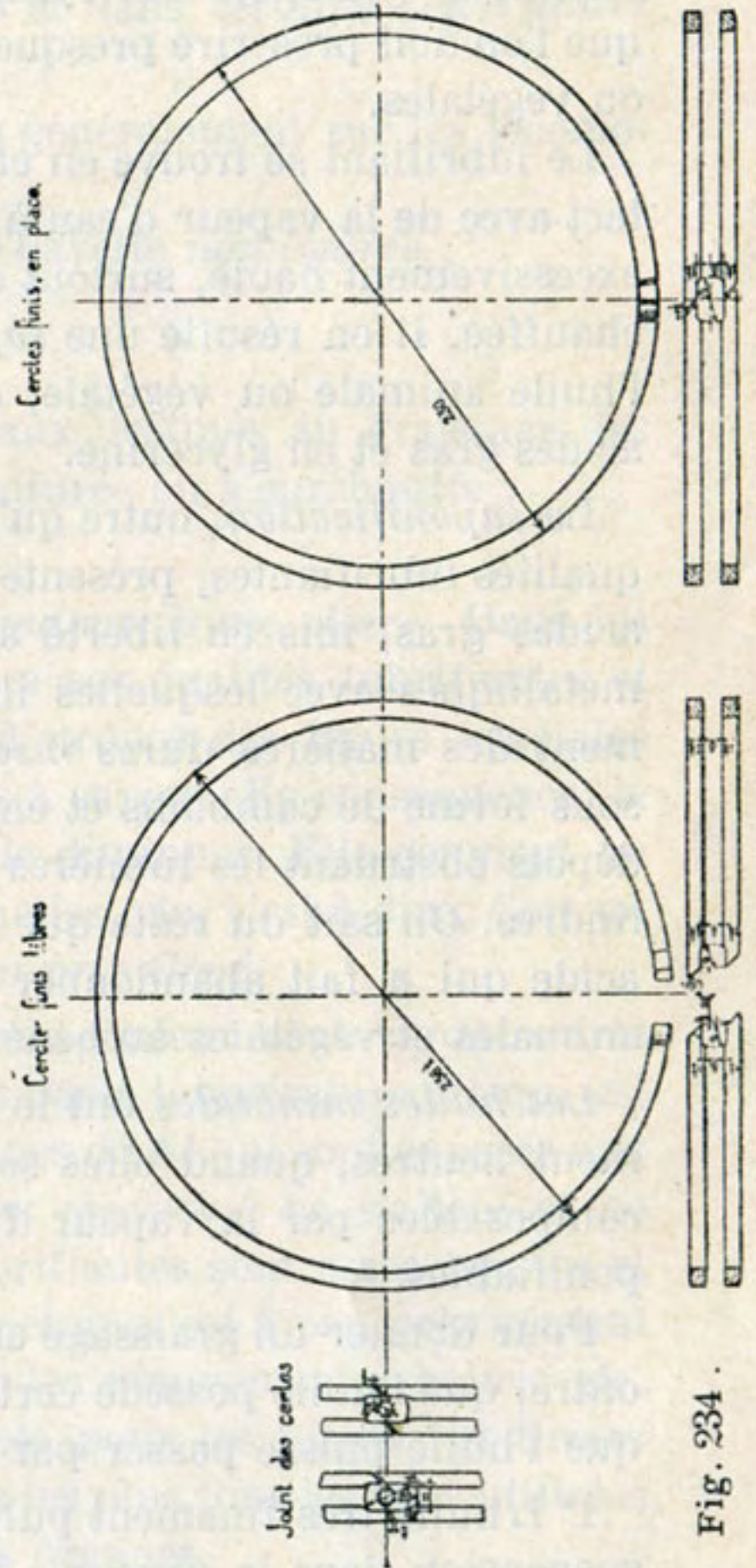


Fig. 234.

Les distributeurs mis en place, on vérifie avec soin le jeu de 1/2 à 1 m/m qui, d'après les plans, doit exister entre les extrémités des cercles.

Le graissage.

Lubrifiant pour cylindres de moteurs et pour pièces de machines soumises à frottement, c'est-à-dire, qui glissent l'une sur l'autre.

Le graissage a pour but *d'augmenter le travail utile de la machine, de diminuer le frottement, de réduire l'usure des organes donc de prolonger leur durée en service.*

Dans le graissage des cylindres, il est définitivement acquis que l'on doit proscrire presque complètement les huiles animales ou végétales.

Le lubrifiant se trouve en effet dans ce cas particulier, en contact avec de la vapeur d'eau à haute température, à température excessivement haute, surtout quand on marche à la vapeur surchauffée. Il en résulte une *saponification* rapide et complète de l'huile animale ou végétale, c'est-à-dire, son dédoublement en acides gras et en glycérine.

La *saponification*, outre qu'elle fait perdre à l'huile toutes ses qualités lubrifiantes, présente encore un grave inconvénient; les acides gras, mis en liberté attaquent rapidement les surfaces métalliques avec lesquelles ils se trouvent en contact. Ils forment des matières dures *insolubles* qui encrassent les organes sous forme de cambouis et entraînés par la vapeur forment des dépôts obstruant les lumières d'admission et d'émission des cylindres. On sait du reste que c'est l'inconvénient général d'être acide qui a fait abandonner presque complètement les huiles animales et végétales au bénéfice des huiles minérales.

Les huiles minérales ont le grand avantage d'être rigoureusement neutres, quand elles sont bien épurées. Elles sont indécomposables par la vapeur d'eau même surchauffée et non saponifiables.

Pour donner un graissage effectif des cylindres, il importe, en outre, que l'huile possède certaines qualités particulières, il faut que l'huile puisse passer par deux états successifs :

1° L'huile très finement pulvérisée (fines gouttelettes) mise en suspension dans la vapeur ;

2° Condensation sur les parois du cylindre.

Pour le graissage des pièces de *machines soumises à frottement*, il importe d'avoir des huiles *très visqueuses* (adhérer aux objets) et présentant une grande résistance à l'écrasement en raison du poids élevé des pièces en mouvement.

Le but de graissage étant en effet de *fournir et de maintenir entre les surfaces glissantes* une couche de substance fluide ou

semi-fluide d'épaisseur suffisante pour écarter ces surfaces, en supprimant le frottement de solide sur solide et en le remplaçant par le frottement beaucoup moindre, du fluide sur lui-même.

Les huiles extraites du pétrole ou du schiste (roches) ne présentent pas une viscosité et une résistance à l'écrasement suffisantes quand il s'agit de machines de fortes puissances.

On fait usage d'huiles végétales et dans certains cas *d'huiles minérales épurées*.

Les huiles et graisses employées généralement sur les locomotives sont :

1° Huile végétale de colza ou de navette *non épurée* ;

2° Huile minérale brute ;

3° Le suif ;

4° Les huiles et mélanges spéciaux destinés au graissage des pistons et tiroirs des *hl* à vapeur saturée ou à surchauffe ;

5° Les graisses consistantes.

1° *L'huile de colza est d'une couleur jaune claire*. Dans les cylindres à vapeur elle perd toutes ses qualités lubrifiantes et provoque les inconvénients cités à propos des huiles végétales utilisées au graissage des cylindres à vapeur. En conséquence, le frottement augmenterait au lieu de diminuer. Elle convient au graissage du mécanisme, boîtes, bielles, etc, c'est-à-dire, *c'est un des meilleurs lubrifiants mais d'un prix élevé*.

2° *L'huile minérale brute est d'une couleur brun-verdâtre très foncée*. Elle ne se congèle qu'à très basse température, ce qui est un avantage pour beaucoup d'organes de *hl* qui sont exposés aux plus grands froids. Elle n'est pas siccatrice, ne s'altère et ne durcit pas à l'air, ses qualités lubrifiantes sont assez bonnes et comme son prix est peu élevé, son emploi est à peu près général sur tous les chemins de fer pour les mouvements, boîtes, etc. Mélangée avec le suif on l'emploie pour les pistons et tiroirs des *hl* à vapeur saturée. Les huiles les plus lourdes sont utilisées telles quelles pour tous ces mêmes organes.

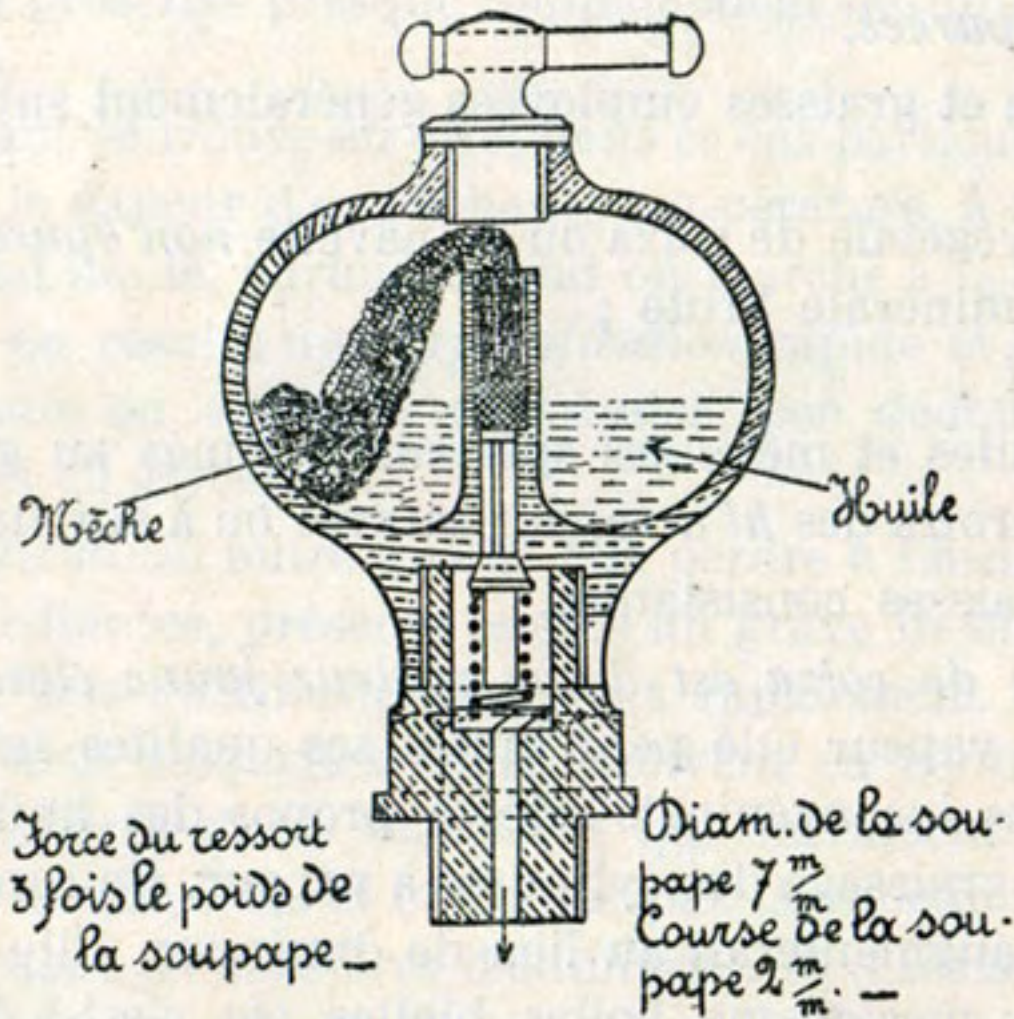
L'huile minérale brute a l'inconvénient qu'en cas de commencement d'échauffement, de variations de température, sa fluidité et son débit augmentent, d'où beaucoup plus de risques d'échauffement. Lorsqu'elles sont épurées, elles ont des qualités assez comparables à celles de l'huile de colza et les risques d'échauffements sont moindres.

3° *Le suif est extrait des graisses de bœuf et de mouton*. Le bon suif est blanc, sans odeur, dur à la température ordinaire. Mé-

langé à l'huile minérale brute, on l'emploie pour le graissage des tiroirs et des pistons des *hl* à vapeur saturée.

4° Les huiles spéciales pour la surchauffe sont des mélanges de suif et d'huile minérale provenant de la distillation de l'huile brute mais dont la viscosité et le point d'inflammation sont élevés.

5° Les graisses consistantes. Leur emploi aux *hl* a fait l'objet d'essais défavorables.



Graisseur pour cylindres de *hl*.

Fig. 235.

Graissage des cylindres et des tiroirs.

Graisseurs automatiques pour cylindres de *hl*

(FIG. 235, 236, 237, 238).

La mèche placée dans le tube central, par un effet de siphon ou de capillarité, dépose l'huile au fond de ce tube. Lors de l'aspiration du piston, la soupape quitte son siège et livre ainsi passage à l'huile. Cette dernière est répandue dans le cylindre lors de la période d'admission de vapeur.

Lubrificateur Roscoé (FIG. 239).

La vapeur se trouvant dans la chapelle est en communication directe avec le lubrificateur. La vapeur se condense dans le lubrificateur d'une manière continue.

L'huile, par sa plus faible densité, surnage; il s'en déplace une certaine quantité; le lubrificateur se trouvant placé au-dessus de la partie à lubrifier, le poids de l'huile intervient dans le fonctionnement de l'appareil. Lorsque le modérateur est fermé,

il continue à graisser jusqu'à ce que l'huile arrive au niveau de la partie supérieure du tube central.

L'enveloppe du tube central doit être bien étanche à sa partie supérieure.

L'air emprisonné entre le tube central et la dite enveloppe

Graisseur Kessler.

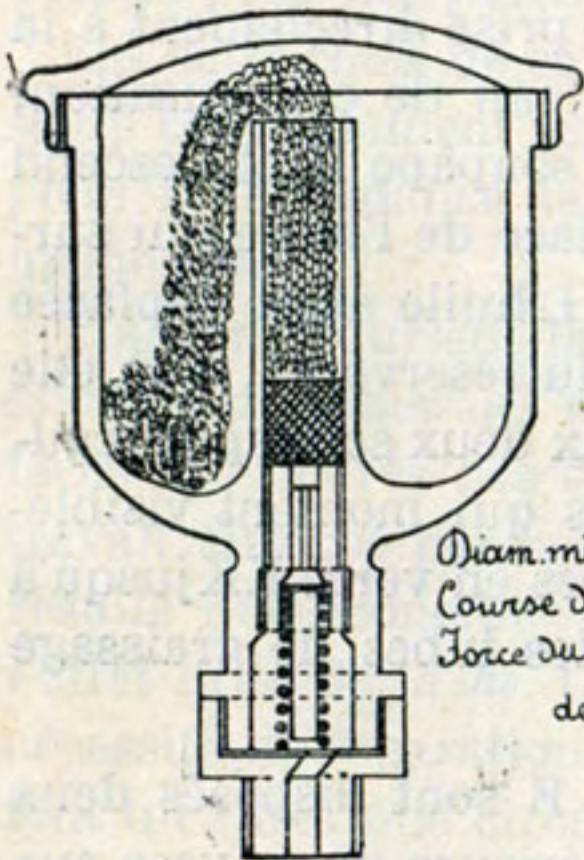


Fig. 236.

Diam. minimum de la soupape $7\frac{m}{m}$
 Course de la soupape $2\frac{m}{m}$
 Force du ressort 3 fois le poids
 de la soupape

Graisseur Kenrotte.

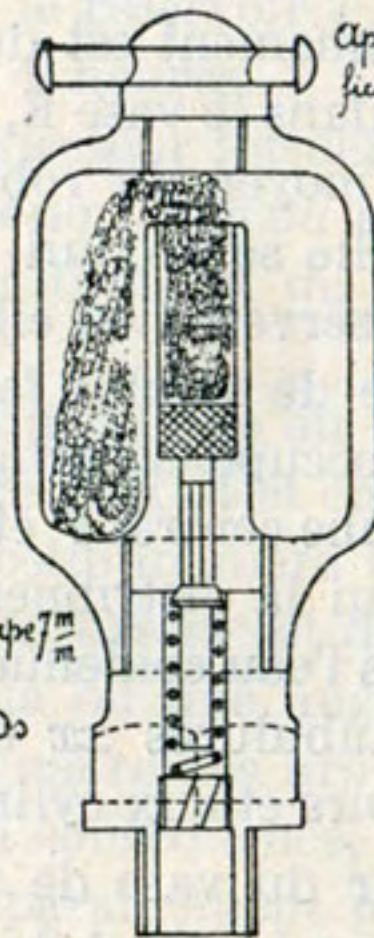


Fig. 237.

Application de la modification apportée au graisseur Kessler

— Figure 238 —

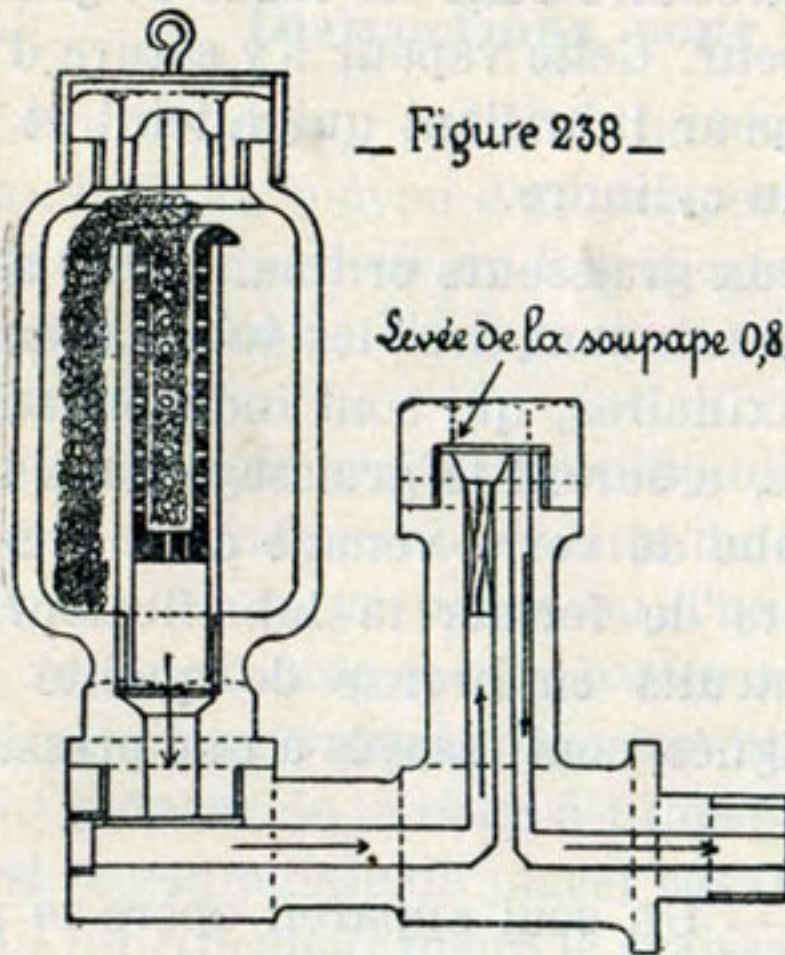


Fig. 238.

Kessler

Sevée de la soupape $0,8\frac{m}{m}$

Graisseur Roscoe

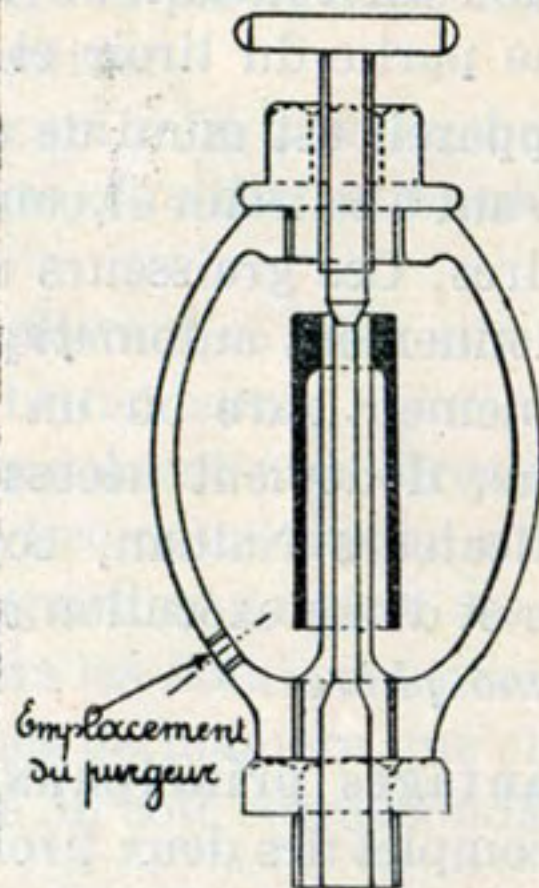


Fig. 239.

Emplacement du purgeur

empêche l'huile et l'eau (vapeur condensée) d'être en contact avec le tube central, donc d'être chauffés. La réaction de cette colonne d'air comprimé a lieu quand il n'y a plus de pression dans le lubrificateur. C'est la raison pour laquelle l'appareil continue à fonctionner un certain temps après la fermeture du modérateur.

Lubrificateur Nathan pour locomotives à double graissage visible et continu (FIG. 240).

Ce lubrificateur à double graissage visible et continu est spécialement disposé pour le graissage des tiroirs et des cylindres des *hl*; il remplace avantageusement les appareils précités en usage.

Son fonctionnement est déterminé par l'eau provenant de la condensation dans le vase E, de la vapeur prise directement à la chaudière au moyen du robinet B. Cette eau de condensation, à mesure qu'elle se produit, passe par la soupape D et descend au fond du réservoir I où elle prend la place de l'huile qui surnage par suite de sa plus faible densité. L'huile ainsi déplacée sous pression occupe la partie supérieure du réservoir I, d'où elle passe par le tube central P et le canal J aux deux soupapes régulatrices CC, qui la distribuent par gouttes qui montent visiblement à travers l'eau contenue dans les tubes en verre KK jusqu'à l'orifice des tubulures *xx* d'où partent les tubes de graissage allant aux tiroirs et aux cylindres.

A l'intérieur du vase de condensation E sont disposés deux tubes de vapeur L allant de la partie supérieure de ce vase aux tubulures *xx* et servant à introduire dans les tubes de graissage une quantité minime de vapeur. Cette vapeur s'y sature d'huile et forme un courant de vapeur lubrifiant qui atteint et huile chaque partie du tiroir et du cylindre.

L'appareil est muni de deux graisseurs ordinaires OO se manœuvrant à la main et communiquant avec les tubes allant aux cylindres. Ces graisseurs auxiliaires, qui sont indépendants du fonctionnement automatique, assurent le graissage dans le cas extrêmement rare où un tube de verre venant à se briser en marche, il devient nécessaire de fermer le lubrificateur. Les lubrificateurs Nathan, construits en bronze de qualité supérieure et d'une exécution soignée, sont essayés à une pression de 20 atmosphères.

Avantages principaux. — Un seul appareil opère le graissage complet des deux tiroirs et cylindres de la *hl*. Son fonctionnement est extrêmement économique et en toute circonstance il opère sans surveillance un huilage continu et sûr des tiroirs et des cylindres, tout aussi bien pendant la marche en rampe que pendant celle en pente et notamment dans ce dernier cas, quand le régulateur est fermé; la vapeur n'arrivant plus aux cylindres, la petite injection de vapeur et d'huile provenant du lubrificateur suffit pour empêcher l'aspiration d'impuretés dans les cylindres.

Le réglage du graissage s'opère de la plate-forme de la *hl* et les compte-gouttes permettent au mécanicien de s'assurer constamment de la marche continue et régulière de l'appareil, dont il peut régler les débits suivant ses observations, contrairement à d'autres appareils de graissage qui n'offrent aucun moyen de vérification. Bien que ce lubrificateur permette le remplissage d'huile pendant la marche de la *hl*, il n'est pas probable que cela soit jamais nécessaire, attendu que le réservoir I contient assez d'huile pour des parcours d'environ 6 heures.

Les deux côtés de ce double lubrificateur forment deux graisseurs complètement séparés, qui opèrent chacun avec une complète indépendance le graissage du tiroir et du cylindre d'un même côté.

Tout en réduisant la consommation d'huile au minimum, ce système de graissage assure l'huilage parfait et certain des surfaces intérieures des cylindres; de cette manière la quantité de travail absorbé par le frottement des tiroirs est diminuée, d'où résulte une économie de combustible ou une augmentation de l'effet utile de la *hl*. D'autre part, l'usure des tiroirs, etc., et la nécessité de réparations qui en est la conséquence, ne se présentent qu'après une circulation incomparablement plus longue.

Instructions pour le montage.

1° Le lubrificateur doit être fixé contre la partie supérieure de la chaudière au moyen d'un support solide.

2° Le bout supérieur du lubrificateur est relié avec la chambre de vapeur au moyen de tuyaux en cuivre d'un diamètre intérieur de 10 m/m.

3° Les tubes de graissage ou d'huile doivent se fixer aux tubulures des appendices supérieurs du lubrificateur.

4° Les tubes de graissage ou d'huile doivent être directement reliés aux cylindres et aux boîtes des tiroirs au moyen de bouchons métalliques vissés dans les dites parties, de plus, ces tubes doivent plonger de la boîte à fumée vers les boîtes des tiroirs.

Il est recommandé de placer ces tubes de manière que chaque côté du lubrificateur opère le graissage du côté correspondant de la *hl*.

Usage du lubrificateur. — Remplir le réservoir I d'huile pure par l'orifice muni du bouchon à vis A; ensuite ouvrir la soupape D.

Mise en marche. — Ouvrir d'abord la soupape de vapeur B, après avoir attendu que les verres indicateurs KK se soient

remplis d'eau de condensation; régler le graissage selon le besoin au moyen des soupapes CC.

Arrêt. — Fermer les soupapes d'huile CC.

Remplissage d'huile. — Fermer les soupapes CC et D et extraire l'eau par la soupape de décharge W. Ensuite, remplir le réservoir d'huile par l'orifice A; cela fait, ouvrir immédiatement la soupape d'eau D, que le lubrificateur soit mis en marche ou non, cette précaution est indispensable afin d'éviter la déformation du réservoir I par la dilatation de l'huile chauffée.

Remarques.

1° Les soupapes F restent constamment ouvertes, excepté quand un des verres se brise :

a) Si l'indicateur d'huile G se brise, fermer les soupapes et se servir des graisseurs auxiliaires OO comme de boîtes à l'huile ordinaires;

b) Si un verre indicateur K se brise, fermer les soupapes correspondantes F et C et se servir du graisseur auxiliaire O du même côté.

2° Avant que la *hl* soit mise en service, il faut chaque fois ouvrir la soupape de vapeur B, qu'on opère le graissage ou non, et la tenir ouverte pendant tout le temps que la machine est en service.

3° La soupape d'eau D doit toujours rester ouverte, excepté dans le cas où il faut remplir le réservoir d'huile.

4° Au moins tous les quinze jours, il faut nettoyer le réservoir d'huile à la vapeur, en ouvrant toutes les soupapes, à l'exception du bouchon à vis de l'orifice de remplissage A.

5° Il est recommandé d'adopter, pour le graissage, l'huile minérale.

Lubrificateur Nathan (FIG. 240).

A, bouchon à vis pour le remplissage; B, prise de vapeur à la chaudière; CC, soupapes régulatrices de l'huilage; D, soupape d'eau; E, vase de condensation; FF, soupapes de fermeture pour les compte-gouttes; G, niveau d'huile; I, réservoir d'huile; KK, compte-gouttes; L, tubes de vapeur; M, support de fixation; OO, graisseurs auxiliaires; P, tube d'huile central; W, soupape de décharge; XX, raccords des tubes de graissage allant aux cylindres.

Graisseur Zeyen (FIG. 241).

Description. — Le graisseur reçoit sa commande par une petite bielle qui relie le levier à rochet 1 à une partie oscillante de la machine.

La roue dentée 2, qui est calée sur l'arbre coudé 3, fait un tiers de tour à chaque mouvement, et le coulisseau 4 suit la partie coudée de l'arbre, ce qui lui donne son mouvement vertical. Les pistons 5 suivent naturellement l'évolution du coulisseau. On règle le débit de chaque piston, en fixant l'écrou 6 et

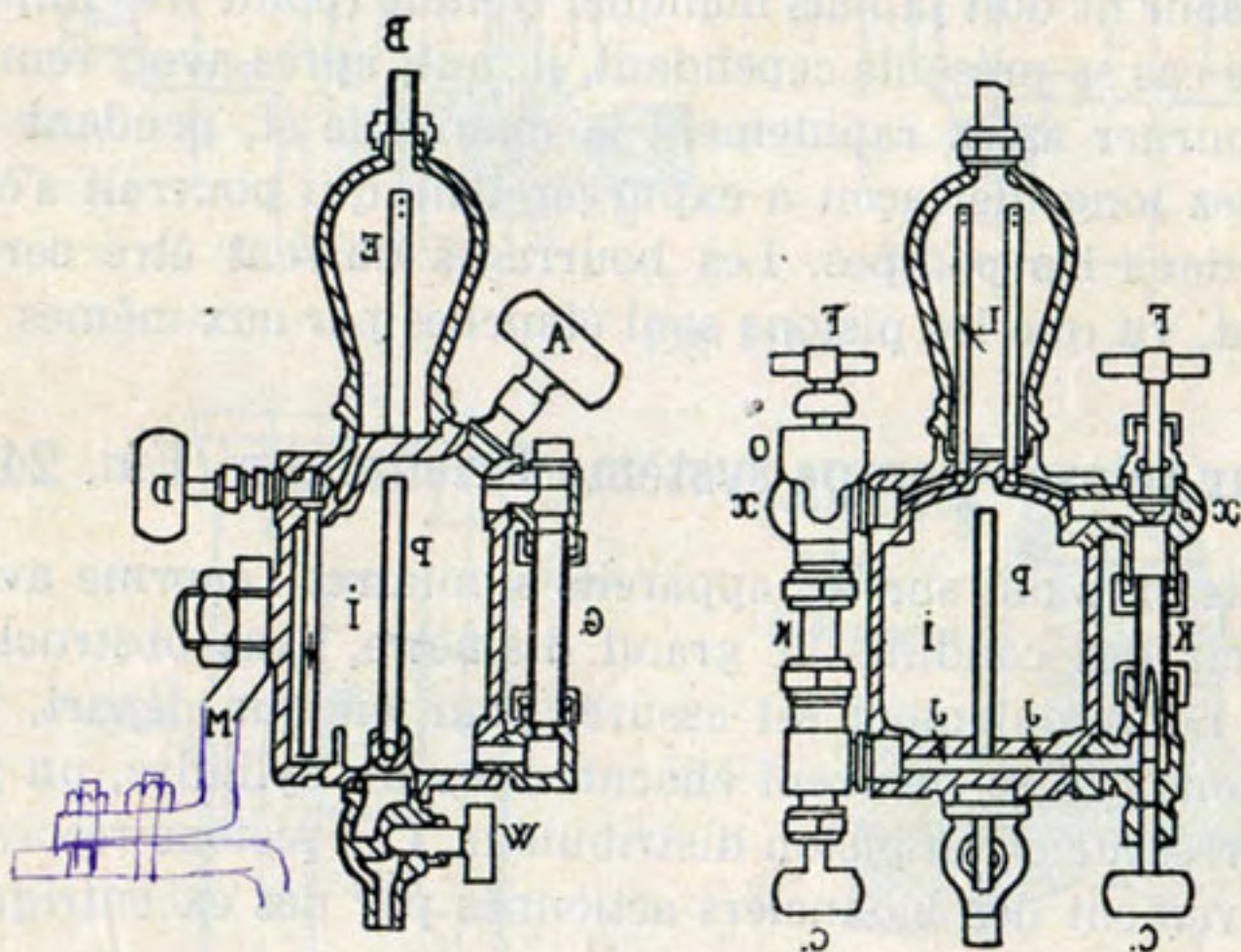


Fig. 240.

le contre-écrou 7 à la hauteur voulue, pour lui donner la course utile nécessaire à son débit.

Trois canaux conduisent l'huile à la soupape d'aspiration 8; elle est refoulée vers le cylindre par la soupape 9 dont le ressort est réglable à volonté. La manivelle 10 sert à lubrifier à l'arrêt dans toutes les directions, tandis que lorsqu'on désire ne lubrifier qu'une seule direction, on agite à la main le piston correspondant par le bouton contre-écrou 7 fixé à son extrémité. Une roue dentée 11, avec rochet, fixée sur l'arbre, empêche celui-ci de tourner pendant le mouvement de retour du levier. Un guide 12, dans lequel circule le levier, reçoit les à-coups pouvant survenir, pour éviter toute détérioration à l'appareil. Une chambre de chauffe est prévue dans le pied, pour éviter la congélation de l'huile; les deux raccords sont reliés, l'un à un tuyau d'arrivée de vapeur, l'autre à un tuyau d'échappement.

Entretien. — Avant d'accoupler le graisseur définitivement aux tuyaux distributeurs, on amorcera convenablement chaque pompe, c'est-à-dire, que le récipient étant pourvu d'huile, on desserrera légèrement les ressorts des soupapes 9 et l'on fera fonctionner à l'aide de la manivelle, en s'assurant que plus aucune pompe ne renferme de l'air. A la pompe par laquelle il ne vient plus de bulles d'air, on resserre à fond la capsule guidant le ressort et l'on accouple définitivement au tuyau. Il faut avoir soin de bien filtrer l'huile dont on se sert et d'entretenir le filtre toujours parfaitement propre.

Le graisseur ne doit jamais manquer d'huile (point très important). Si le cas se présente cependant, il faut, après avoir rempli d'huile, tourner assez rapidement la manivelle et, pendant un temps assez long, de façon à expurger l'air qui pourrait s'être introduit dans les pompes. Les bourrages doivent être serrés légèrement, vu que les pistons sont étanches par eux-mêmes.

Graisseur télesco-pompe système Friedmann (FIG. 242).

Ces graisseurs ont sur les appareils similaires l'énorme avantage d'avoir des conduits de grand diamètre, sans obstruction possible. Le refoulement est assuré, pour chaque départ, par deux pistons qui se meuvent chacun dans un cylindre, un piston compresseur et un piston distributeur. Ces pistons reçoivent leur mouvement des balanciers actionnés par des excentriques.

Graisseur Berg-Marck (FIG. 243).

Le graisseur Berg-Marck est un graisseur servant spécialement au graissage des têtes de bielles. Il consiste en un godet à l'intérieur duquel se trouve un tube. Ce tube reçoit une tige de soupape. Un couvercle ferme le godet et sert en même temps de siège à la soupape, dont la tige fonctionne à frottement doux dans le tube central du godet. Par l'effet de la force centrifuge, l'huile est projetée contre la tige de la soupape et par son propre poids descend dans le tube par les quatre rainures pratiquées dans la tige. Afin de maintenir la soupape contre son siège, elle est pressée par un ressort reposant dans le fond du godet. Ce ressort a une force de 1 kg. environ.

Avantage principal. — Il ne *graisse pas au repos*. Au fur et à mesure du débit, il doit se faire une rentrée d'air correspondante dans le godet du graisseur. S'il y avait dépression dans le godet graisseur, la pression atmosphérique s'opposerait à l'écou-

Graisseur télesco-pompe système Zeyen.

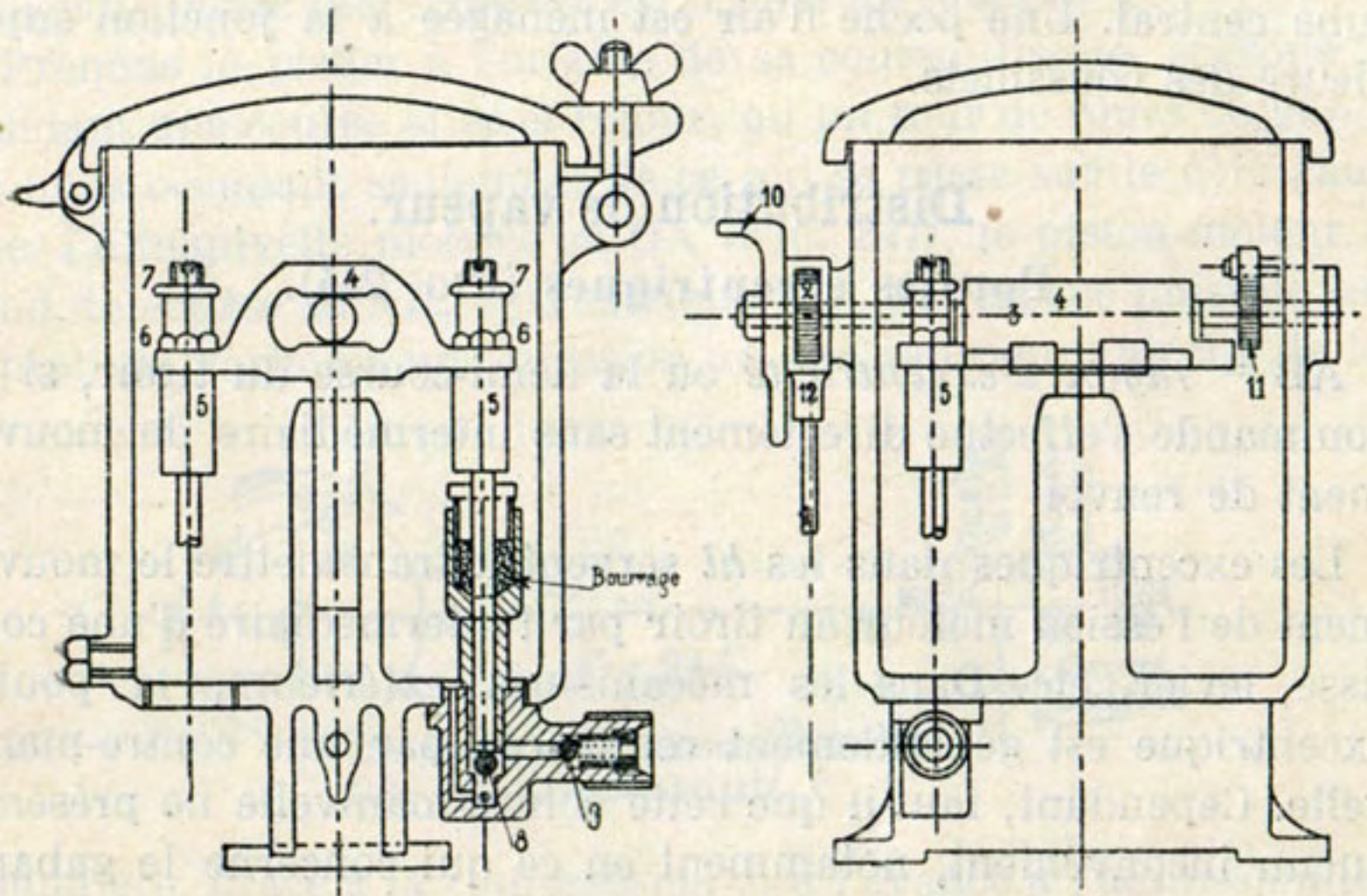


Fig. 241.

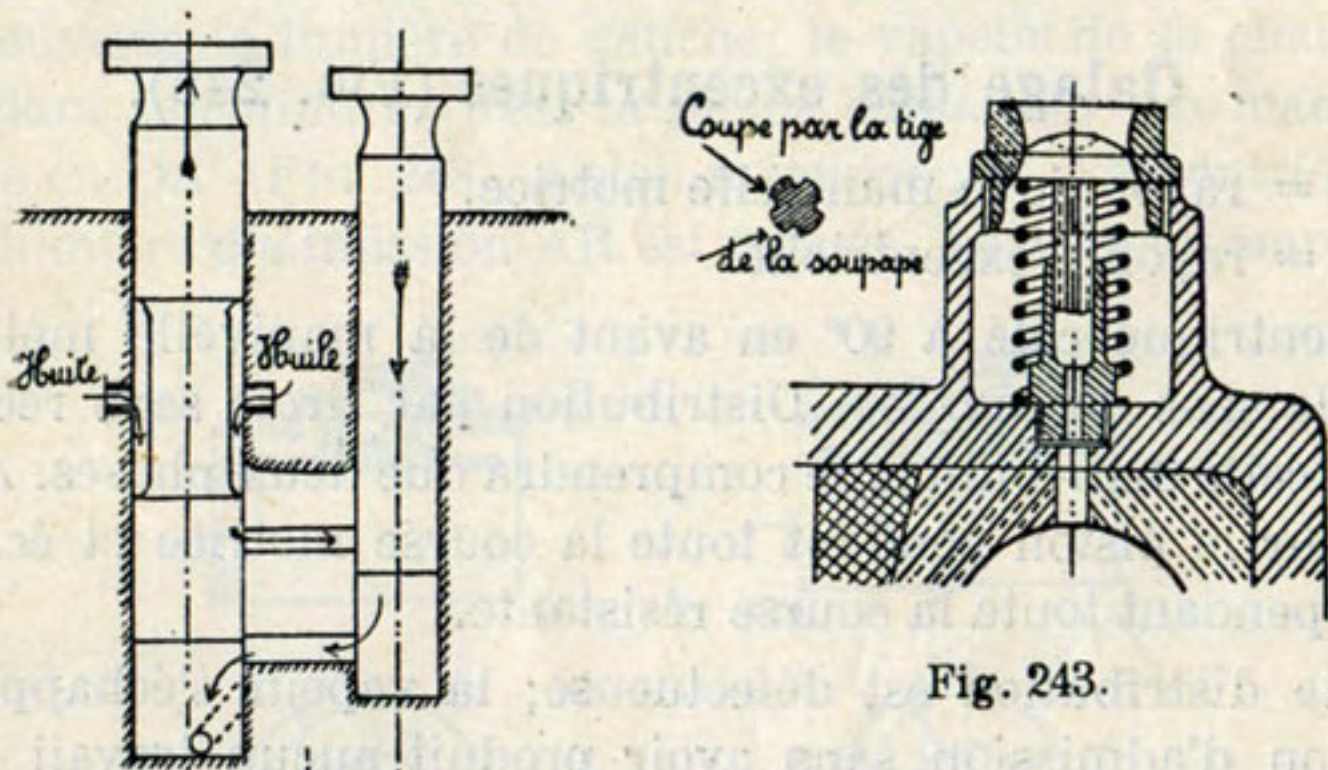


Fig. 243.

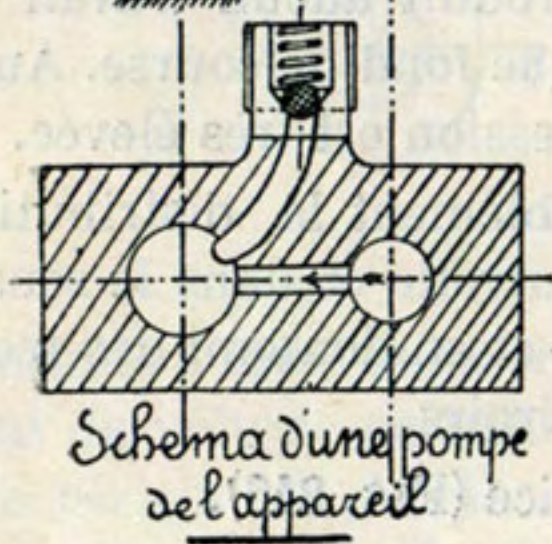


Fig. 242.



Fig. 244.

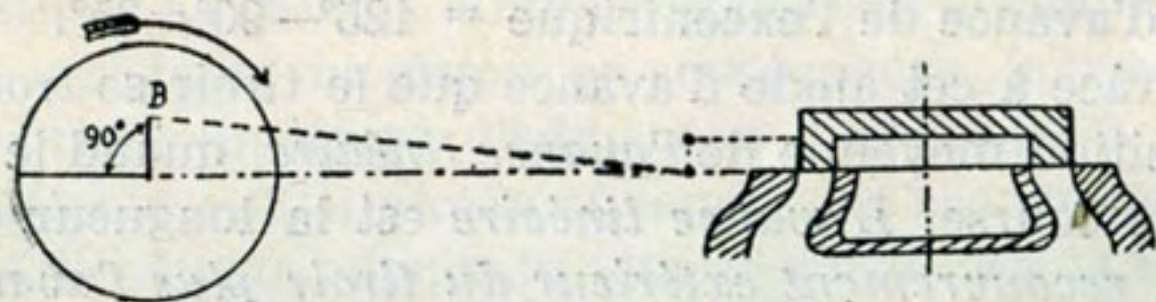


Fig 245.

lement de l'huile. Cette rentrée d'air dans le godet se fait par le tube central. Une poche d'air est ménagée à la jonction supérieure des coussinets.

• Distribution de vapeur.

Poulies excentriques (FIG. 244).

$AB =$ rayon d'excentricité ou la demi-course du tiroir, si la commande s'effectue directement sans intermédiaire de mouvement de renvoi.

Les excentriques dans les *hl* servent à transmettre le mouvement de l'essieu moteur au tiroir par l'intermédiaire d'une coulisse, levier, etc. Dans les mécanismes extérieurs, la poulie excentrique est généralement remplacée par une contre-manivelle. Cependant, faut-il que cette contre-manivelle ne présente aucun inconvénient, notamment en ce qui concerne le gabarit des chemins de fer.

Calage des excentriques (FIG. 245).

$OA =$ rayon de la manivelle motrice.

$OB =$ rayon d'excentricité.

Excentrique calé à 90° en avant de la manivelle motrice et dans le sens de marche. Distribution par tiroir sans recouvrement; cette distribution ne comprendra que deux phases. Admission sur le piston pendant toute la course motrice et échappement pendant toute la course résistante.

Cette distribution est défectueuse; la vapeur s'échappe à la pression d'admission sans avoir produit aucun travail de détente. Il se produit des chocs à chaque fond de course. Au début de la course résistante, la contre-pression est très élevée.

On corrige et améliore considérablement la distribution en calant l'excentrique en *N* de la manivelle et dans le sens de la marche de 90° , plus l'angle d'avance et en donnant des recouvrements intérieurs et extérieurs aux tiroirs.

$OA =$ rayon de la manivelle motrice (FIG. 246).

$OB =$ rayon d'excentricité.

Angle de calage de l'excentrique = $90^\circ + 35^\circ = 125^\circ$.

Angle d'avance de l'excentrique = $125^\circ - 90^\circ = 35^\circ$.

C'est grâce à cet angle d'avance que le tiroir se trouve écarté de sa position moyenne de l'avance linéaire, quand le piston est à fond de course. L'avance linéaire est la longueur correspondante au recouvrement extérieur du tiroir plus l'avance à l'ad-

mission dont le tiroir s'est déplacé à partir de sa position moyenne, alors que le piston est à fond de course.

Prenons le piston à l'origine de sa course directe, suivons-le pendant une course aller et retour, ou un tour de roues de la *hl*, en nous occupant seulement de ce qui se passe sur le côté gauche. La manivelle motrice en OA (FIG. 247), le piston-moteur à fond de course en AR, l'excentrique en OB; l'espace nuisible est rempli de vapeur à une pression un peu inférieure à celle de la



chaudière, grâce à la compression et à l'avance à l'admission de la course précédente. Pendant le parcours *ab* du piston, le tiroir laisse ouverte la lumière de gauche; la vapeur de la chaudière entre dans le cylindre : c'est la pleine *admission*. La manivelle motrice en OA' (FIG. 248), piston-moteur en *b'*, l'excentrique en B', la lumière d'admission AR est fermée. La vapeur emprison-

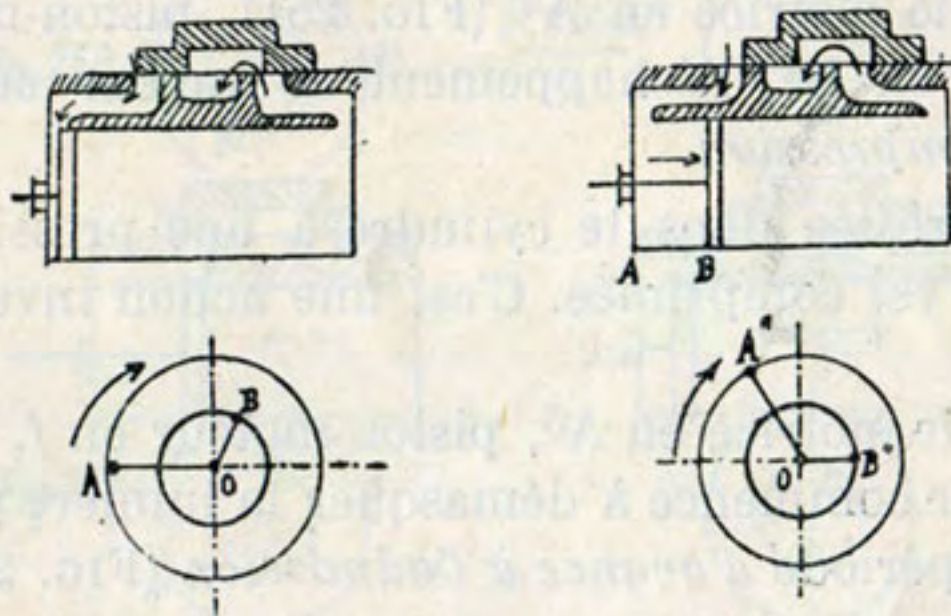


Fig. 247.

née continue à faire avancer le piston de l'AR vers l'AV, en augmentant de volume en même temps que sa tension diminue. C'est la période de *détente*. La détente est produite par les recouvrements du tiroir. La dépense de vapeur est moindre qu'avec les tiroirs sans recouvrements et par conséquent, il y a économie de combustible. La détente diminue également la contre-pression sur la face résistante du piston; en conséquence, le travail effectif est favorisé : un degré d'admission d'environ $1/3$, donc un degré de détente = 3 approximativement est économique.

Le degré de détente augmente généralement avec la tension de la vapeur.

La manivelle motrice A² (FIG. 249), piston-moteur en C, excentrique en B², le creux du tiroir met en communication la lumière d'admission de gauche avec la lumière d'émission. C'est la période dite *d'échappement anticipé* : elle commence un peu avant que le piston ne soit arrivé à fond de course en N. La vapeur qui a agi sur la face motrice du piston s'échappe à l'atmosphère. Lorsque le piston est à fond de course en AV, la contre-pression est réduite à peu près à celle de la pression atmosphérique. Dans les *hl* compound, cette contre-pression est pour les cylindres HP égale à celle du réservoir intermédiaire. L'échappement anticipé comme la détente diminue la contre-pression sur la face résistante du piston-moteur, donc favorise le *travail effectif*. Dans les *hl* à grande vitesse, les découverts intérieurs du tiroir augmentent encore la période d'avance à l'échappement.

La manivelle motrice en A³ (FIG. 250), piston-moteur à fond de course en AV, l'excentrique en B³, la vapeur s'échappe librement à l'atmosphère par les lumières d'admission et d'émission, en passant par le creux du tiroir. C'est la *période d'échappement*. La contre-pression sur la face résistante du piston-moteur diminue le *travail effectif* de la vapeur d'admission sur la face motrice.

La manivelle motrice en A⁴ (FIG. 251), piston-moteur en C', l'excentrique en B⁴, l'échappement de vapeur cesse. C'est la *période de compression*.

La vapeur restée dans le cylindre à une pression d'environ 1 atmosphère est comprimée. C'est une action inverse de la détente.

La manivelle motrice en A⁵, piston-moteur en *f*, l'excentrique en B⁵, le tiroir commence à démasquer la lumière pour *l'admission*; c'est la *période d'avance à l'admission* (FIG. 252).

Cette avance à l'admission est obtenue au moyen du calage spécial de l'excentrique, c'est-à-dire de l'angle de calage de $90^\circ + 35^\circ = 125^\circ$.

La vapeur pénètre dans le cylindre, forme un matelas élastique contre lequel vient s'amortir l'impulsion du piston. Cette vapeur ajoutée à la vapeur comprimée dans la période précédente, emplit l'espace nuisible et établit un équilibre à peu près complet entre la chaudière et le cylindre dès que le piston arrive en OA, point de départ, et l'excentrique en B.

L'avance à l'admission exagérée s'oppose à l'action du piston trop de temps avant son changement de direction, en donnant lieu inutilement à une certaine perte de travail.

En résumé, si on considère un seul côté du piston (le côté gauche des figures), pour une course aller et retour, la distribution a les six phases suivantes :

- | | | |
|--------------------|---|-----------------------|
| Aller du piston : | } | Admission; |
| | | Détente; |
| | | Avance à l'émission. |
| Retour du piston : | } | Emission; |
| | | Compression; |
| | | Avance à l'admission. |

Course aller du piston.

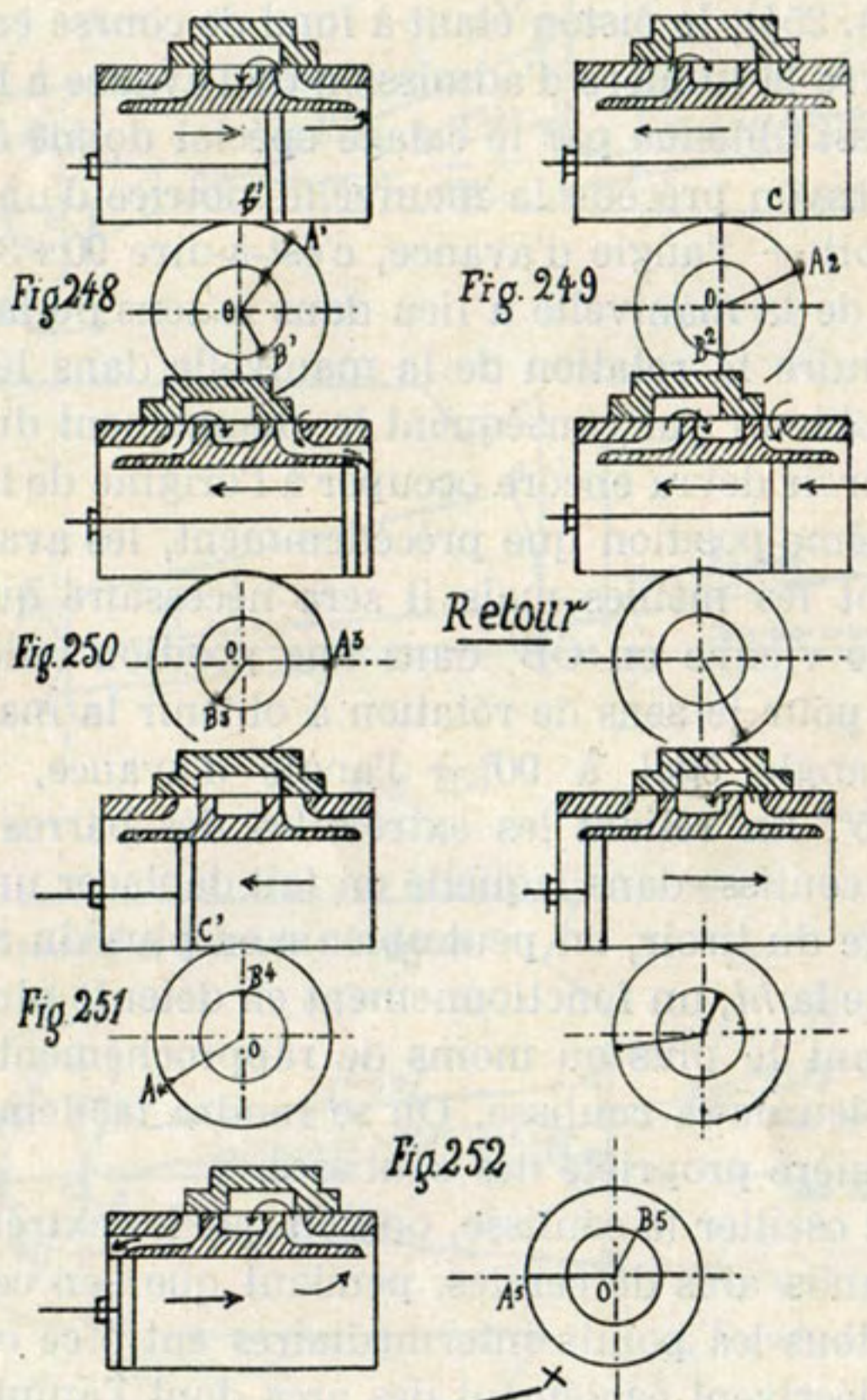


Fig. 248 à 252.

Si on considérait l'autre face du piston, le côté droit, on trouverait pour une course complète aller et retour, à partir du fond de course de droite, les six mêmes phases pour la distribution de vapeur.

Les deux principales sont l'admission et l'échappement normal. La détente et la compression s'effectuent pendant que les lumières sont recouvertes intérieurement et extérieurement; ils sont l'effet des recouvrements du tiroir. L'échappement et l'admission anticipés sont de leur côté le résultat de l'angle de calage.

Coulisses.

La coulisse (FIG. 253) a pour objet de produire le changement du sens de marche de la machine et de faire varier la durée de l'admission de vapeur dans les cylindres. Lorsque dans le déplacement en AV de la *hl* la manivelle motrice occupe la position OA (FIG. 254), le piston étant à fond de course en arrière, le tiroir découvre la lumière d'admission de l'avance à l'admission, avance qui est obtenue par le calage spécial donné à l'excentrique dont le rayon précède la manivelle-motrice d'un angle égal à l'angle droit + l'angle d'avance, c'est-à-dire $90 + 35 = 125^\circ$. Le mouvement de la manivelle a lieu dans le sens de la flèche *f*.

Pour produire la rotation de la manivelle dans le sens de la flèche *f'* et obtenir par conséquent le changement du sens de la *marche*, le tiroir devra encore occuper à l'origine de la course du piston, la même position que précédemment, les avances à l'admission étant les mêmes mais il sera nécessaire que le rayon d'excentricité vienne en OB' dans une position telle qu'il *précède* encore pour le sens de rotation à obtenir la manivelle motrice d'un angle égal à $90^\circ +$ l'angle d'avance, c'est-à-dire, $90^\circ + 35^\circ = 125^\circ$. En reliant les extrémités des barres d'excentrique par une coulisse dans laquelle on fait déplacer un coulisseau relié à la tige du tiroir, on peut obtenir en plus du changement de marche de la *hl*, un fonctionnement en détente plus ou moins étendu suivant le plus ou moins de rapprochement du coulisseau du milieu de la coulisse. On se rendra facilement compte de cette dernière propriété des coulisses.

En faisant osciller la coulisse, on voit que les extrémités décrivent des grands arcs de cercles, pendant que son centre se déplace peu ; tous les points intermédiaires entre ce centre et les extrémités décrivent également des arcs dont l'amplitude varie en proportion de leur éloignement du centre de la coulisse. Le tiroir se déplace donc de sa position moyenne et découvre d'autant plus les lumières d'admission que le coulisseau se rapproche d'avantage des extrémités de la coulisse. Les traits pleins représentent la position du mécanisme pour la marche en AV et ceux pointillés, la position du mouvement pour la marche en AR.

M R



Fig. 253.

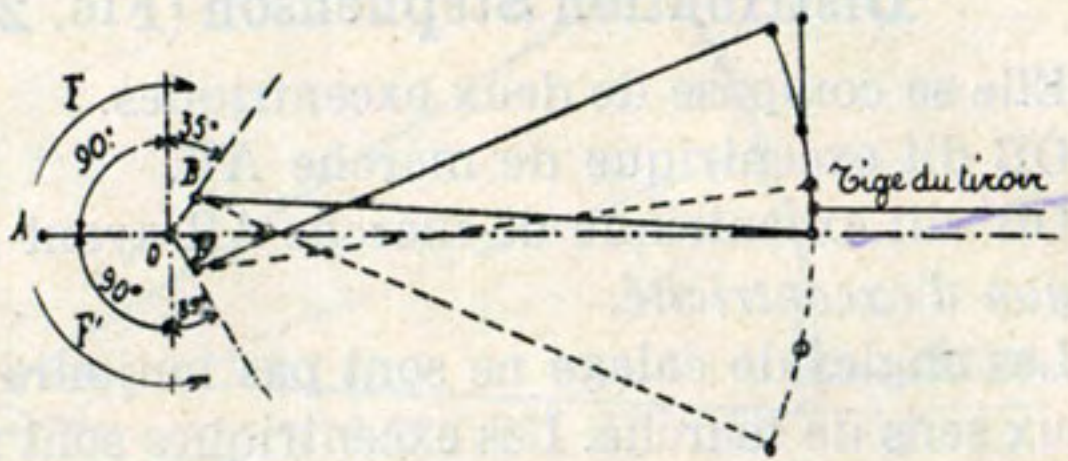


Fig 254.

Coulisse "Stephenson" à barres croisées

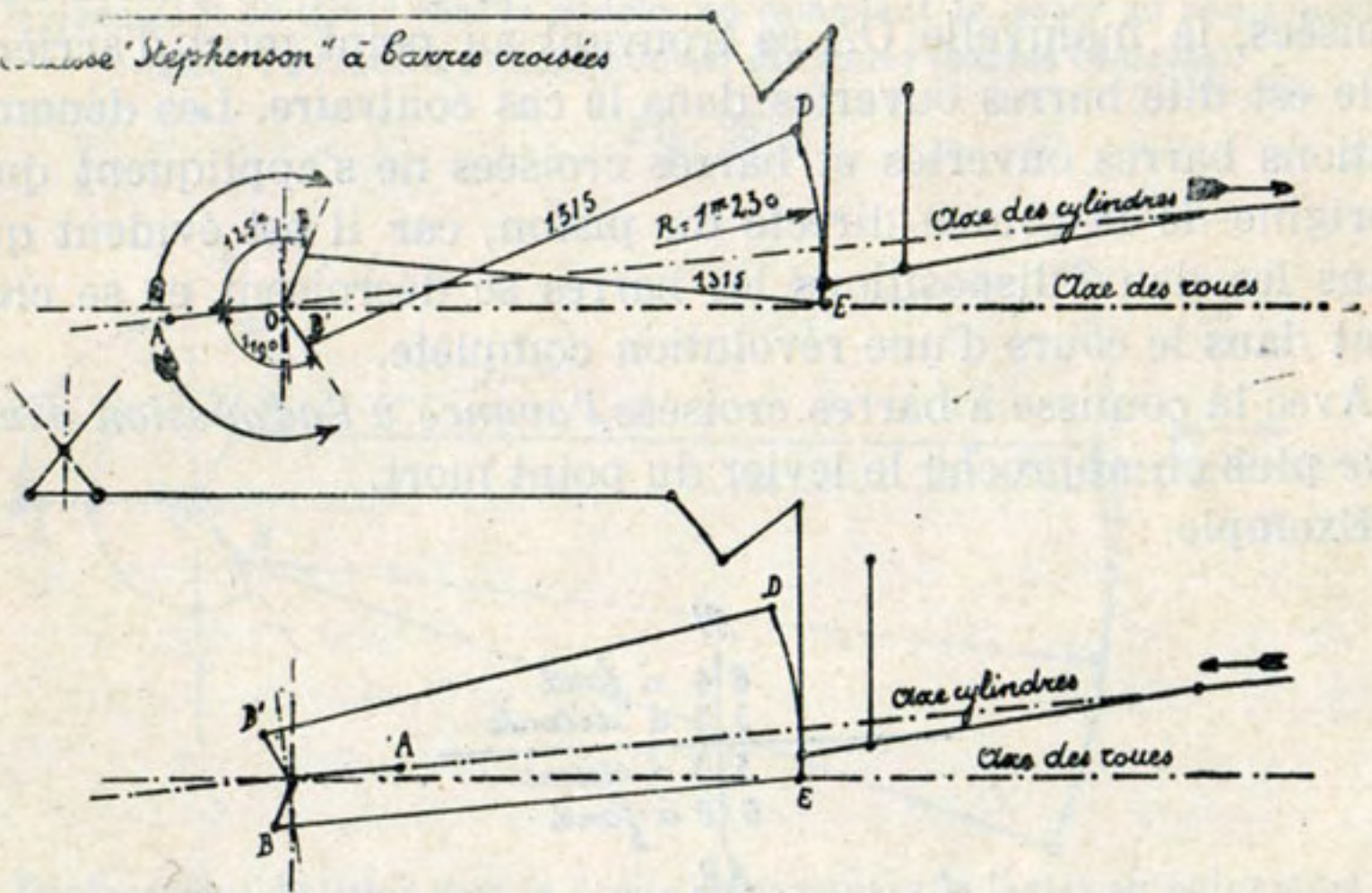


Fig. 255.

Coulisse "Stephenson" à barres ouvertes

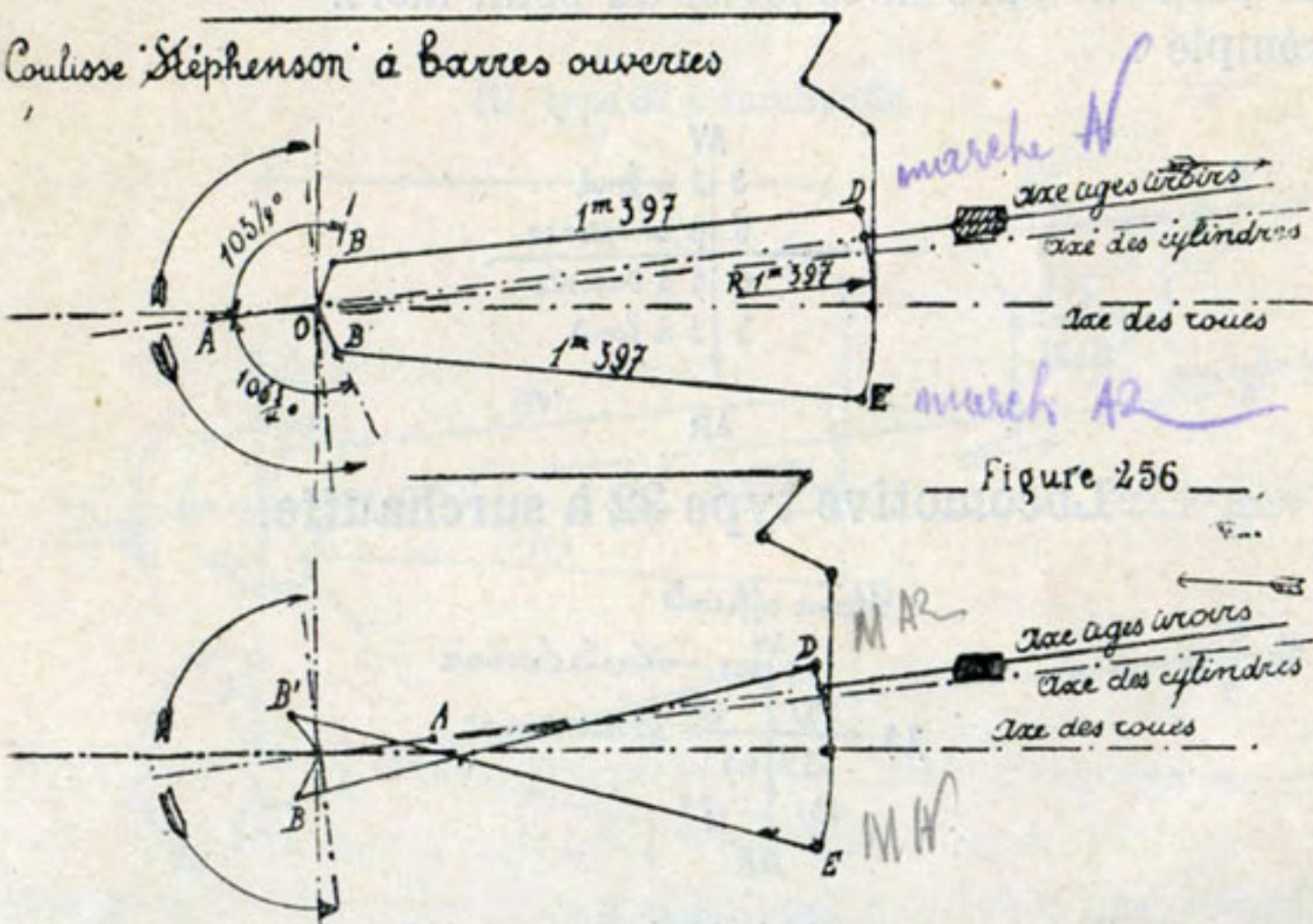


Figure 256

Fig. 256.

quant au à la cunlino 450 a 500

Distribution Stephenson (FIG. 255 et 256).

Elle se compose de deux excentriques.

OB dit excentrique de marche AV.

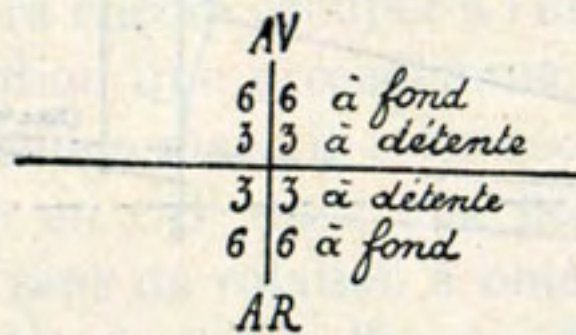
OB' dit excentrique de marche AR ayant généralement *même rayon d'excentricité*.

Les angles de calage ne sont pas toujours les mêmes pour les deux sens de marche. Les excentriques sont reliés par des barres d'excentriques à la coulisse DE qui tourne sa concavité vers l'arbre-moteur.

La disposition est dite barres croisées, quand les barres sont croisées, la manivelle OA se trouvant au point mort d'arrière. Elle est dite barres ouvertes dans le cas contraire. Les dénominations barres ouvertes et barres croisées ne s'appliquent qu'à l'origine de la course directe du piston, car il est évident que dans les deux dispositions les barres se décroisent et se croisent dans le cours d'une révolution complète.

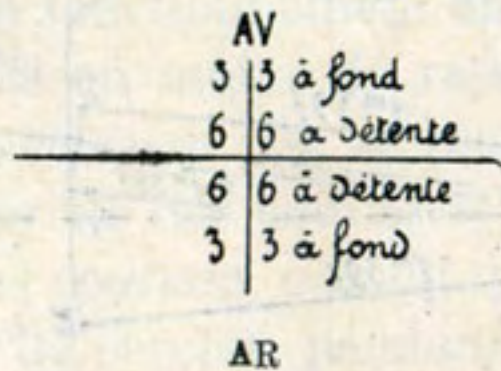
Avec la coulisse à barres croisées, *l'avance à l'admission diminue* plus on approche le levier du point mort.

Exemple :

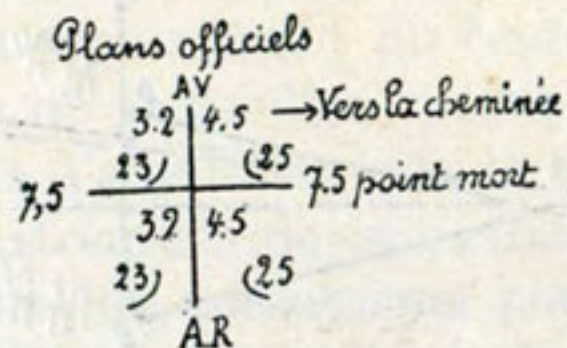


Avec la coulisse à barres ouvertes, *l'avance à l'admission augmente* plus on approche le levier du point mort.

Exemple :

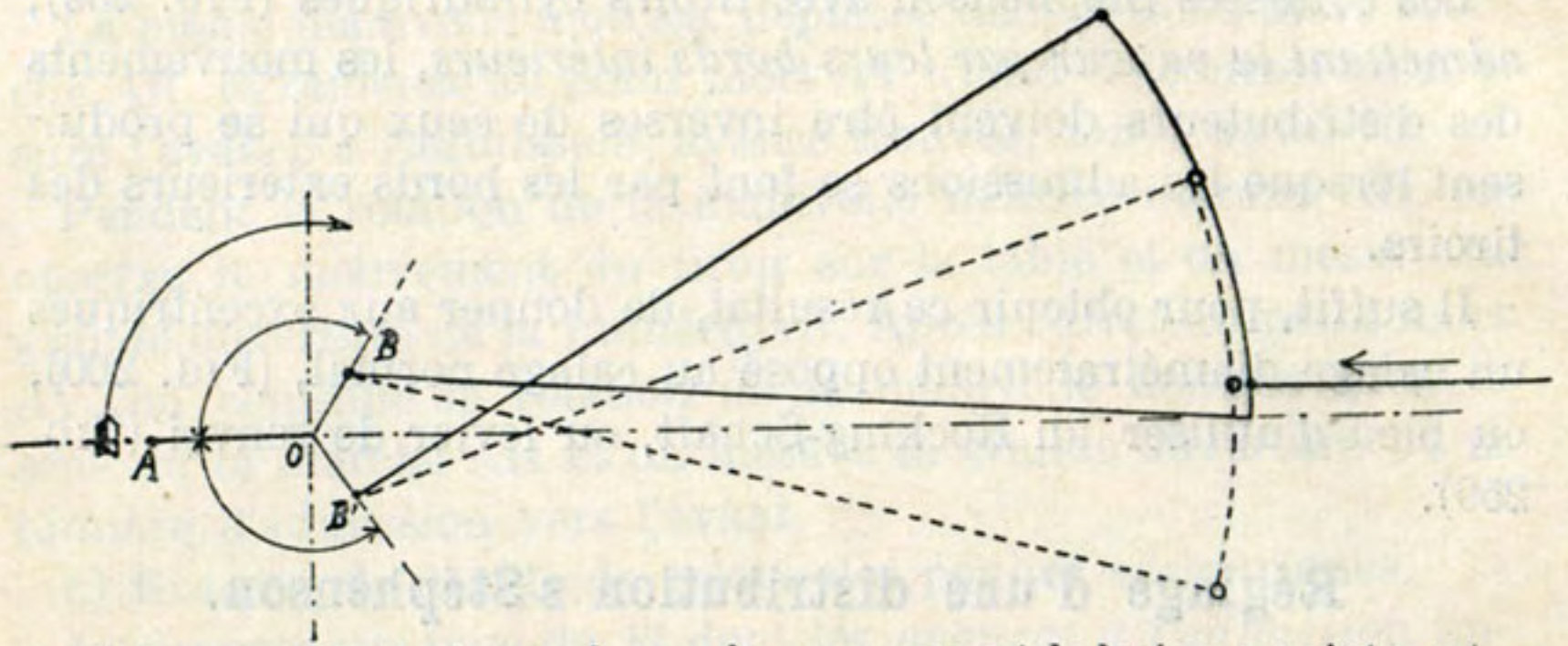


Locomotive type 32 à surchauffe.



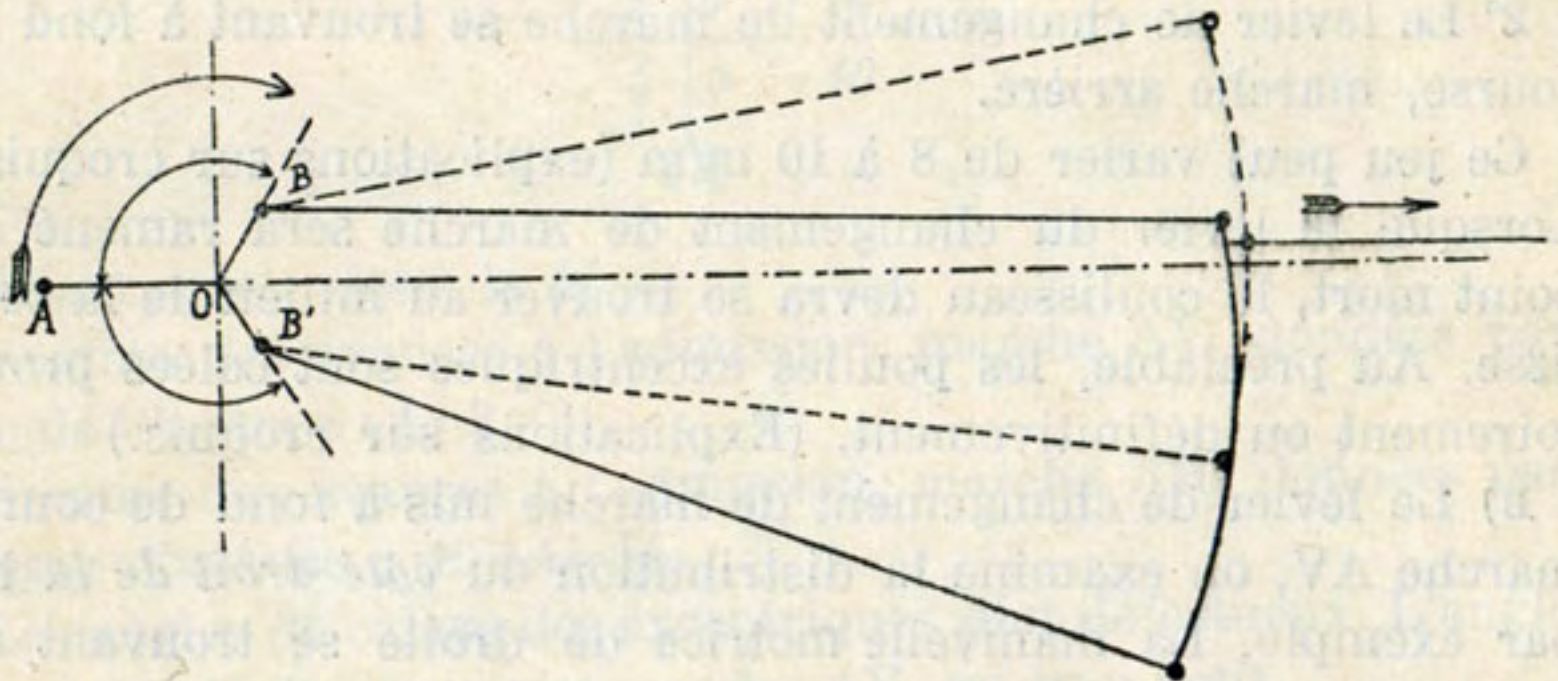
Recouvrement intérieur = 1 1/2 m/m.

Recouvrement extérieur = 28 m/m.



Déplacement du tiroir vers la gauche en ramenant le levier au point mort, donc : l'avance à l'admission est diminuée (barres croisées).

Fig. 257.



Déplacement de tiroir vers la droite en ramenant le levier au point mort, donc : l'avance à l'admission est augmentée (barres ouvertes).

Fig. 258.

H1. type 32 à surchauffe.

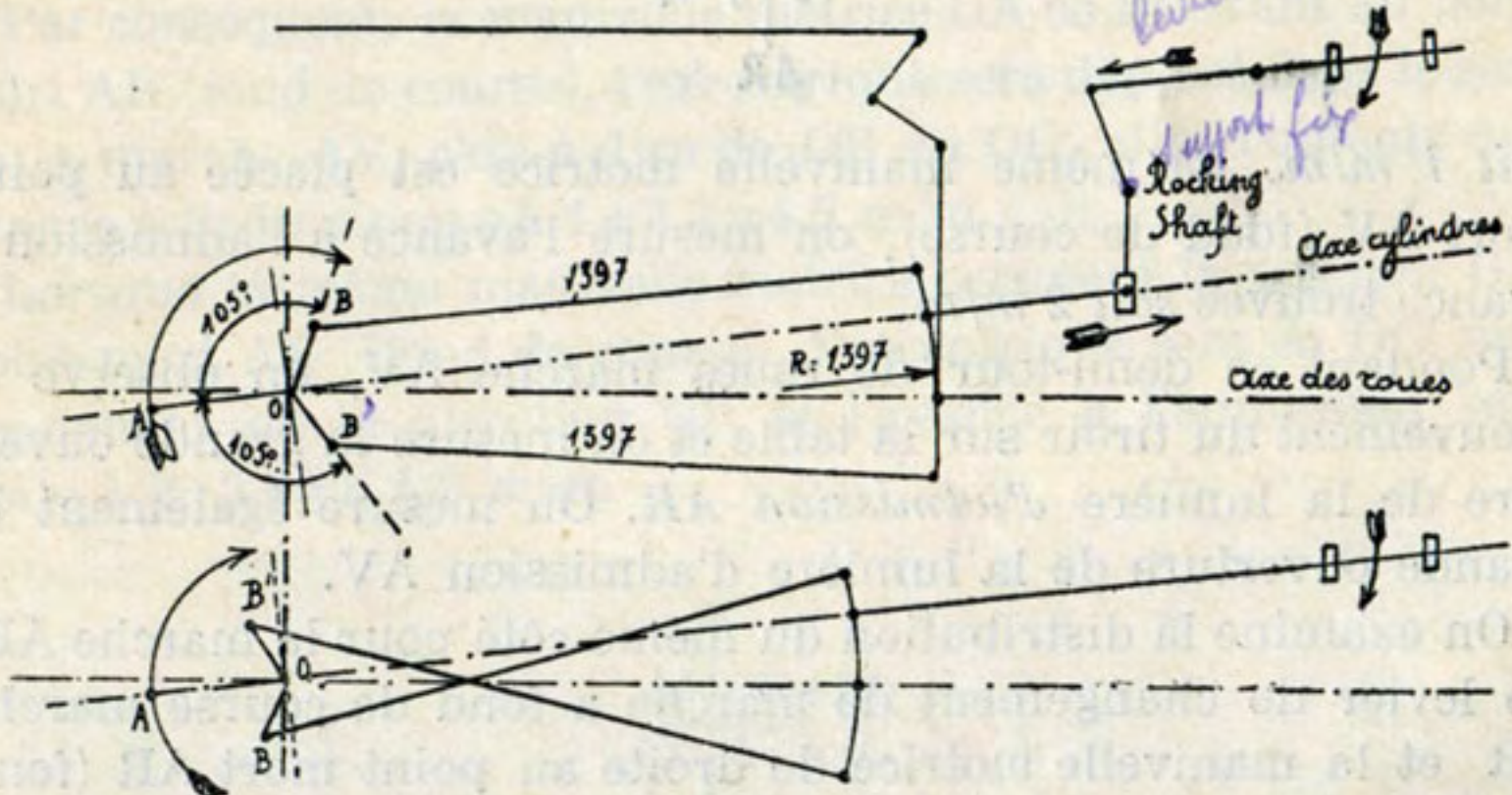


Fig. 259 et 260.

Les coulisses Stephenson avec tiroirs cylindriques (FIG. 259), *admettant la vapeur par leurs bords intérieurs*, les mouvements des distributeurs doivent être inverses de ceux qui se produisent lorsque les admissions se font par les bords extérieurs des tiroirs.

Il suffit, pour obtenir ce résultat, de donner aux excentriques un calage diamétralement opposé au calage normal, (FIG. 260), ou bien d'utiliser un Rocking-Schaft, ou levier de renvoi (FIG. 259).

Réglage d'une distribution s/Stephenson.

A) Faire un tour de roues complet et mesurer le jeu entre le coulisseau et les fonds des coulisses :

1° Le levier de changement de marche se trouvant à fond de course, marche avant;

2° Le levier de changement de marche se trouvant à fond de course, marche arrière.

Ce jeu peut varier de 8 à 10 m/m (explications sur croquis). Lorsque le levier du changement de marche sera ramené au point mort, le coulisseau devra se trouver au milieu de la coulisse. Au préalable, les poulies excentriques sont calées provisoirement ou définitivement. (Explications sur croquis.)

B) Le levier de changement de marche mis à fond de course marche AV, on examine la distribution du *côté droit de la hl*, par exemple. La manivelle motrice de droite se trouvant au point mort AR (fond de course), on mesure l'avance à l'admission à la lumière d'admission correspondante ; avance trouvée

	AV	
1	2 = 3	
10	4 = 14	
	AR	

soit 1 m/m. La même manivelle motrice est placée au point mort AV (fond de course), on mesure l'avance à l'admission ; avance trouvée *soit 2 m/m.*

Pendant ce demi-tour de roues marche AV, on observe le mouvement du tiroir sur la table et on mesure la grande ouverture de la lumière *d'admission AR*. On mesure également la grande ouverture de la lumière d'admission AV.

On examine la distribution du même côté pour la marche AR. Le levier de changement de marche à fond de course marche AR et la manivelle motrice de droite au point mort AR (fond de course), on mesure l'avance à l'admission correspondante : avance trouvée, *soit 10 m/m.*

La même manivelle motrice, déplacée dans le sens de la marche AR. et ramenée au point mort AV (fond de course) on mesure l'avance à l'admission; avance trouvée, soit 4 m/m.

Pendant la rotation de la manivelle motrice marche AR, on observe le mouvement du tiroir sur la table et on mesure la grande ouverture de la lumière AR. Après l'arrêt au point mort AV, on continue la rotation de la manivelle motrice dans le sens de la marche AR et on mesure la grande ouverture de la lumière d'admission vers l'avant.

c) Examen de l'angle de calage des poulies excentriques.

Je suppose un type de *hl* dont les avances à l'admission imposées pour la marche AV et la marche AR, levier de changement de marche à fond de course, sont données ci-après :

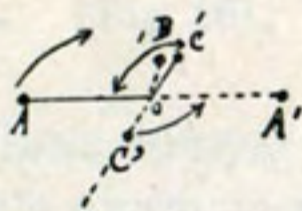
	AV	
5	5	= 10
5	5	= 10
	AR	

Avances relevées à la *hl* :

Somme des avances à l'admission, marche AV, données par l'angle d'avance : $1+2=3$.

Somme des avances à l'admission, marche AR, données par l'angle d'avance : $10+4=14$.

Les angles de calage des excentriques sont défectueux. L'angle de calage de l'excentrique marche AV est trop petit.



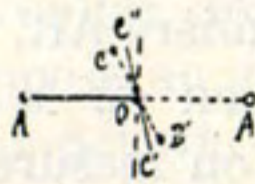
Par conséquent, la manivelle motrice OA se trouvant au point mort AR (fond de course), l'excentrique sera déplacé dans le sens de la marche AV, c'est-à-dire de OB en OC, afin d'obtenir une avance à l'admission = à $1+3,5=4,5$ m/m.

Lorsque la même manivelle motrice occupera la position OA' point mort AV (fond de course), l'excentrique sera en OC' prolongement de la direction OC et l'avance à l'admission sera égale à $2+3,5=5 \frac{1}{2}$ m/m.

	AV	
4,5	5,5	= 10
8	2	= 10
	AR	

La somme des avances à l'admission marche AV = 4,5 + 5,5 = 10 m/m.

L'angle de calage de l'excentrique de la marche AR est trop grand. La manivelle motrice OA se trouve au point mort AR



(fond de course), l'angle de calage sera diminué, c'est-à-dire que l'excentrique OB' sera ramené en OC' afin d'obtenir moins d'avance à l'admission, donc $10 - 2 = 8$ m/m.

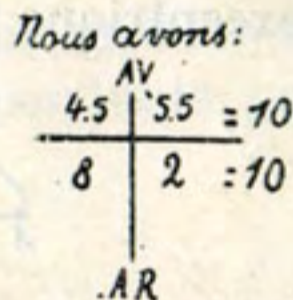
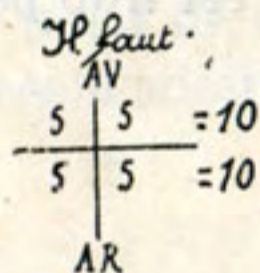
Lorsque la même manivelle motrice occupera la position OA' point mort AV (fond de course), l'excentrique sera en C'' prolongement de la direction OC' et l'avance à l'admission sera de $4 - 2 = 2$ m/m.

Somme des avances à l'admission de la marche AR = 8 + 2 = 10 m/m. Maintenant les angles de calage des excentriques sont exacts.

« Explication sur croquis de ce qui se passe pratiquement quand on fait tourner sur l'essieu les poulies excentriques. »

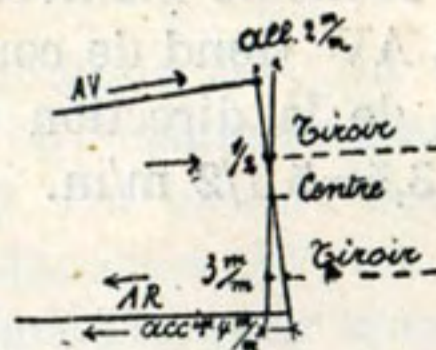
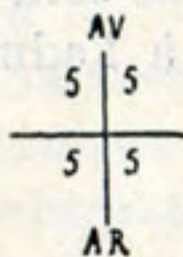
D) Examen des barres d'excentriques.

La barre d'excentrique marche AV doit être *allongée*. La barre d'excentrique marche AR doit être *raccourcie* :



Marche AV : manivelle motrice au point mort AR, le tiroir doit être déplacé de 1/2 m/m vers la droite.

Marche AR : manivelle motrice au point mort AR, le tiroir doit être déplacé de 3 m/m vers la gauche :



Quantités à allonger et à raccourcir les barres d'excentriques sont indiquées au tracé ci-dessus.

Mêmes opérations pour régler le côté gauche de la hl.

Le déplacement du tiroir se fait vers la g. ou vers la droite

Distribution Walschaerts (FIG. 261). *Wame Constant*

(Inventée en 1844 par le chef d'atelier Walschaerts)

Dans le système Walschaerts, le mouvement du tiroir dérive de deux sources : il est produit d'une part par un excentrique calé en AV ou en AR de la manivelle motrice et actionnant la coulisse suspendue par son milieu à un point fixe; d'autre part, par un levier dit levier d'avance, dont l'extrémité inférieure est mue par la crosse du piston au moyen d'une petite bielle (explication sur croquis). Un seul excentrique pour les deux

Coulisse Walschaerts. - Hl. type 12.

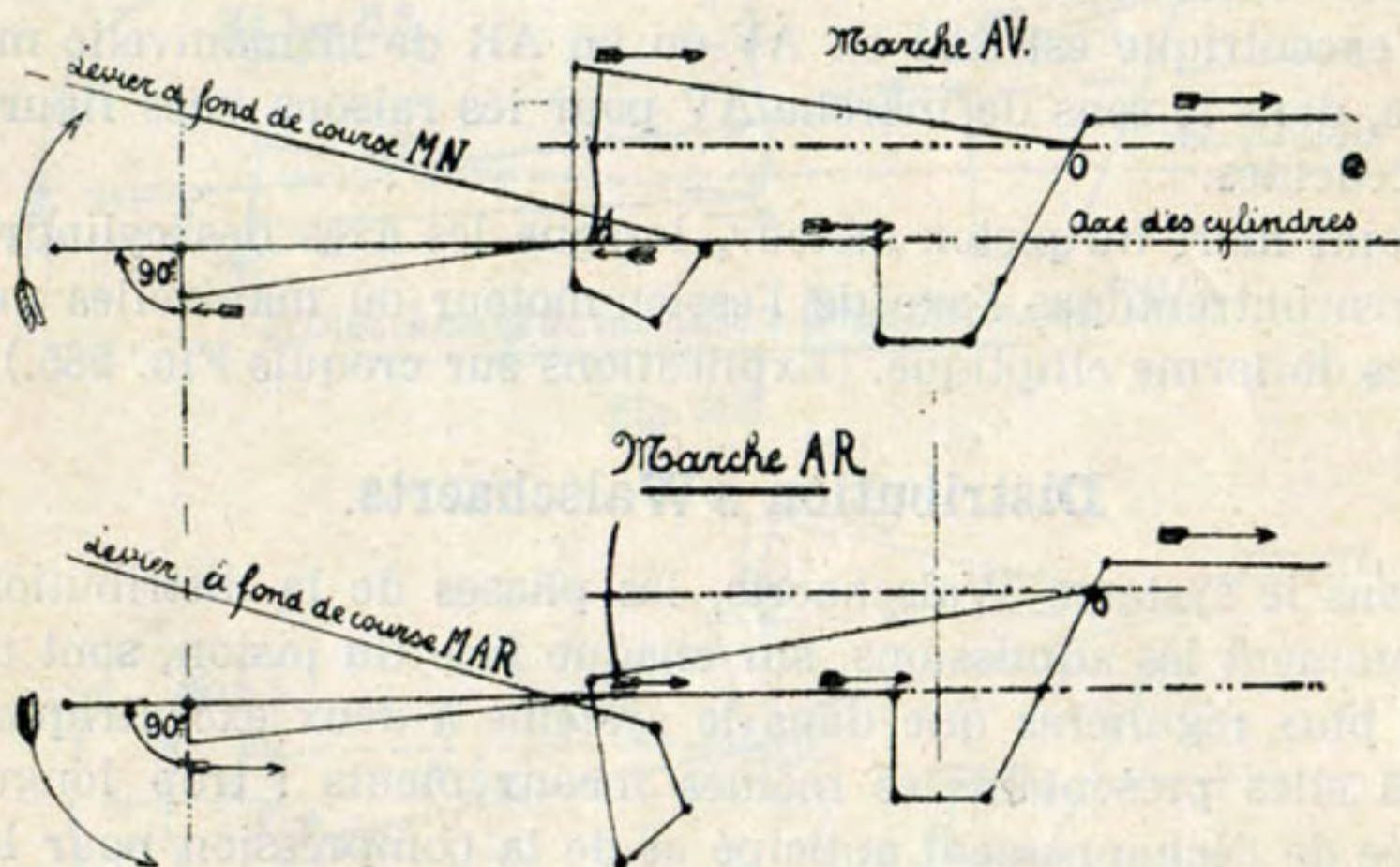


Fig. 261.

sens de marche. La coulisse tourne sa concavité vers le tiroir, elle forme un arc de cercle ayant le point O pour centre. Le déplacement du coulisseau quand la manivelle motrice est au point mort ne modifie pas la position du tiroir et par conséquent l'avance à l'admission sera constante (explication sur croquis). Excentrique calé à 90° chaque fois que le point mort A se trouve sur l'axe des cylindres que ceux-ci soient horizontaux ou inclinés. Excentrique calé en AR de la manivelle motrice dans le sens de marche AV lorsque le coulisseau occupe la partie supérieure de la coulisse, le levier de changement de marche étant à fond de course marche AV (FIG. 261). Excentrique calé en AV de la manivelle motrice dans le sens de marche AV lorsque le coulisseau occupe la partie inférieure de la coulisse, le levier de changement de marche à fond de course marche AV (FIG. 262).

L'excentrique est calé à un angle plus petit que 90° quand le point A se trouve en dessous de l'axe des cylindres, que ceux-ci

soient horizontaux ou inclinés, manivelle motrice précédant l'excentrique dans la marche AV (FIG. 263). L'angle de calage serait plus grand que 90° si l'excentrique précédait la manivelle motrice dans la marche AV. L'excentrique est calé en AV ou en AR de la manivelle motrice, dans le sens de marche AV (explications sur croquis).

L'excentrique est calé à un angle plus grand que 90° quand le point A se trouve au-dessus de l'axe des cylindres; que ceux-ci soient horizontaux ou inclinés, manivelle motrice précédant l'excentrique dans la marche AV (FIG. 264). L'angle de calage serait plus petit que 90° si l'excentrique précédait la manivelle motrice dans la marche AV.

L'excentrique est calé en AV ou en AR de la manivelle motrice, dans le sens de marche AV pour les raisons vues figures précédentes.

Point mort du piston-moteur, lorsque les axes des cylindres ne rencontrent pas l'axe de l'essieu-moteur ou manivelles motrices de forme elliptique. (Explications sur croquis FIG. 265.)

Distribution s/Walschaerts.

Dans le système Walschaerts, les phases de la distribution, notamment les admissions, sur chaque face du piston, sont un peu plus régulières que dans le système à deux excentriques, mais elles présentent les mêmes inconvénients : trop longue durée de l'échappement anticipé et de la compression pour les courtes admissions.

Réglage d'une distribution Walschaerts

(Explications sur croquis).

Influence du réglage de la bielle motrice, jeux à reprendre aux coussinets.

Avances trouvées

AV		
2	8	= 10
4	0	= 4
AR		$\frac{14}{2} = 7$

Avances exigées

AV	
γ	γ
γ	γ
AR	

a) Mêmes opérations que pour la coulisse Stéphenson.

b) Mêmes opérations que pour la coulisse Stéphenson.

Le mécanisme étant sans jeu dans les articulations, etc., la manivelle motrice en OA (FIG. 266), le levier de changement de marche sera ramené à fond de course marche AR et sans déplacer la *hl*.

Sevier de changt de marche à fond de course MAV

Sevier de marche

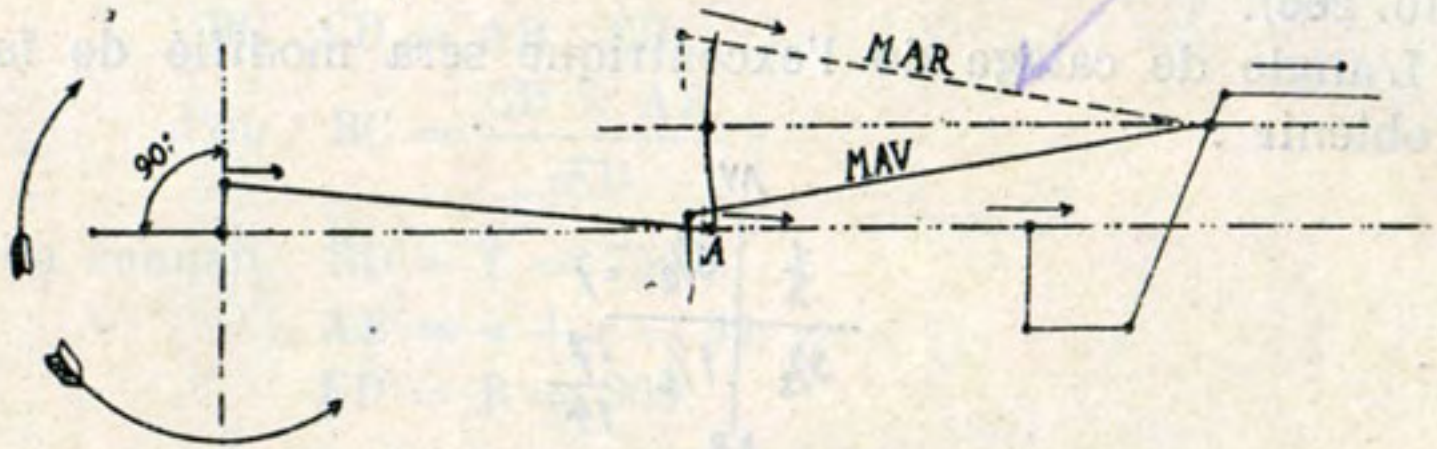
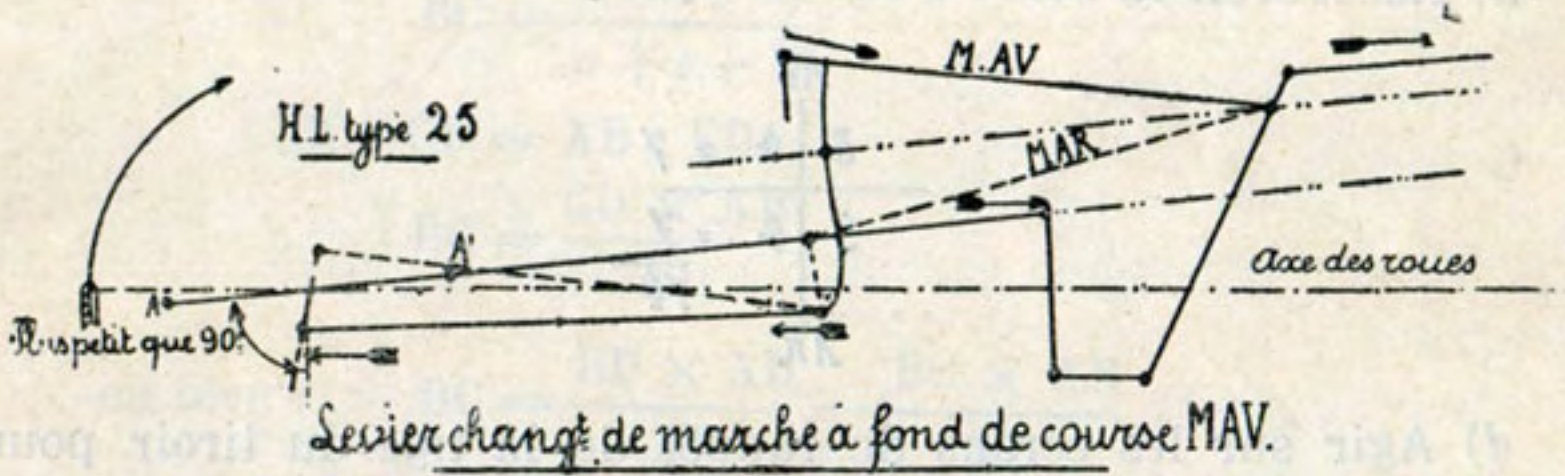


Fig. 262.



type

Sevier changt de marche à fond de course MAV.

Fig. 263.

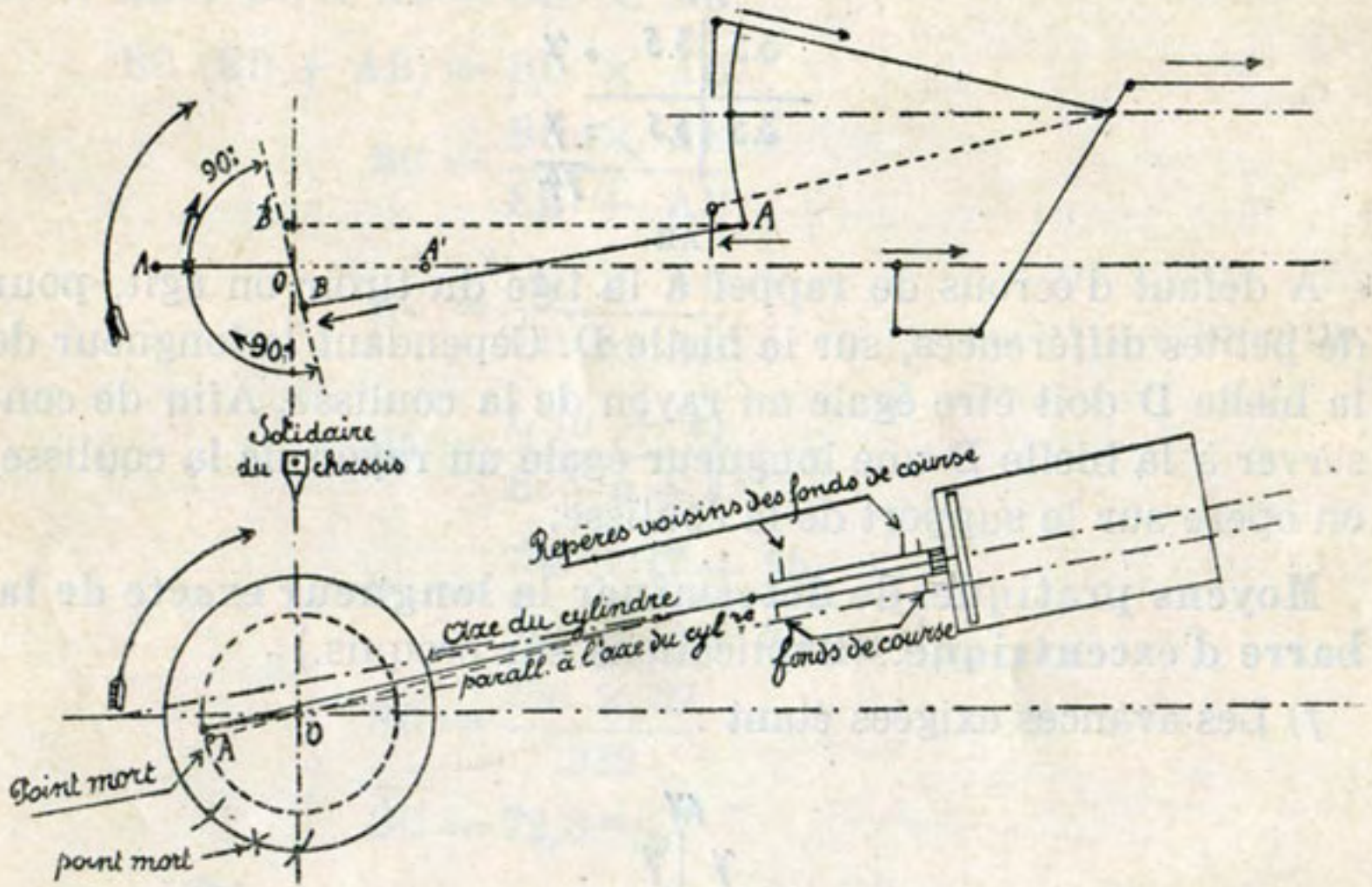


Fig. 264 et 265.

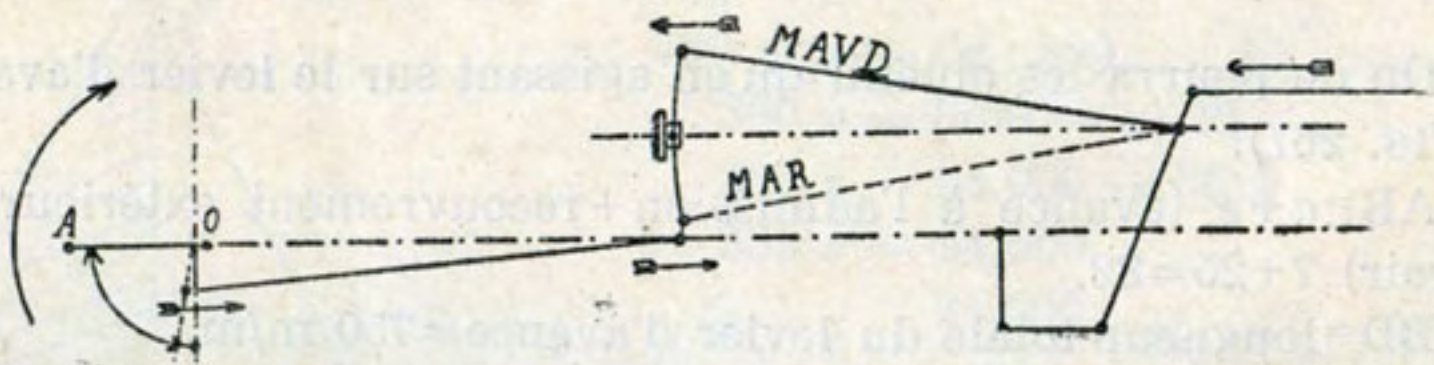


Fig. 266.

c) L'angle de calage de l'excentrique est donc défectueux (voir FIG. 266).

L'angle de calage de l'excentrique sera modifié de façon à obtenir :

$$\begin{array}{r|l}
 AV & \\
 \hline
 \frac{1}{2} & 6\frac{1}{2} = 7 \\
 \hline
 5\frac{1}{2} & 1\frac{1}{2} = \frac{7}{14} \\
 AR &
 \end{array}$$

d) Raccourcir la barre d'excentrique pour obtenir :

$$\begin{array}{r|l}
 AV & \\
 \hline
 3 & 4 = 7 \\
 \hline
 3 & 4 = \frac{7}{14} \\
 AR &
 \end{array}$$

d) Agir sur les écrous de rappel de la tige du tiroir pour avoir :

$$\begin{array}{r|l}
 AV & \\
 \hline
 3.5 & 3.5 = 7 \\
 \hline
 3.5 & 3.5 = \frac{7}{14} \\
 AR &
 \end{array}$$

A défaut d'écrous de rappel à la tige du tiroir on agit, pour de petites différences, sur la bielle D. Cependant la longueur de la bielle D doit être égale au rayon de la coulisse. Afin de conserver à la bielle D une longueur égale au rayon de la coulisse, on opère sur le support de la coulisse.

Moyens pratiques de déterminer la longueur exacte de la barre d'excentrique. (Explications sur croquis.)

f) Les avances exigées étant :

$$\begin{array}{r|l}
 AV & \\
 \hline
 7 & 7 \\
 \hline
 7 & 7 \\
 AR &
 \end{array}$$

On ne pourra les obtenir qu'en agissant sur le levier d'avance (FIG. 267).

AB = a + e (avance à l'admission + recouvrement extérieur du tiroir) 7 + 25 = 32.

BD = longueur totale du levier d'avance = 750 m/m.

DE = rayon de la manivelle motrice = 300 m/m.

Les triangles semblables CAB et CED donnent (FIG. 267) :

$$BC : CD = AB : ED.$$

$$\text{d'où : } BC = \frac{CD \times AB}{ED}$$

$$\text{on connaît : } BD = L = 750.$$

$$AB = a + e = 32.$$

$$ED = R = 300.$$

Après calculs faits on tire :

$$BC = \frac{L(a + e)}{a + e + R}$$

$$BC : CD = AB : ED.$$

$$BC = \frac{CD \times AB}{ED}$$

$$\text{ou bien : } BC = \frac{BD \times AB}{ED} - \frac{BC \times AB}{ED}$$

$$BC \times ED = BD \times AB - BC \times AB.$$

$$BC \times ED + BC \times AB = BD \times AB.$$

$$BC (ED + AB) = BD \times AB.$$

$$BC = \frac{BD \times AB}{ED + AB}$$

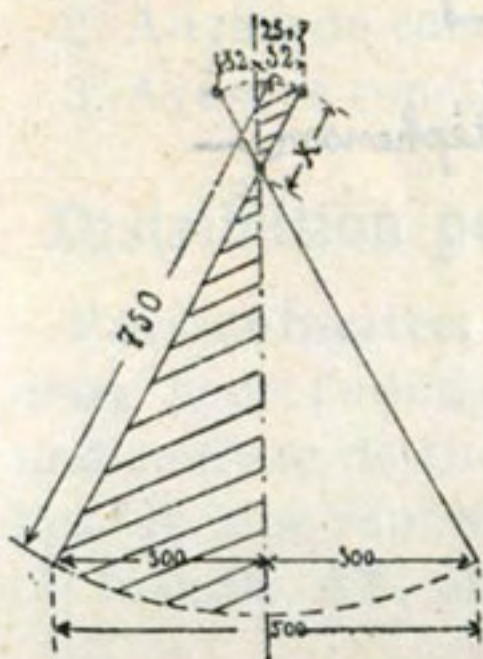
$$BC = \frac{L \times AB}{ED + AB}$$

$$BC = \frac{L(a + e)}{R + a + e}$$

$$BC = \frac{750 \times (7 + 25)}{300 + 7 + 25}$$

$$BC = \frac{750 \times 32}{332}$$

$$BC = 72,3 \text{ m/m.}$$



ou bien encore :

$$x : 750 - x = 32 : 300.$$

$$300 x = (750 - x) 32$$

$$300 x = 24,000 - 32 x$$

$$332 x = 24,000.$$

$$x = \frac{24,000}{332} = 72,3 \text{ m/m}$$

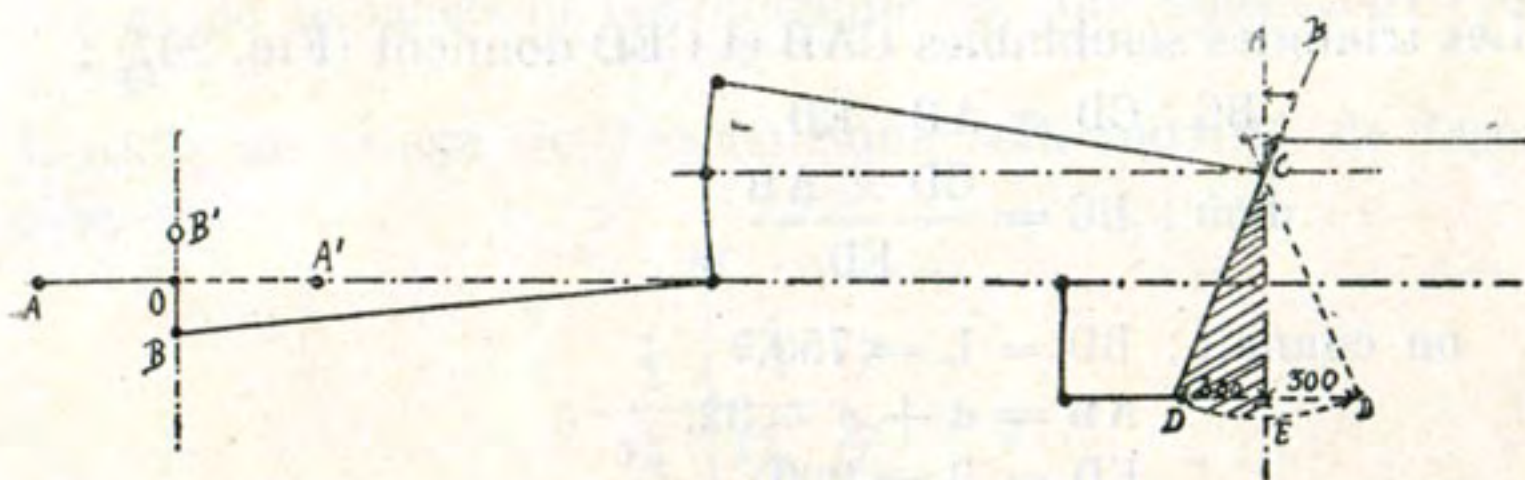


Fig. 267.

Voir figures 268 et 269. Ces deux coulisses se différencient par les points suivants :

Walschaerts (FIG. 268).

- 1° Une seule poulie excentrique commande les deux sens de marche.
- 2° Coulisse fixe montée sur tourillons et coulisseau mobile.
- 3° Coulisse tourne sa concavité vers les tiroirs.
- 4° Avances données par des longueurs fixes du levier dit levier d'avance.
- 5° Avances constantes.

Stéphenson (FIG. 269).

- 1° Une poulie excentrique pour chacune des marches AV et AR.
- 2° Coulisse mobile et coulisseau fixe.
- 3° Coulisse tourne sa concavité vers l'essieu moteur.
- 4° Avances données par les angles d'avances des poulies excentriques.
- 5° Avances variables. (Voir barres droites et barres croisées.)

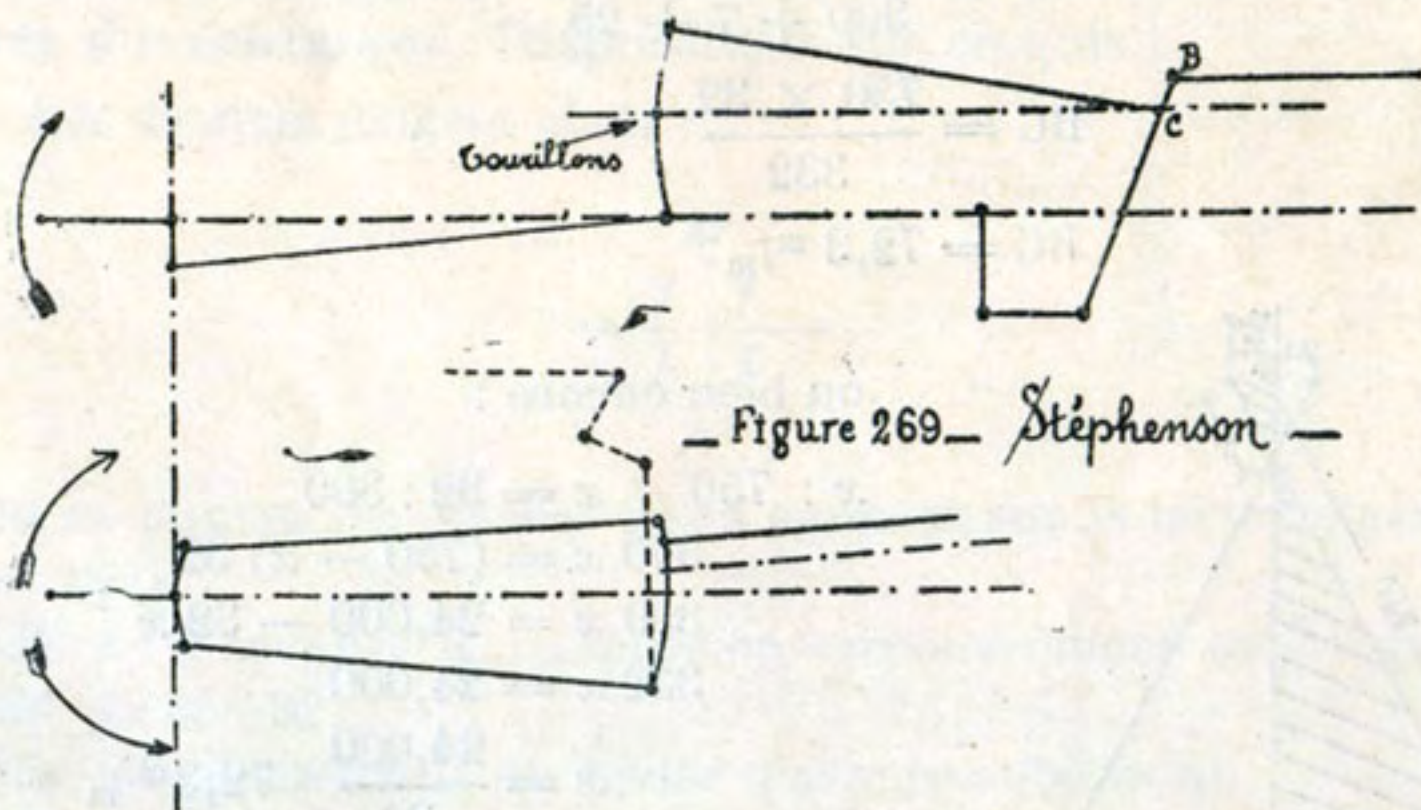


Fig. 268 et 269.

Coulisse Stéuart (FIG. 270).

Hl. type 20.

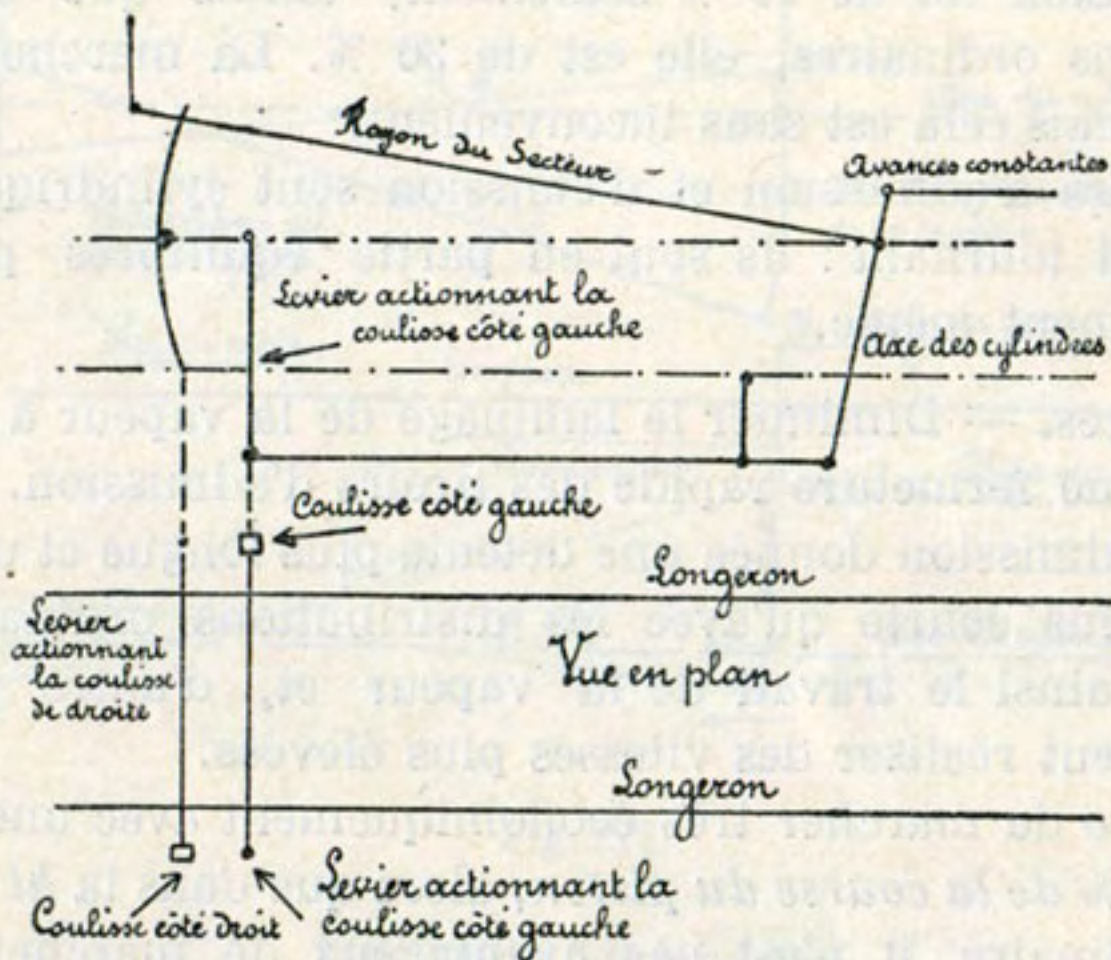


Fig 270.

Particularités. — 1° Il n'y a pas d'excentriques; 2° Coulisse et levier d'avance mus par la crosse du piston; 3° *Avances constantes*.

Coulisse de Gooch (FIG. 271).

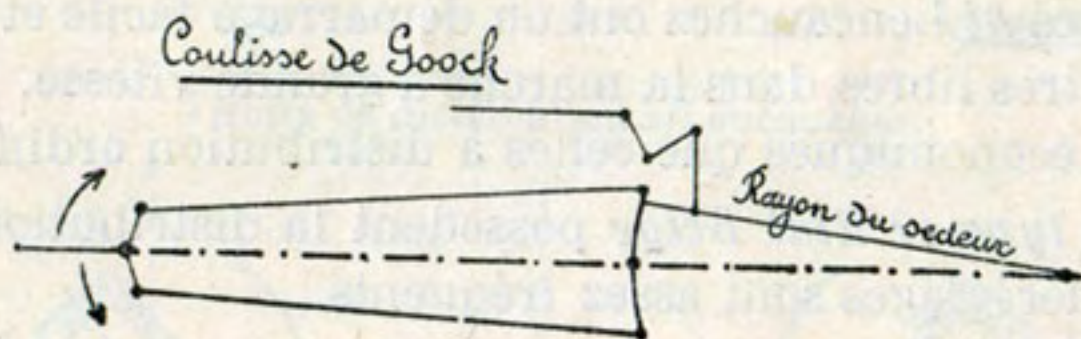


Fig. 271.

- 1° Coulisse suspendue par son milieu (axe tourillon) et tourne sa concavité vers le tiroir. Coulisseau mobile.
- 2° Angles de calage des excentriques égaux.
- 3° Avances constantes.

Distribution perfectionnée S. Lencachez (FIG. 273).

Particularités. — Elle comprend quatre tiroirs par cylindre, deux pour l'admission et deux pour l'émission, actionnés par une coulisse de Gooch portant deux coulisseaux solidaires dont l'un, le plus rapproché du centre de la coulisse, dans la position de marche AV, agit sur les tiroirs d'admission et dont l'autre

agit sur les tiroirs d'échappement. Grâce à ce dispositif, la compression se trouve diminuée; aussi pour une admission de 20 %, la compression est de 18 % seulement, tandis que dans les distributions ordinaires, elle est de 36 %. La marche AR est sacrifiée, mais cela est sans inconvénient.

Les tiroirs d'admission et d'émission sont cylindriques et à mouvement tournant : ils sont en partie équilibrés par leur fonctionnement même.

Avantages. — Diminuer le laminage de la vapeur à l'admission par une fermeture rapide des tiroirs d'admission. Obtenir pour une admission donnée une détente plus longue et une compression plus courte qu'avec les distributions ordinaires; on augmente ainsi le travail de la vapeur et, d'autre part, la machine peut réaliser des vitesses plus élevées.

Permettre de marcher très économiquement avec une admission de 12 % de la course du piston, alors que dans la *hl* à distribution ordinaire, il n'est pas avantageux de marcher à une admission inférieure à 20 %; dans ce dernier cas, la détente ne dépasse pas cinq fois le volume de la vapeur admise dans le cylindre, tandis qu'avec la *distribution Lencachez* la détente peut atteindre huit fois ce volume.

Enfin, empêcher le refroidissement des lumières d'admission par le passage de la vapeur d'échappement; il y a ainsi une condensation un peu moindre de la vapeur à son entrée dans le cylindre. Les *hl Lencachez* ont un démarrage facile et elles sont également très libres dans la marche à grande vitesse. Elles sont aussi plus économiques que celles à distribution ordinaire.

Deux *hl type 12 Etat Belge* possèdent la distribution Lencachez. Les dérèglages sont assez fréquents.

La Compagnie d'Orléans a beaucoup de *hl* munies de la distribution Lencachez. Elles donnent de bons résultats.

Distribution Walschaerts (FIG. 274).

Les tiroirs reçoivent la vapeur entre les pistons distributeurs. Dans ce cas, les déplacements des distributeurs doivent être inverses de ceux qui se produisent lorsque les admissions se font par les bords extérieurs. C'est pourquoi les excentriques ont reçu un calage diamétralement opposé au calage normal.

Quant à la question des avances, elle a été résolue en reportant en E, à l'extrémité supérieure du levier d'avance le point d'attache de la bielle du tiroir D et en articulant la tige du tiroir extérieur correspondant F, immédiatement en-dessous en G. Les

Distribution de hl. type 31.

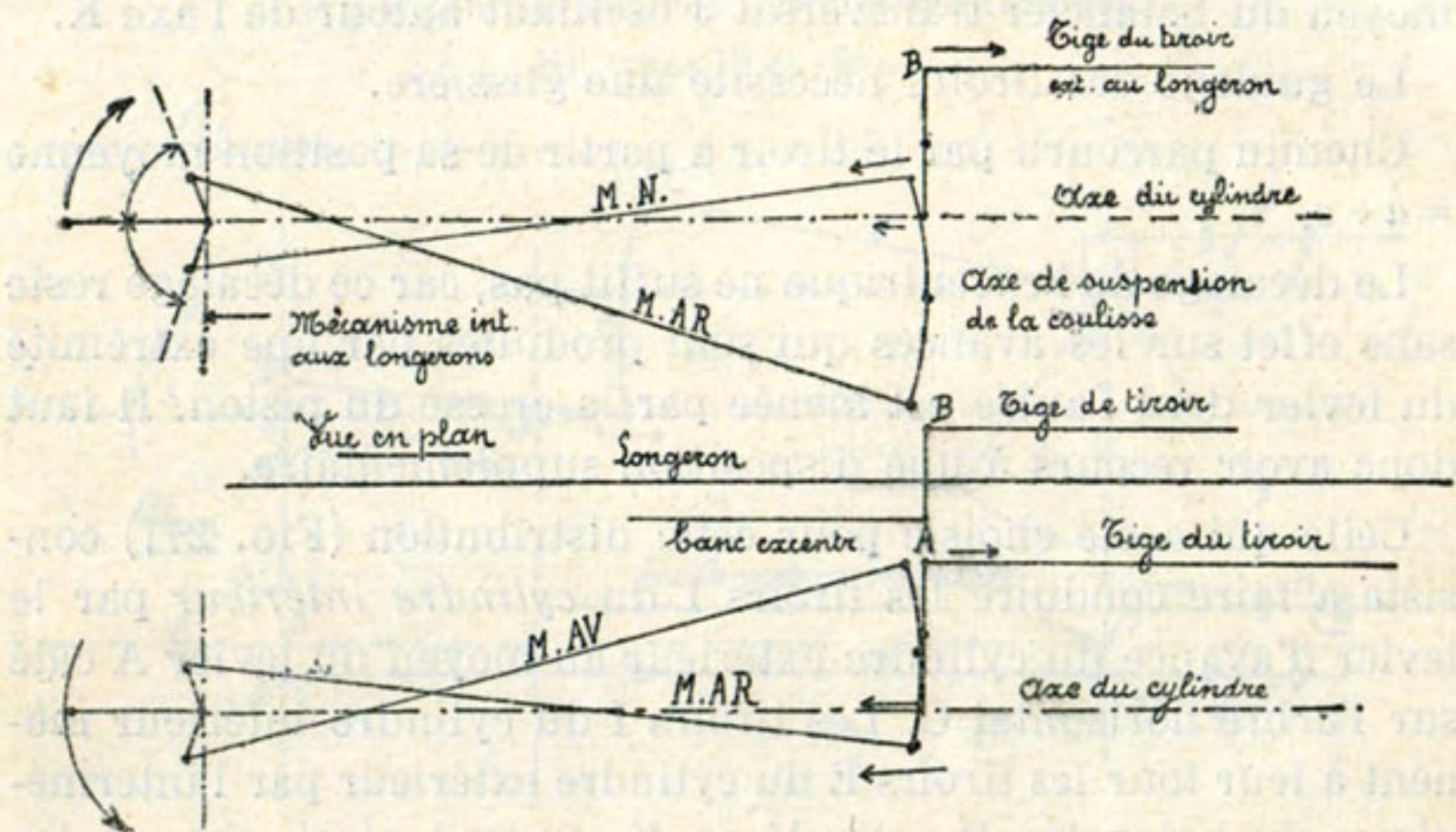
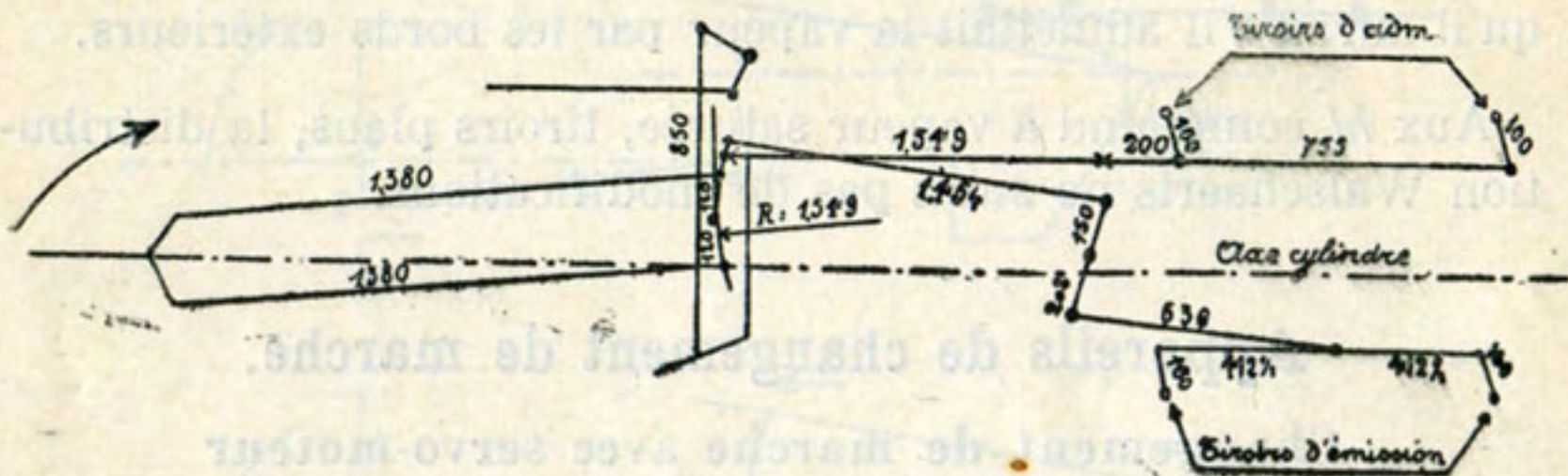
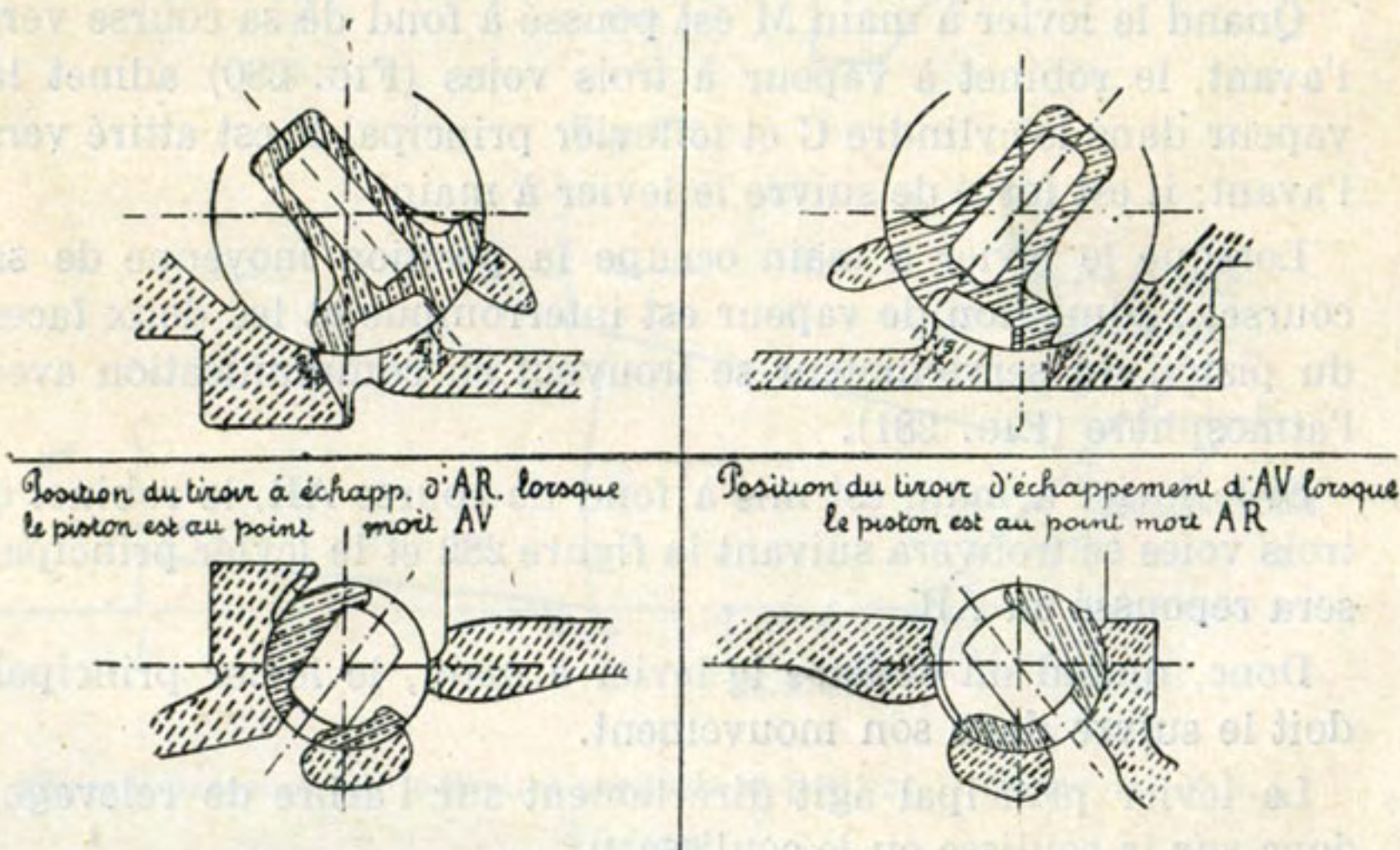


Fig. 272.

Distribution s/Lencachez.



Tiroirs de distribution s/Lencachez.



Position du tiroir à échapp. d'AR. lorsque le piston est au point mort AV

Position du tiroir d'échappement d'AV lorsque le piston est au point mort AR

Fig. 273.

tiroirs intérieurs H sont mus par les tiroirs extérieurs F au moyen du balancier transversal J oscillant autour de l'axe K.

Le guidage des tiroirs nécessite une glissière.

Chemin parcouru par le tiroir à partir de sa position moyenne $= a + e$.

Le décalage de l'excentrique ne suffit pas, car ce décalage reste sans effet sur les avances qui sont produites par une extrémité du levier dont l'autre est menée par la crosse du piston. Il faut donc avoir recours à une disposition supplémentaire.

Celle qui a été choisie pour cette distribution (FIG. 277) consiste à faire conduire les tiroirs I du *cylindre intérieur* par le levier d'avance du cylindre extérieur au moyen du levier A calé sur l'arbre horizontal C. Les tiroirs I du cylindre intérieur mènent à leur tour les tiroirs E du cylindre extérieur par l'intermédiaire du balancier H articulé en K; on voit ainsi, comme les manivelles du cylindre extérieur et intérieur sont calées à 180° , que le but poursuivi est atteint. C'est-à-dire que chaque piston-distributeur est animé de tous les mouvements inverses de ceux qu'il aurait s'il admettait la vapeur par les bords extérieurs.

Aux *hl* compound à vapeur saturée, tiroirs plans, la distribution Walschaerts ne subit pas de modifications.

Appareils de changement de marche.

Changement de marche avec servo-moteur système Rongy (FIG. 279).

Quand le levier à main M est poussé à fond de sa course vers l'avant, le robinet à vapeur à trois voies (FIG. 280) admet la vapeur dans le cylindre C et le levier principal P est attiré vers l'avant; il est forcé de suivre le levier à main.

Lorsque le levier à main occupe la position moyenne de sa course, l'admission de vapeur est interrompue et les deux faces du piston du servo-moteur se trouvent en communication avec l'atmosphère (FIG. 281).

Si le levier à main est mis à fond de course AR, le robinet à trois voies se trouvera suivant la figure 282 et le levier principal sera repoussé en AR.

Donc, quand on déplace le levier à main, le levier principal doit le suivre dans son mouvement.

Le levier principal agit directement sur l'arbre de relevage, donc sur la coulisse ou le coulisseau.

L. (a+e)

Distribution Walschaerts de hl. compound à 4 cylindres
et à vapeur surchauffée. (Tiroirs cylindriques.)

Hl. types 19 et 19bis.

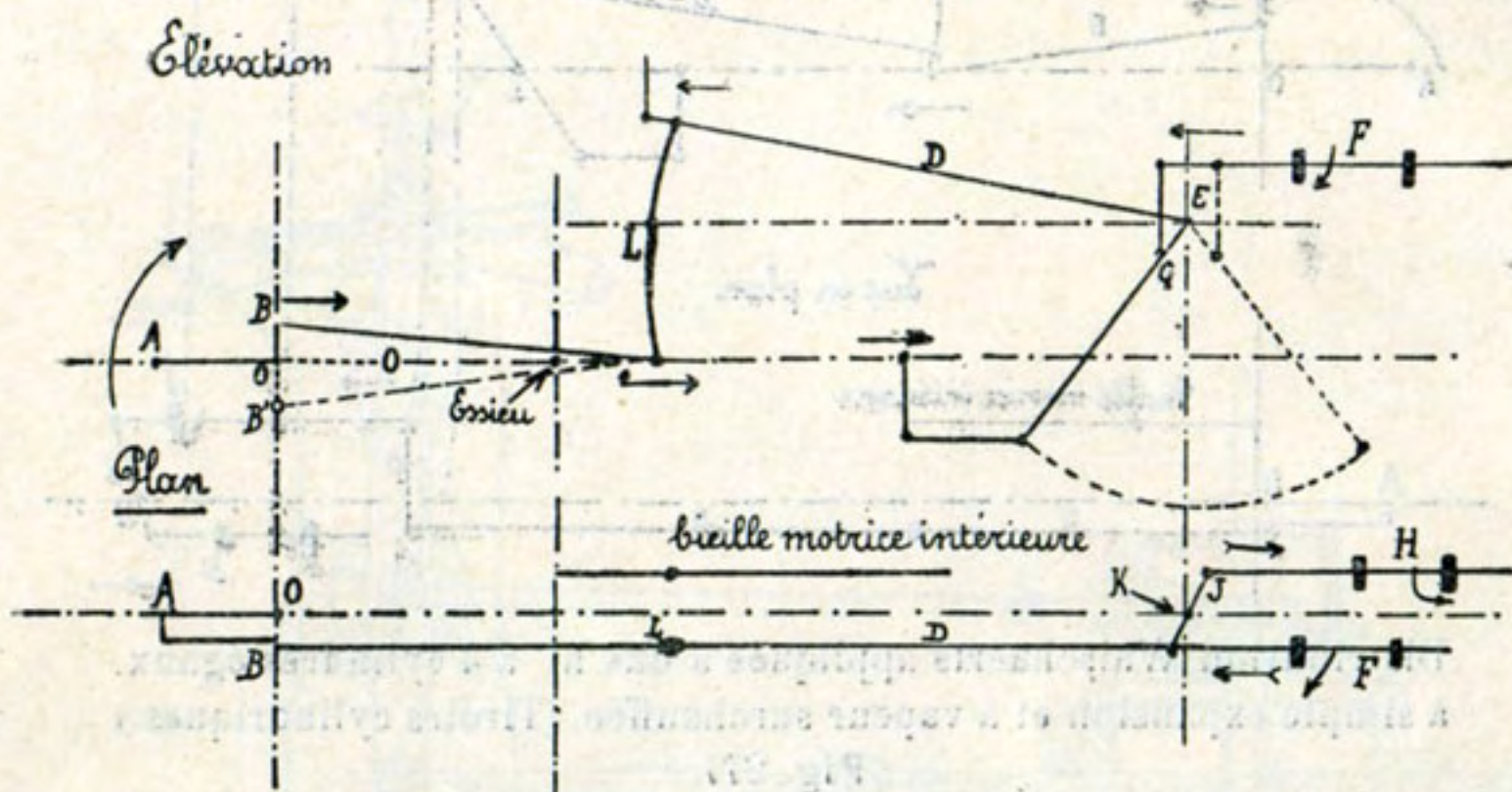


Fig. 274.

Distribution Walschaerts pour tiroirs cylindriques.

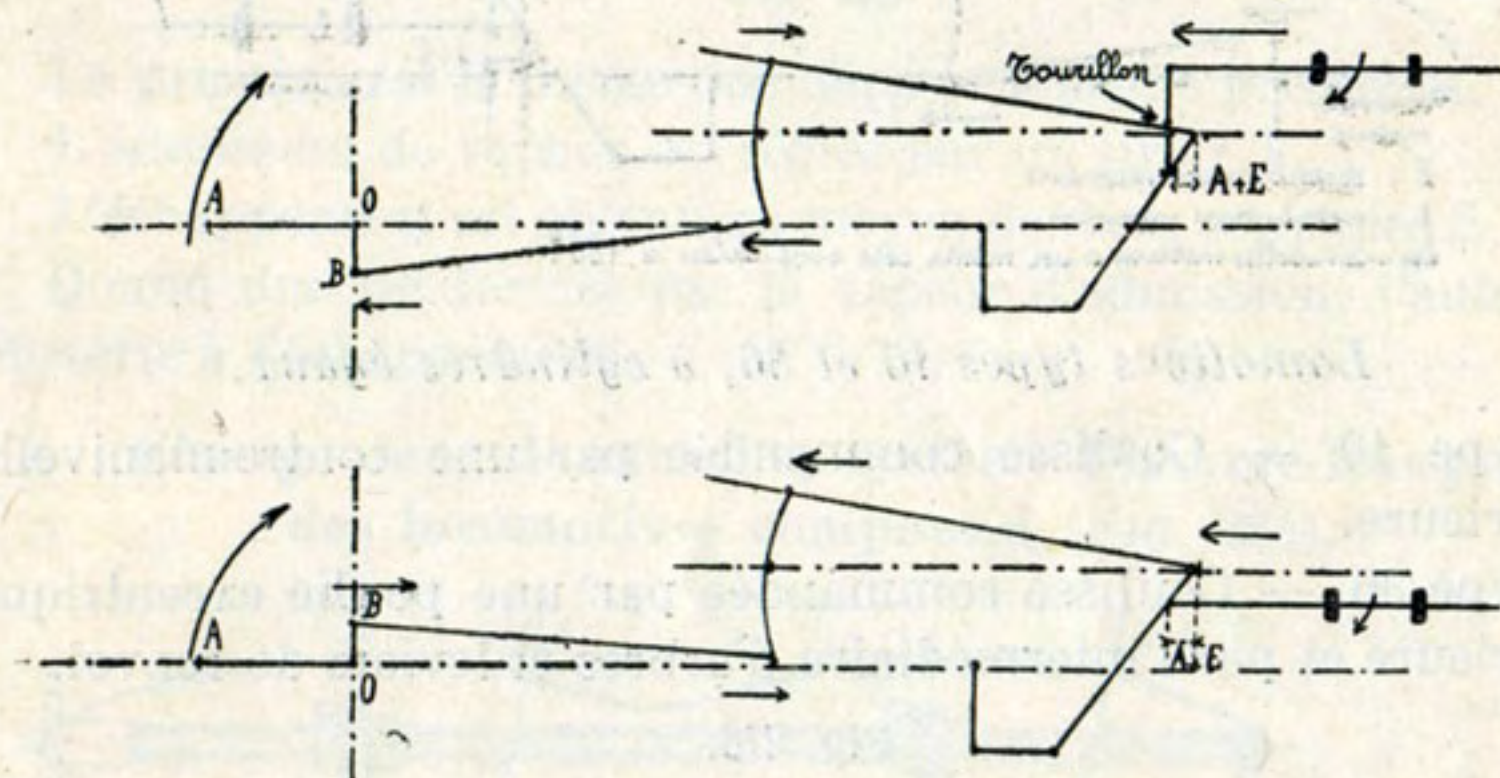
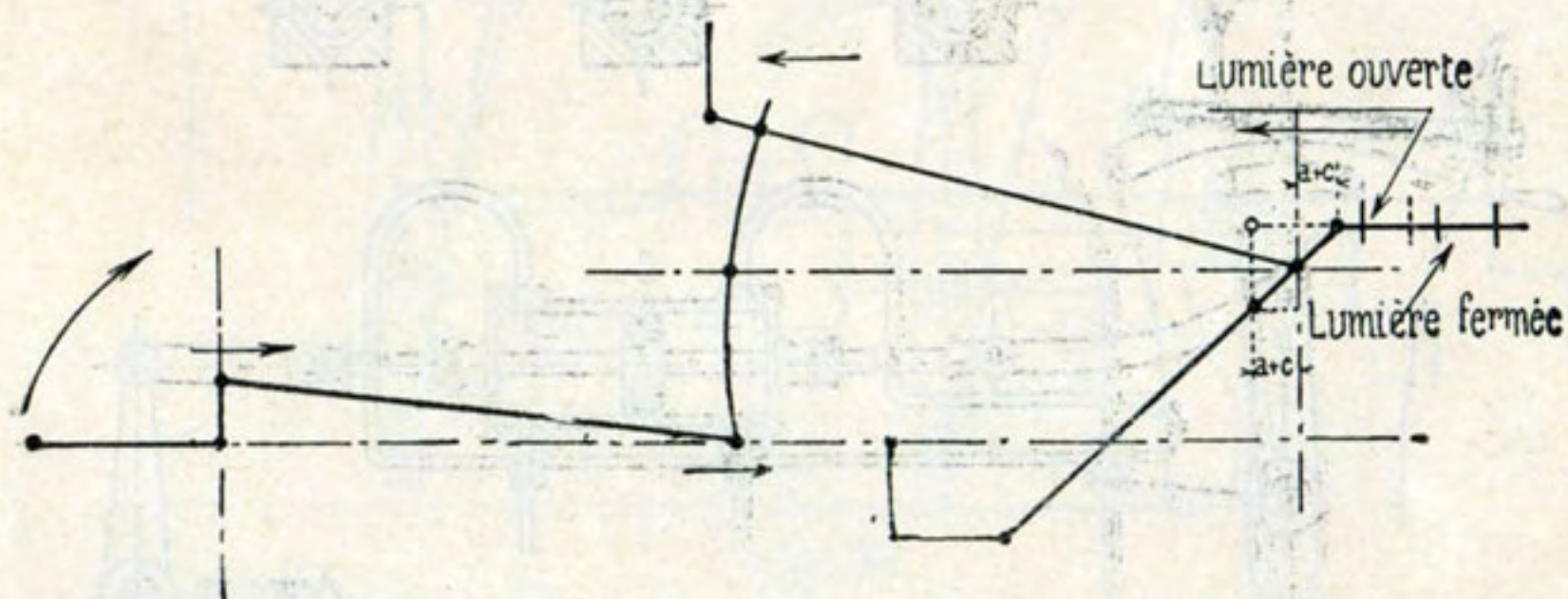


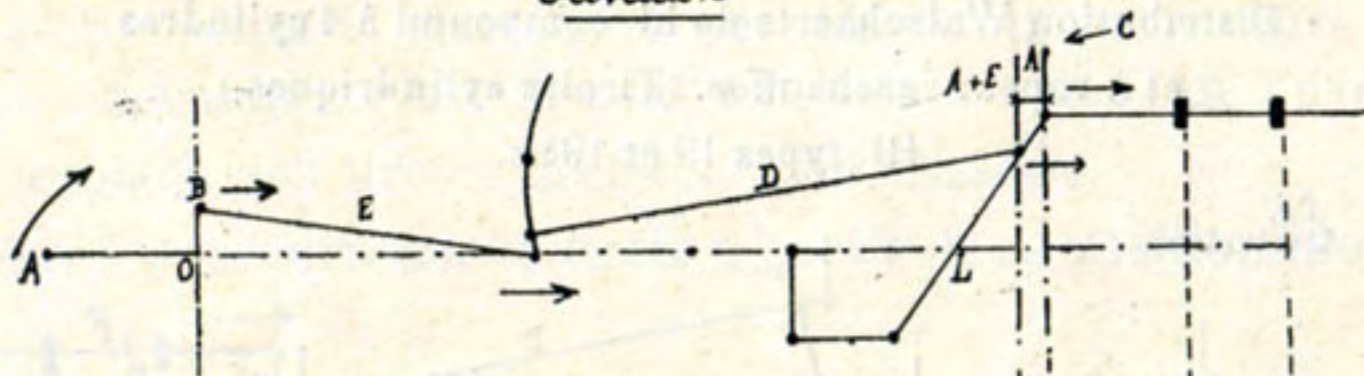
Fig. 275.



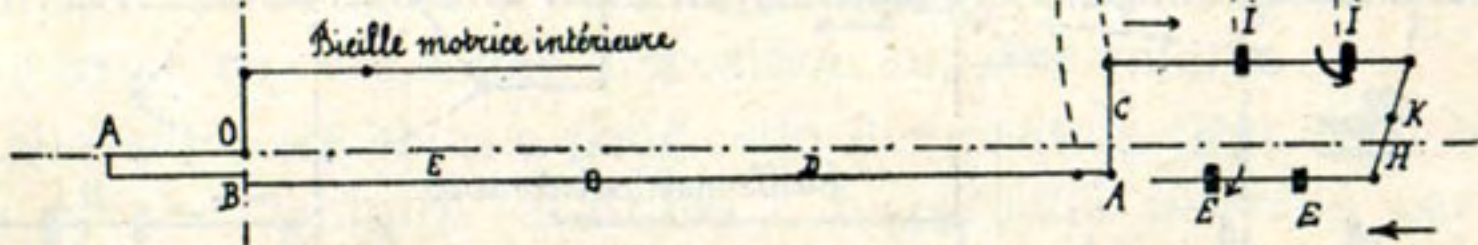
Chemin parcouru par le tiroir à partir de sa position moyenne = $a + e$.

Fig. 276.

Élévation

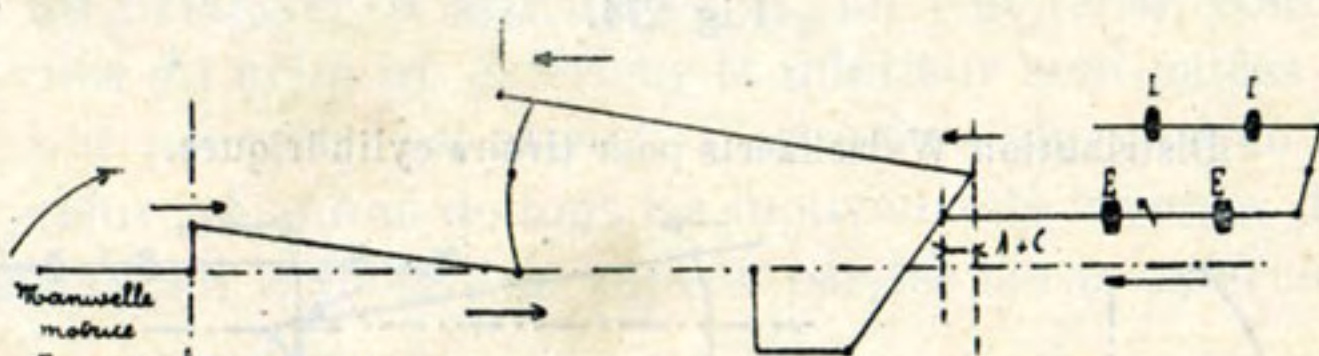


Vue en plan



Distribution Walschaerts appliquée à une hl à 4 cylindres égaux à simple expansion et à vapeur surchauffée. (Tiroirs cylindriques.)

Fig. 277.



Manivelle motrice
 E : distributeurs extérieurs
 I : distributeurs intérieurs
 Les manivelles motrices d'un même coté sont calées à 180°

Locomotives types 10 et 36, à cylindres égaux.

Type 10. — Coulisse commandée par une contre-manivelle extérieure.

Type 36. — Coulisse commandée par une poulie excentrique intérieure et par l'intermédiaire d'arbres et leviers de renvoi.

Fig. 278.

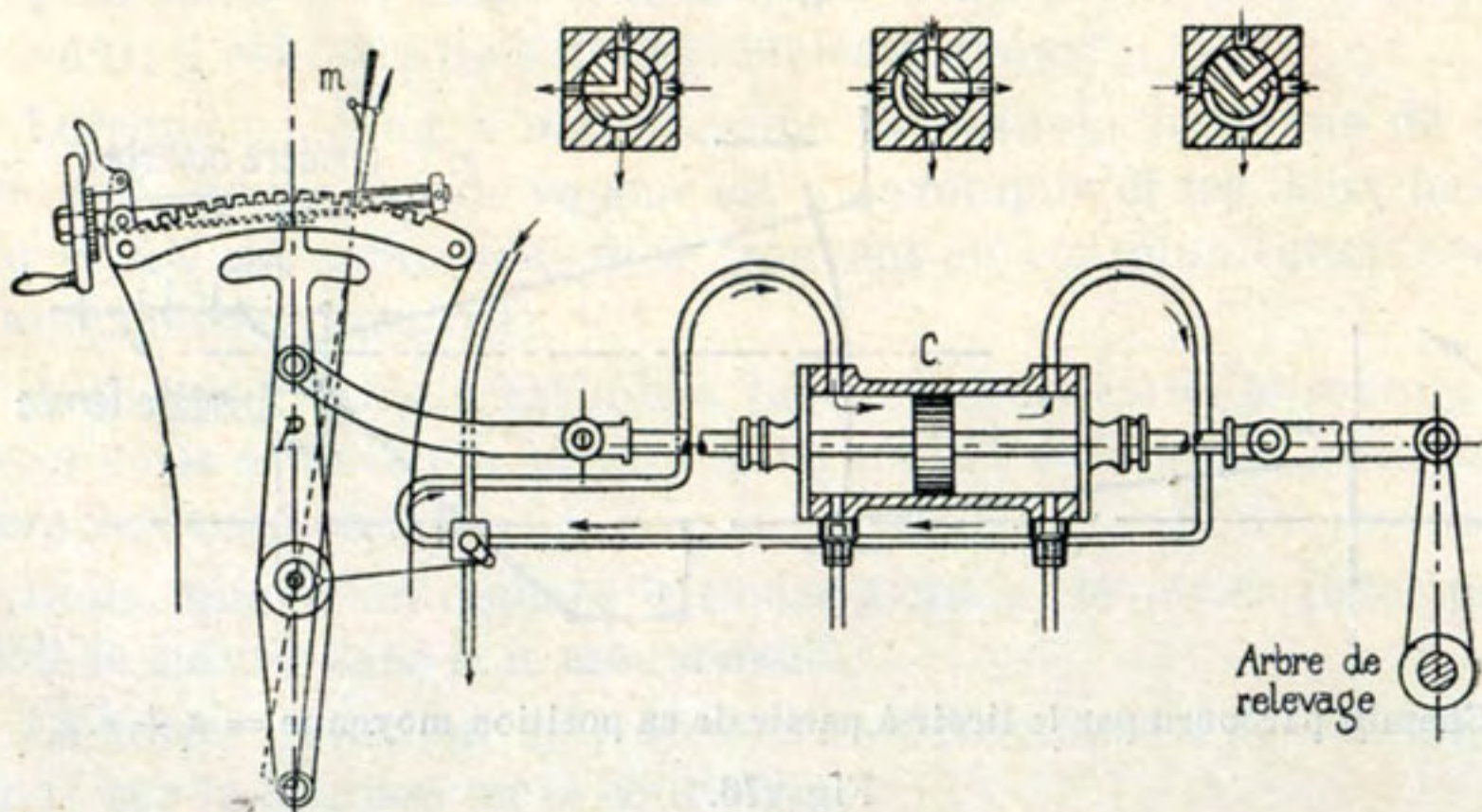


Fig. 279 à 282.

Changement de marche avec servo-moteur système Rongy (FIG. 283).

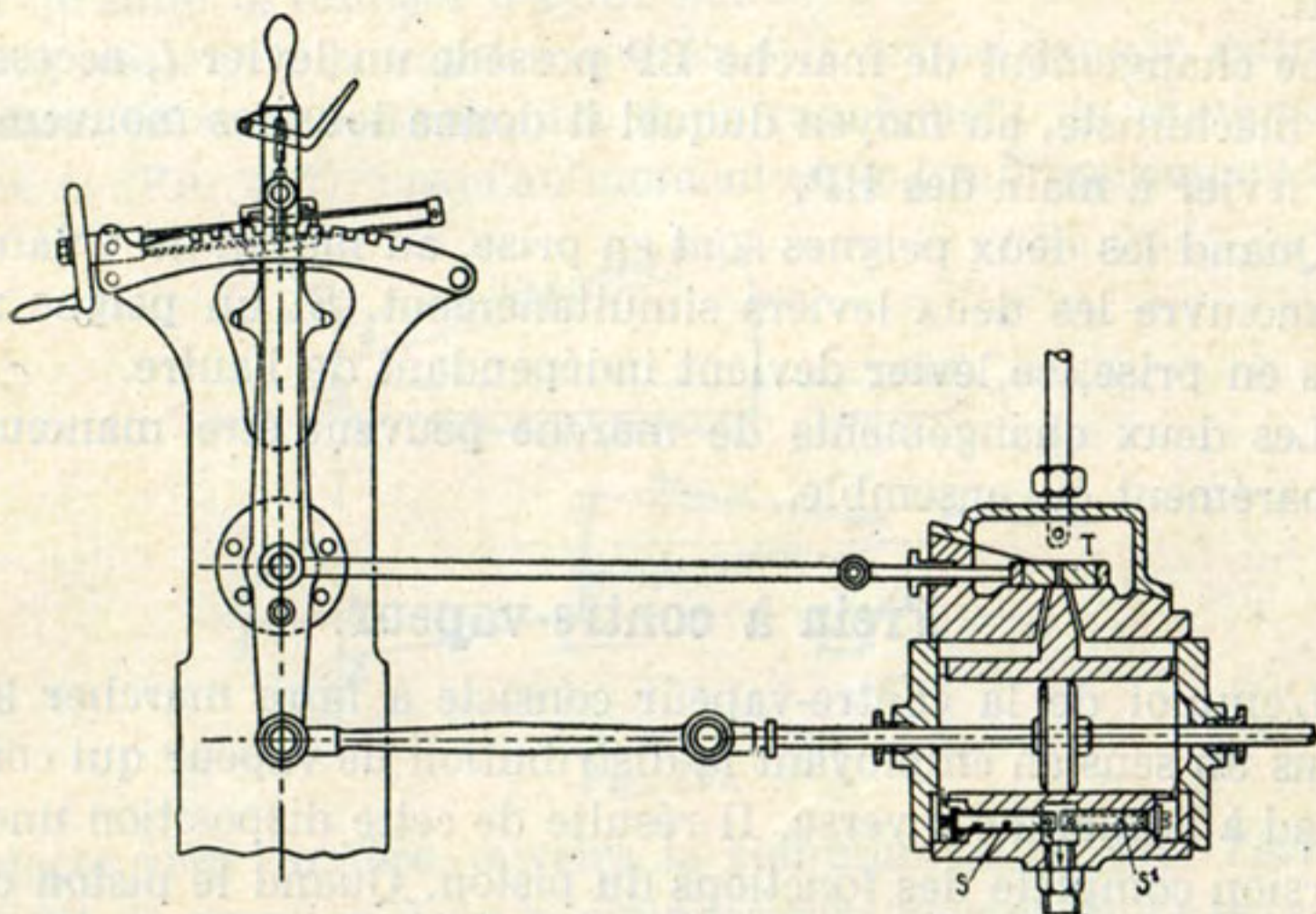


Fig. 283.

Le principe est le même que dans le système précédent.
L'admission de vapeur est réglée par un tiroir T.
L'échappement est obtenu au moyen de deux soupapes S, S'.
Quand une est fermée par la vapeur d'admission, l'autre est ouverte à l'échappement.

Changement de marche, système Flamme-Rongy, des locomotives compound (FIG. 284).

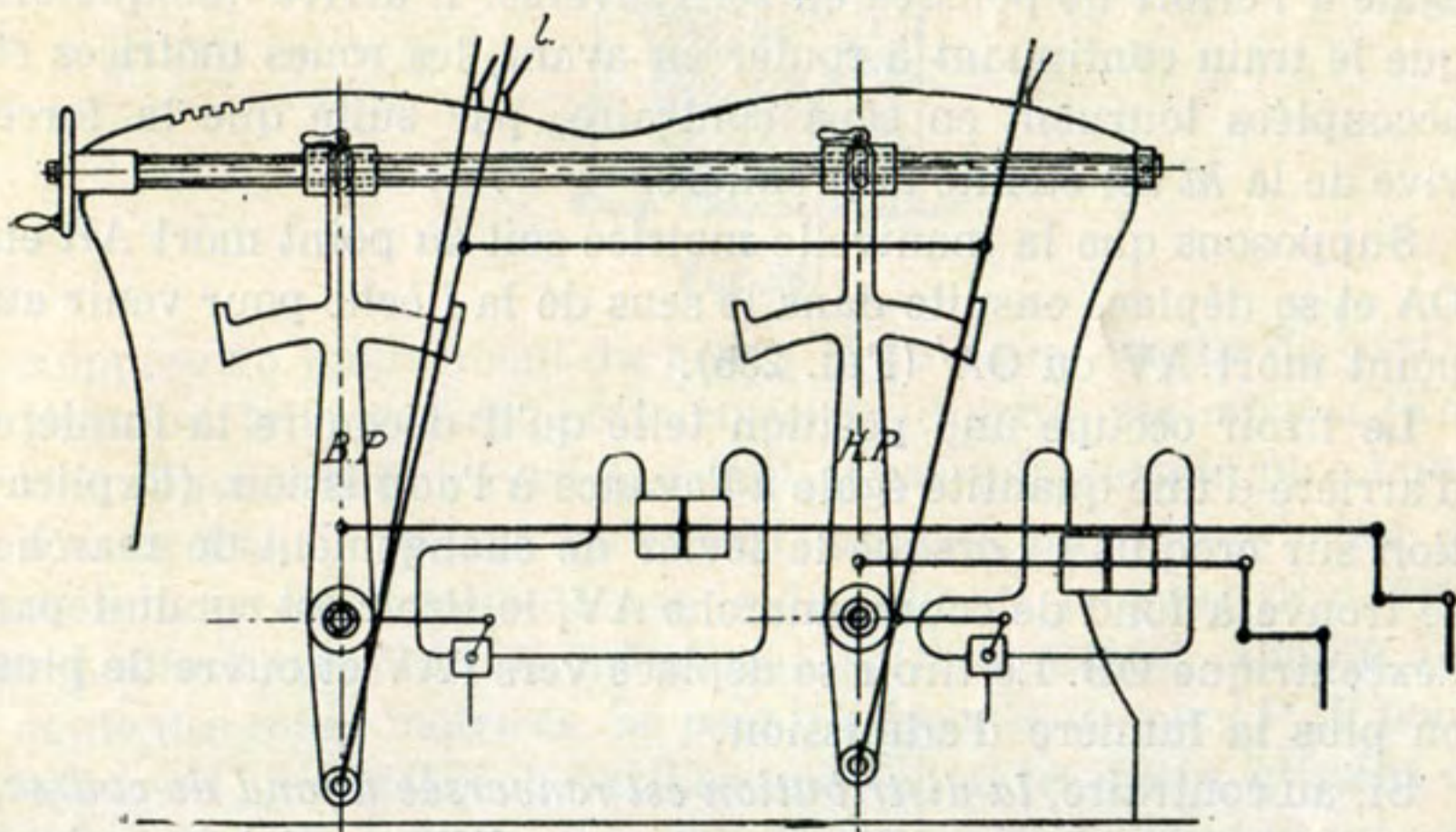


Fig. 284.

Le groupe des cylindres BP comporte un arbre de relevage, un servo-moteur Rongy, un levier principal, un levier à main et un robinet à trois voies.

Le groupe des cylindres HP a la même série d'organes.

Les deux changements de marche sont montés sur le même bâti.

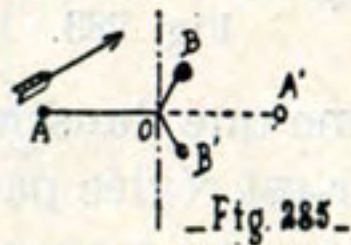
Le changement de marche BP possède un levier l , accessible au machiniste, au moyen duquel il donne tous les mouvements au levier à main des HP.

Quand les deux peignes sont en prise, au moyen du volant on manœuvre les deux leviers simultanément. Si un peigne n'est pas en prise, ce levier devient indépendant de l'autre.

Les deux changements de marche peuvent être manœuvrés séparément ou ensemble.

Frein à contre-vapeur.

L'emploi de la contre-vapeur consiste à faire marcher la hl dans un sens en employant la distribution de vapeur qui correspond à la marche inverse. Il résulte de cette disposition une inversion complète des fonctions du piston. Quand le piston de la



hl est entraîné par la force d'inertie du train, on renverse la distribution, alors le piston refoule la vapeur devant lui en perdant graduellement sa vitesse. L'arrêt a lieu quand la force vive de rotation accumulée dans tous les organes du train est devenue égale à l'effort de poussée en sens inverse. Il arrive quelquefois que le train continuant à rouler en avant, les roues motrices et accouplées tournent en sens contraire, par suite que la force vive de la hl est éteinte la première.

Supposons que la manivelle motrice soit au point mort AR en OA et se déplace ensuite dans le sens de la flèche pour venir au point mort AV ou OA' (FIG. 285).

Le tiroir occupe une position telle qu'il découvre la lumière d'arrière d'une quantité égale à l'avance à l'admission. (Explication sur croquis.) Lorsque le levier de changement de marche se trouve à fond de course marche AV, le tiroir est conduit par l'excentrique OB. Le tiroir se déplace vers l'AV et ouvre de plus en plus la lumière d'admission.

Si, au contraire, la distribution est renversée à fond de course, le renversement ne modifie pas ou ne modifie que très peu dans certaines distributions la position du tiroir quand la manivelle motrice est au point mort; mais le dit tiroir sera conduit par l'excentrique OB'; et, quand la manivelle s'éloignera du point

mort dans le sens de la flèche (FIG. 286), les roues tournant vers l'AV, le tiroir se déplacera vers l'AR et fermera, par conséquent, tout de suite la lumière d'admission.

La pression de la vapeur, qui était la même dans le cylindre et dans la boîte à tiroir, ira donc rapidement en diminuant, ligne *ab* (FIG. 287), jusqu'au moment où le tiroir continuant à se

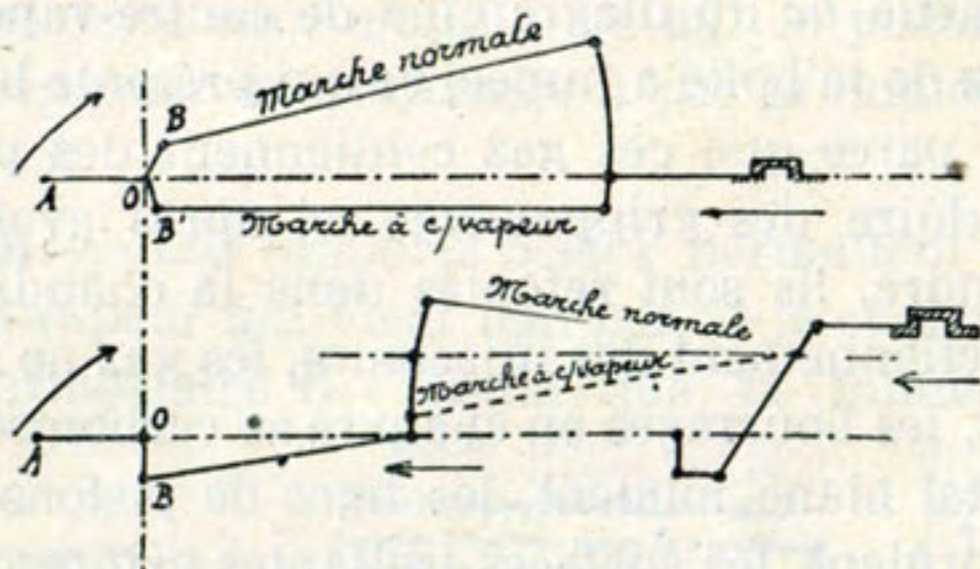
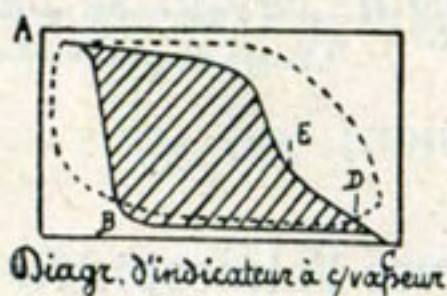


Fig. 286.

déplacer vers l'arrière, ouvrira la communication avec l'échappement, la pression dans le cylindre sera voisine de la pression atmosphérique jusqu'à la fin de la course, en C, moment où le tiroir occupera la position symétrique de celle qu'il avait au fond de course AR. (Explication sur croquis.) Ensuite, le piston revient vers l'AR et, considérant toujours la cylindrée AR, le tiroir en se déplaçant vers l'AV, produit d'abord la fermeture de l'échappement au point *d*, puis l'ouverture de l'admission au point *e*. A ce moment, la vapeur vive admise dans le cylindre



Diagr. d'indicateur à vapeur

Fig. 287.

s'oppose au mouvement du piston et on a une courbe de contre-pression telle que *ea*. La surface du diagramme *abcdea* (FIG. 263) représente le travail résistant. Il est notablement plus faible que le travail moteur qui serait produit au même cran de marche et est représenté par le diagramme ponctué (FIG. 287).

L'effort résistant, de même que l'effort moteur, compté à la jante des roues motrices, ne peut dépasser la valeur fP , P poids adhérent, f coefficient d'adhérence, sinon les roues glissent ou patinent au lieu de tourner et l'effet retardateur produit est considérablement diminué, d'autant plus que la vitesse est plus grande. Si la *hl* est munie d'un frein agissant sur les roues motrices avec une pression des blocs suffisante pour donner un

effort voisin de fP , la contre-vapeur n'ajoutera rien à l'action du frein et risquera, au contraire, de faire patiner les roues. En réalité, l'action du frein est toujours notablement inférieure à fP ; la contre-vapeur fournit le supplément d'effort retardateur et est, par conséquent, efficace, mais à la condition que les roues continuent à tourner dans le sens de la marche.

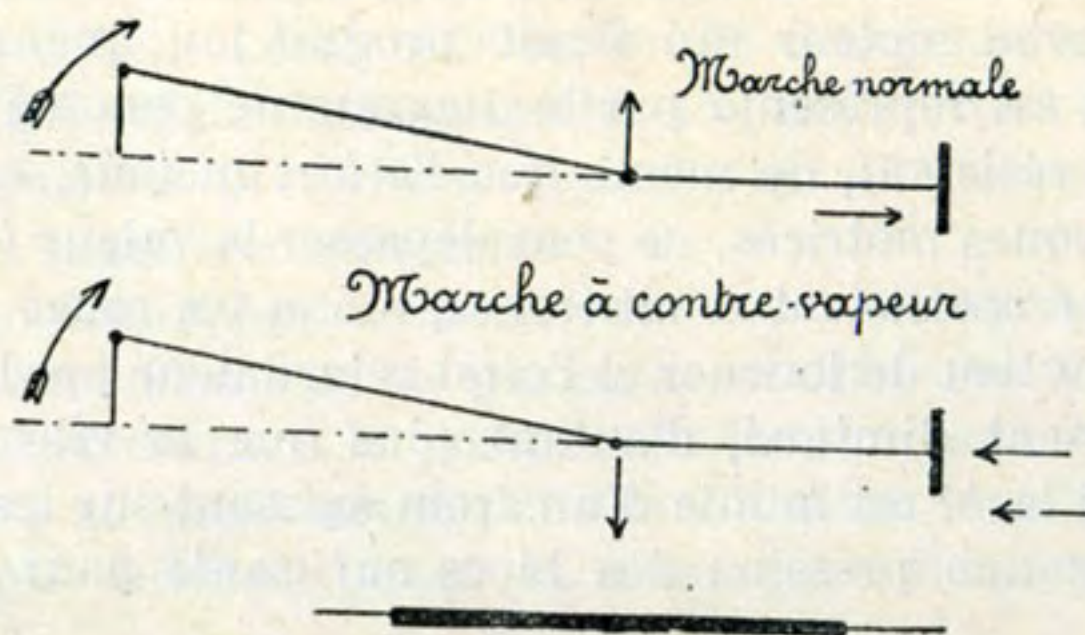
Dans la partie bc du diagramme de contre-vapeur, le piston aspire les gaz de la boîte à fumée, ce qui présente beaucoup d'inconvénients, parce que ces gaz contiennent des poussières qui peuvent produire des grippements, et après avoir été aspirés dans le cylindre, ils sont refoulés dans la chaudière. Ils paralysent le fonctionnement des injecteurs, les gaz ne se condensent pas. En plus, les bourrages en chanvre se carbonisent, les garnitures de métal blanc fondent, les tiges de pistons s'échauffent, les graisses brûlent, les surfaces frottantes grippent; il y a usure exagérée. *On remédie à ces inconvénients* en injectant dans le tuyau d'échappement de la vapeur ou mieux de l'eau de la chaudière qui se vaporise instantanément.

Injecter de la vapeur seule, la température de cette vapeur s'élèverait considérablement encore et une partie des inconvénients de la marche sans injection se représenterait, mais l'alimentation par les injecteurs ne serait pas arrêtée. L'injection doit être bien réglée au moyen du robinet à contre-vapeur, dit le Châtelier; on le constate sous forme de pluie fine sortant de la cheminée.

Marche à contre-vapeur, ce qui se passe dans le cylindre par tour de roues :

- 1° Une petite admission;
- 2° Détente;
- 3° Communication avec l'atmosphère (aspiration des gaz);
- 4° Echappement (piston refoulant dans l'atmosphère);
- 5° Compression;
- 6° Contre-vapeur et refoulement dans la chaudière.

Poussées sur les guides.

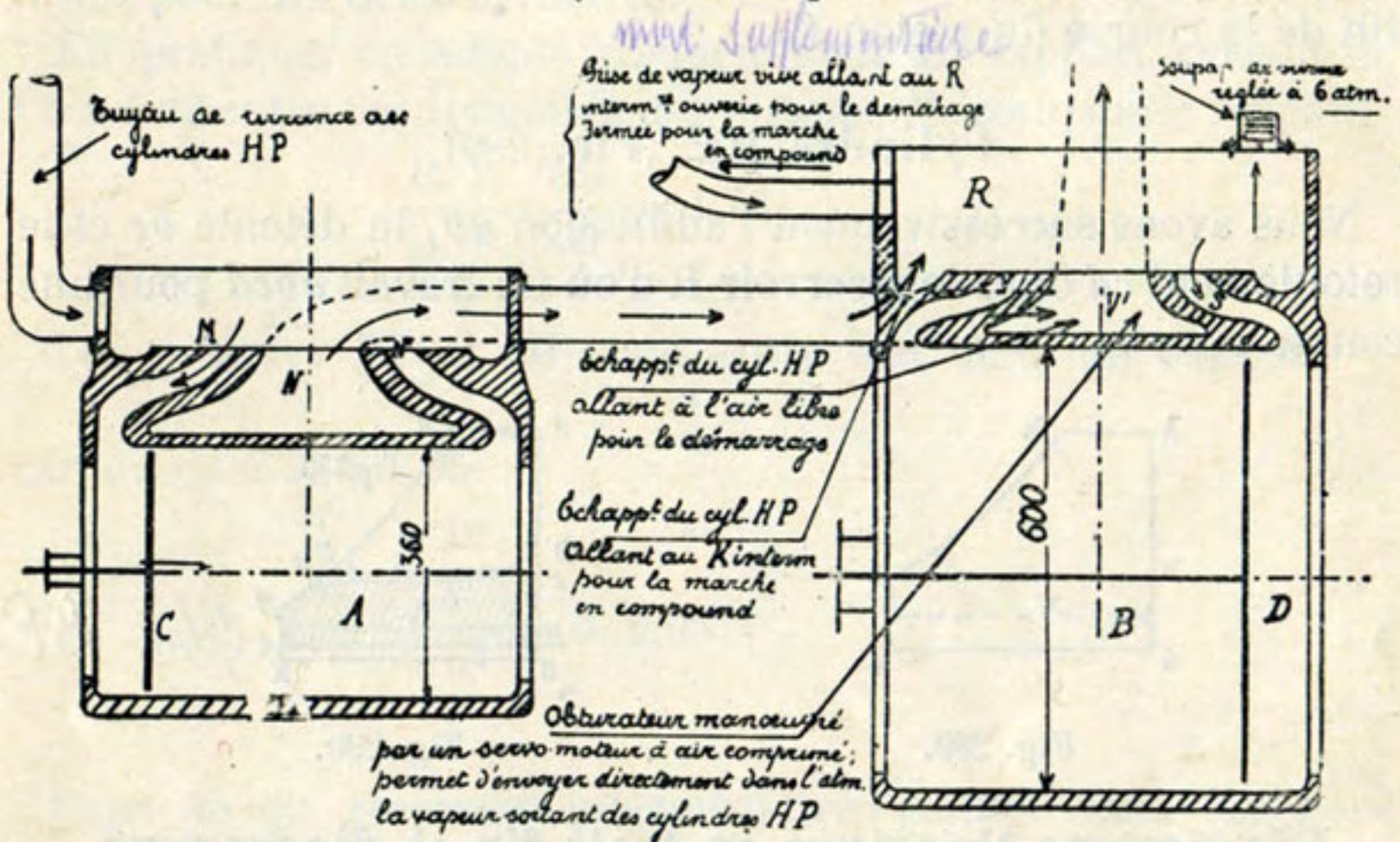


Note sur le principe du compoundage. — Locomotive à vapeur saturée.

A cylindre HP. — B cylindre à BP (FIG. 288).

Cylindre A. — La vapeur venant de la chaudière est admise par les lumières d'admission *m* et *n* alternativement, tandis que l'échappement de la vapeur qui a agi sur le piston-moteur *C* a lieu dans le réservoir intermédiaire *R* par la lumière d'échappement *n'*.

Cylindre B. — Les lumières *S* et *V* permettent de faire l'admission de la vapeur qui vient non pas de la chaudière mais du réservoir intermédiaire *R*, tandis que la lumière *V'* assure



H1 types 8 et Atlantic.

Fig. 288.

l'échappement à l'atmosphère, de la vapeur qui a exercé son action sur le piston *D*.

L'emploi des appareils de mise en marche permet de réaliser quatre fonctionnements différents de la *hl* :

- 1° Fonctionnement habituel en compound;
- 2° Fonctionnement en *hl* indépendante à simple expansion pour le démarrage;
- 3° Fonctionnement avec les cylindres HP seuls, en cas d'avarie aux cylindres ou au mécanisme BP;
- 4° Fonctionnement avec les cylindres BP seuls, en cas d'avarie aux cylindres ou au mécanisme HP.

Le fonctionnement régulier de ces deux cylindres entraîne une condition :

Il faut que le poids de vapeur qui est déversé par le cylindre *A* dans le réservoir *R*, dans un temps donné (un tour de roues) soit

égal au poids de vapeur admis dans le cylindre B, pendant le même temps. Si le premier poids était constamment supérieur ou inférieur au second, la vapeur s'accumulerait de plus en plus ou se raréfierait de plus en plus, respectivement dans le réservoir R.

Traçons tout d'abord *les diagrammes théoriques* relatifs aux cylindres A et B, en admettant les hypothèses suivantes :

Supposons que la capacité du réservoir R est assez grande pour rendre insensibles les variations de tension de vapeur, pendant la marche régulière de la machine; supposons aussi que la tension de vapeur, dans le réservoir R, est précisément égale à celle que prend la vapeur qui fonctionne dans le cylindre A, à la fin de la course du piston C.

Cylindre HP (FIG. 289).

Nous avons successivement l'admission *ab*, la détente *bc* et le refoulement *cd* dans le réservoir R d'où un travail *abcd* pour une course simple.

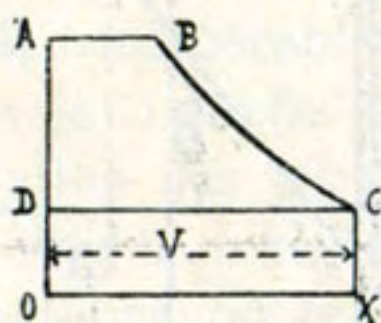


Fig. 289.

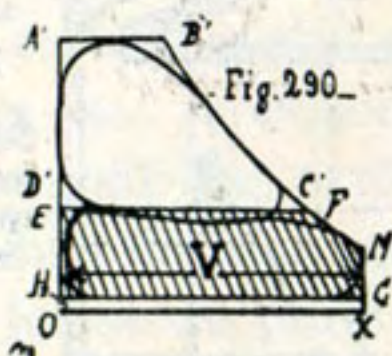


Fig. 290.

Diagramme théorique en trait fin et diagramme pratique en trait fort (FIG. 290).

Cylindre BP. — Nous avons de même une admission *cf*, une détente *fm* et une contretension d'échappement *gh*, d'où un travail donné par la surface *efmgh*.

Remarquons immédiatement que la longueur *ef*, qui représente le volume d'admission de vapeur dans le cylindre BP, avec une tension *oe*, doit correspondre exactement au volume $dc=V$ du cylindre HP, pour satisfaire à la condition indiquée précédemment, en ce qui concerne les poids de vapeur respectivement rejetés et admis par A et B.

La somme des travaux *abcdefmgh* fournis par les deux cylindres d'une *hl* compound correspond exactement (en prenant des diagrammes théoriques) au travail *a' b' c' m g h* fourni par une machine à un cylindre de volume *V* égal au volume du cylindre BP de la machine compound et dans laquelle on admet un volume *a' b'* de vapeur égal au volume *ab* admis dans le cylindre HP de cette machine compound.

Cette propriété ramène immédiatement le calcul de la puissance d'une machine compound au calcul d'une machine à un seul cylindre.

Répartition du travail entre les deux cylindres d'une *hl* compound à vapeur saturée.

En général, on s'attache à avoir à peu près l'égalité entre les surfaces des diagrammes des deux pistons, c'est-à-dire le même travail pour les deux cylindres. On peut aussi s'imposer comme condition d'avoir le même effort maximum sur les deux pistons, de manière à pouvoir adopter les mêmes bielles et manivelles pour les deux cylindres.

En pratique, on adopte fréquemment un rapport variant de 1.5 à 1.72 entre les diamètres des pistons. *Hl* compound Atlantic:

$$\frac{B. P. 620}{H. P. 360} = 1,72$$

Les volumes BP et HP sont entre eux dans un rapport $\frac{V}{v}$ variant de 2.25 à 2.95.

$$\frac{\frac{\pi D^2}{4} L}{\frac{\pi d^2}{4} L} = 2,95$$

Capacité du réservoir intermédiaire + volume total des conduites entre petits et grands cylindres est d'environ 2.5 fois celle des cylindres HP réunis.

Volume d'un kg. de vapeur à 1 atmosphère = 1,700 l. environ.
Poids m³ 0.580 kg.

Volume d'un kg. de vapeur à 6 atmosphères = 270 l. environ.
Poids m³ 3.640 kg.

Volume d'un kg. de vapeur à 15 atmosphères = 120 l. environ.
Poids m³ 7.950 kg.

L'avantage le plus important du compoundage est de diminuer les *condensations initiales* et les *réévaporisations de la vapeur condensée*, pendant la détente et l'échappement, donc réduire les écarts de température dans le cylindre entre l'admission et l'échappement, tout en obtenant une détente prolongée au moyen de deux cylindres de volumes différents.

Exemple: Une *hl* à simple expansion timbrée à 13 atmosphères. Lors de l'échappement de la vapeur, celle-ci tombe à une

température d'environ 100°, pendant l'admission de la vapeur vive à 200° environ, vient au contact des parois du cylindre, amenées sensiblement à une température de 100°; il y a donc, à ce moment, une condensation immédiate.

C'est ce qu'on réduit dans le compoundage en admettant la vapeur du cylindre HP dans le cylindre BP en passant par R, tout en ayant obtenu un maximum de détente.

Le compoundage permet de fortes admissions, sans que le fonctionnement économique soit gravement influencé.

Conséquemment, diminution des laminages et de la compression et augmentation de la puissance de la *hl*.

Les manivelles motrices des cylindres d'un même côté étant calées à 180°, il en résulte que les pièces à mouvement alternatif s'équilibrent, donc l'usure horizontale des coussinets et des boîtes à huile des essieux accouplés sera moindre qu'aux *hl* à simple expansion.

Comme inconvénient, on peut reprocher à la *hl* compound d'être plus coûteuse, puisque l'on a deux mécanismes en plus, elle donne lieu aussi, naturellement, à plus de frottement et à une dépense d'huile ou de graissage plus considérable.

Pour l'entretien courant, les frais de main-d'œuvre sont supérieurs à ceux de la *hl* à simple expansion à vapeur saturée. La conduite est aussi moins simple que celle d'une *hl* à simple expansion.

Tous ces désavantages ne doivent pas être perdus de vue, évidemment, mais il faut les comparer à l'économie de vapeur qu'une *hl* compound permet de réaliser.

Les hautes pressions augmentent la puissance des *hl*, mais aussi il faut accroître le degré de détente au delà des limites que les tiroirs ordinaires pourraient atteindre.

Les distributions à 4 obturateurs par exemple Lencauchez donnaient une solution mécanique du problème.

Au point de vue de l'économie on ne doit pas seulement considérer la valeur du rapport de détente, mais, aussi le mode de production de cette détente.

En pratique, la marche n'est pas d'autant plus économique que la pression est plus élevée et la détente plus prolongée, car une perte vient contrebalancer le bénéfice dû à l'augmentation du rendement théorique; c'est celle qu'on peut attribuer en toute certitude aux condensations initiales et aux réévaporations pendant la détente et l'échappement qui en sont les corollaires.

L'importance de cette perte est d'autant plus grande que l'écart

total de la température pendant la détente, toutes choses égales d'ailleurs est plus considérable.

*L'avantage le plus important du compoundage consiste à réduire les écarts de températures dans le cylindre entre l'admission et l'échappement. Dans la machine compound, la détente se fait en deux fois : la vapeur vive de la chaudière accomplit dans un premier cylindre une partie de sa détente et est ensuite dirigée dans un second cylindre de plus grand volume où elle continue à se détendre et à produire un travail utile. Dans la marine, où les machines sont à condensation, on va plus loin; la vapeur de la chaudière passe dans 3 et même dans 4 cylindres, mais pour les *hl*, la double expansion est très suffisante.*

C'est surtout aux vitesses moyennes que la *hl* compound donne de l'économie par rapport à la machine à simple expansion. A ces vitesses, le degré d'admission au petit cylindre est encore assez grand pour que la vapeur n'y soit pas complètement détendue; à très grande vitesse, au contraire, le degré d'admission au petit cylindre est déjà tellement réduit que la vapeur s'y détend complètement et qu'elle passe au grand cylindre sans pouvoir y donner un travail conséquent. On peut s'imaginer alors que le piston du grand cylindre barbotte dans un bain de vapeur. On règle très souvent la marche de compound par l'ouverture du modérateur. On donne ainsi au cylindre à haute pression, de la vapeur plus ou moins laminée.

D'essais pratiques entrepris par beaucoup de compagnies de chemins de fer, il résulte que la *hl* compound est économique et qu'elle présente de multiples avantages sur la *hl* à simple expansion, bien que généralement la simplicité de cette dernière soit plus grande.

Consommation de vapeur par cheval-heure. — La dépense de vapeur dans la compound est sensiblement constante environ 6,5 à 7 kg. pour des admissionse comprises entre 30 et 70 %, alors que dans la simple expansion, cette dépense croît rapidement avec le degré d'admission; elle atteint son maximum 11 kg. au $\frac{3}{10}$ de la course. Il résulte de ces essais que la compound est mieux à même de remorquer, en cas de besoin, des trains lourds à grande vitesse, *en prenant de fortes admissions sans que le fonctionnement économique soit gravement influencé.* A grande vitesse l'avantage de la *hl* compound se manifeste encore à cause de la meilleure utilisation de la vapeur, *de la diminution des laminages et de la contrepression, à cause des ouvertures de lumières plus grandes* à la vitesse de 170 tours de roue par minute, la dépense de vapeur évaluée d'après la quantité d'eau

vaporisée est pour la machine à simple expansion de 12,2 kg. par cheval-heure, alors qu'elle est de 10,5 kg. pour la compound; l'écart minimum est de 14 %.

Résultats d'essais pratiques en service courant l'économie de charbon de 14 à 15 % en faveur des compound.

Les pourcentages d'économie sont cependant partiellement diminués par les frais de réparation et d'entretien, plus élevés pour les hl compound que pour les hl ordinaires. La supériorité économique des compounds n'existe que tant qu'il s'agit de réaliser des vitesses n'excédant pas notablement 200 tours par minute. L'avantage des compounds disparaît pour des vitesses supérieures à 200-220 tours par minute et même pour les trains s'arrêtant tous les 15 km., car pour les compounds, les démarrages sont plus onéreux.

Conduite des hl compound.

Résultats d'essais pratiques. — Il est un point sur lequel l'attention doit être attirée, c'est la nécessité d'avoir toujours un bon *tirage* si l'on veut obtenir une production suffisante. Or, on ne peut avoir un bon tirage, qu'à la condition de maintenir une pression suffisante dans le réservoir intermédiaire; cette pression ne doit pas descendre au dessous de 2 kg. et elle peut monter à 3 et 3 1/4 kg. dans les trains à remorque difficile pour lesquels la vaporisation doit être abondante. Il arrive, en effet, même dans les trains faciles, qui si les admissions sont réglées de telle façon que la pression au réservoir intermédiaire varie entre 1 et 1 1/2 kg., on obtient péniblement la production nécessaire, il faut surtout éviter cet écueil.

Pour avoir la pression suffisante au réservoir intermédiaire, il ne faut généralement pas employer aux cylindres HP des admissions inférieures à 40 %, ces admissions peuvent sans inconvénient et même en augmentant la vaporisation être portées pour les trains difficiles à 50 et 55 %. Aux cylindres BP, on ne doit pas descendre au dessous de 50 % d'admission ni dépasser 65 %.

En outre, pour obtenir au réservoir intermédiaire la pression nécessaire pour avoir un tirage suffisant, l'écart entre les admissions des deux cylindres ne devra pas en général être supérieur à 15 %. Cet écart entre les crans de marche des HP et BP doit, en fait, suivant les circonstances, comme il est relaté ci-dessus, varier entre 20 et 5 %, c'est-à-dire, entre deux crans et un demi-cran.

1° Remorque d'un train présentant de grandes difficultés. Retards importants au départ, forte charge, mauvais temps, etc.

Dans ce cas, il s'agit de faire rendre à la *hl* tout ce qu'elle est capable de donner, à cet effet, il convient de soutenir les plus fortes admissions et de les combiner de la manière suivante :

a) Sur les sections de voie en palier, en rampe ou en pente, de 1, 2, 3 et même 4 m/m, maintenir un écart de 12 à 15 % entre les crans de marche, on aura ainsi des admissions variant entre 45 et 50 % aux cylindres HP et 60 à 65 % aux BP.

Le régulateur étant largement ouvert, la pression au réservoir intermédiaire variera entre 2 1/2 et 2 3/4 kg. sans serrage accentué de l'échappement, la combustion sera très active et la production de vapeur suffisante.

b) Pour franchir des sections de voie en rampe de 5, 6, 7 m/m et plus, ne pas toucher à l'admission des BP, mais réduire jusqu'à 50 % l'écart entre le cran des HP et celui des BP; on obtiendra de cette façon pour les cylindres HP des admissions comprises entre 50 et 60 %, celles des BP restant limitées à 65 %. Avec 55 % aux cylindres HP et 60 % aux BP par exemple, la pression du réservoir intermédiaire atteindra 3 à 3 1/4 kg. et le régulateur étant grand ouvert, la production ne laissera rien à désirer si le feu est bien conduit.

c) A la descente des pentes de 5 m/m et au-dessus, où l'on veut surtout de la vitesse, on devra augmenter au contraire l'écart entre les crans de marche et le porter à 18 ou 20 %, sans faire varier le cran de BP. Les admissions seront alors de 60 à 65 % aux BP; on ne devra pas trop étrangler la vapeur par le régulateur.

En résumé, lorsque la remorque d'un train nécessitera un très grand *effort de traction*, il faudra marcher de :

- { 45 à 50 % aux HP
et 60 à 65 % aux BP.
En paliers, pentes et rampes de 1, 2, 3 et 4 m/m (régulateur bien ouvert.)
- { 50 à 60 % aux HP
et 60 à 65 % aux BP.
sur les rampes de plus de 5 m/m (régulateur grand ouvert).
- { 40 à 45 % aux HP
et 60 à 65 % aux BP
sur les pentes de plus de 5 m/m (régulateur grand ouvert).

2° Remorque d'un train moyen.

Dans ces conditions, les mêmes principes devront, en ce qui concerne l'écart entre les crans de marche être suivis, mais, on déduira les admissions ainsi que l'ouverture du régulateur, on marchera par exemple de :

- { 40 à 45 % pour les cylindres HP
et 55 à 60 % aux BP
en palier, pentes et rampes de 1, 2, 3 et 4 m/m (régulateur moitié ouvert).
- { 45 à 50 % aux HP
et 55 à 60 % aux BP
sur les rampes de plus de 5 m/m (régulateur ouvert aux 2/3).
- { 40 à 45 % aux HP
et 60 à 65 % aux BP
sur les pentes de plus de 5 m/m (régulateur peu ouvert).

3° Remorque d'un train léger sur un parcours facile.

Ce n'est pas pour des trains de cette nature que les *hl* compound ont été faites et bien que cela puisse étonner, c'est souvent en remorquant des trains assez faciles que le mécanicien non habitué peut rencontrer des difficultés.

En général, ces difficultés proviennent de ce que le mécanicien perd de vue qu'il ne faut pas diminuer l'admission aux cylindres HP sous peine de voir tomber la pression au réservoir intermédiaire, le tirage devient alors insuffisant au point de ne plus suffire à la consommation de vapeur si faible qu'elle soit.

Ne pas oublier, que pour avoir une bonne production, il faut maintenir normalement une pression d'au moins 2 kg. au réservoir intermédiaire. Pour obtenir le tirage suffisant, il faut admettre toujours à peu près 40 % aux HP, quitte à étrangler la vapeur en n'ouvrant pas en grand le régulateur. C'est le seul moyen de maintenir 2 kg. aux BP et par conséquent d'avoir du tirage.

Conduite du feu.

Avec les combustibles que nous possédons (briquettes), tout mécanicien qui réglera sa marche d'après les indications données ci-dessus, devra obtenir une production suffisante ; s'il ne l'obtient pas, c'est que le feu est mal conduit. Le plus souvent, ce sera l'avant de la grille du foyer qui se trouvera dégarni contre la plaque tubulaire, alors que des amoncellements de combustible existeront à la naissance de la voûte; dans ces conditions, il ne faut pas hésiter à employer le ringard, pour régulariser la surface du feu et boucher les cavités.

Avant le départ, le feu doit toujours être monté jusqu'à la porte avec *des briquettes cassées en deux* et, en cours de route, il est bon de le maintenir à ce niveau; à l'avant, la couche de combustible ne devra pas avoir plus de 20 à 25 centimètres d'épaisseur.

Locomotives à grande vitesse.

Les systèmes des *hl* dépendent des *profils à parcourir*, des *charges à remorquer* et des *vitesse à réaliser*.

L'appréciation de la valeur d'une *hl* doit être fondée sur beaucoup d'éléments, dont les principaux sont :

La charge remorquée, la vitesse et le profil de la voie à suivre.

D'autres considérations telles que la consommation de *combustible*, la *nature du combustible*, la *complication du mécanisme*, etc., doivent aussi entrer en ligne de compte. La classification des *profils* n'a pas des données bien précises. On peut admettre semble-t-il comme *profil facile*, celui dont les déclivités n'excèdent pas 5 m/m par mètre; *profil difficile* rampes atteignant parfois 15 à 16 m/m au mètre. (Bruxelles-Arlon).

Lignes moyennement accidentées, celles dont les déclivités atteignent 10 m/m par mètre.

Sur les lignes à *profil facile*, les trains rapides seront remorqués par des *hl* à 4 roues accouplées d'un diamètre compris entre 1.95 et 2.10 mètres.

Pour la remorque des trains *rapides* et en même temps lourds, on utilise sur les *profils assez faciles* les *hl* à 4 et même 6 roues couplées de 1.90 à 2 mètres de diamètre.

Lorsque le profil des voies *est plus accidenté*, le diamètre des roues est descendu jusqu'à 1 m. 700 en vue de gagner de l'effort au *crochet de traction* tout en consentant à une diminution de vitesse. Mais en augmentant le nombre d'essieux couplés, on diminue le *rendement mécanique* de la *hl* à cause de l'augmentation du nombre d'articulations et des surfaces frottantes ainsi que des glissements qui se produisent toujours par suite des inégalités d'usure des bandages, etc.

Avec la *hl* compound, l'élasticité de la puissance au crochet de traction est plus grande qu'avec la *hl* à simple expansion, et ce, grâce à l'emploi de deux cylindres, dont les degrés d'admission peuvent être variés dans de plus grandes limites, pour que l'utilisation de la vapeur devienne onéreuse.

Puissance de traction des locomotives.

Limite imposée par l'adhérence à l'effort de traction. — L'adhérence est le *frottement* qui s'exerce entre la roue chargée et le rail, au moment où la roue serait sur le point de tourner.

La résistance totale du train, c'est-à-dire *l'effort de traction maximum* à demander à la *hl*, a pour limite supérieure, la *résistance des roues motrices au glissement*.

Si P est le poids porté par les roues motrices, f le coefficient de frottement ou *coefficient d'adhérence*, le produit Pf représentera le maximum d'effort de traction que l'on peut demander à la *hl*, quelle que soit la puissance de son moteur.

On admet ordinairement, pour f les valeurs suivantes :

Par les temps secs, f s'élève à 0,25. = 0,2

Par les temps de légère humidité, de brouillard et dans les souterrains, il s'abaisse jusqu'à $1/9$ ou $1/10$ et même quelquefois à $1/11$, soit en moyenne 0.10 ou 0.11.

Quand une forte pluie a lavé les rails, il remonte jusqu'à $1/5$ ou $1/6$, soit 0.17 à 0.20.

Dans les circonstances ordinaires, il est de $1/6$ à $1/7$, soit 0.14 à 0.17.

Le patinage des *hl* est rare avec ces chiffres du moins en pleine voie; d'ailleurs, quand il se produit, on le combat, soit en *lavant les rails avec un jet de vapeur*, soit en *employant du sable*; lequel répandu sur la surface du rail augmente beaucoup le coefficient de frottement.

On voit donc que pour augmenter l'effort au crochet de traction, on ne peut agir que sur le facteur P , c'est-à-dire le *poids adhérent*. Mais par essieu, le poids adhérent est limité à une valeur qu'on ne peut dépasser sans détériorer la voie et le matériel; en Belgique, cette limite est actuellement fixée de 19 à 20 tonnes.

Il est donc nécessaire de multiplier le nombre des essieux pour obtenir le *poids adhérent* P voulu, et partant, l'effort de traction.

Action motrice de la vapeur.

La vapeur agissant sur le piston, produit dans le cylindre un travail moteur qui détermine la propulsion de la *hl* et du train. Soit p la pression effective moyenne sur le piston dont la surface est :

$$\frac{\pi \cdot d^2}{4}, \text{ et la course } l.$$

le travail par cylindrée est :

$$p \frac{\pi d^2}{4} l$$

et par tour de roue

$$2p \frac{\pi d^2}{4} l$$

et pour deux cylindres $2 \times 2p \frac{\pi d^2}{4} l$ ou bien $p \pi d^2 l$ kgm.

Soit d'autre part E l'effort moyen nécessaire pour faire avancer la hl et le train; le chemin parcouru pendant un tour de roue est πD , D étant le diamètre des roues motrices et le travail résistant est = DE.

En l'égalant au travail moteur on a :

$$\pi DE = p \pi d^2 l$$

$$E = \frac{p \pi d^2 l}{\pi D}$$

$$E = \frac{p d^2 l}{D}$$

Cette valeur E représente l'effort moteur moyen de la hl; la pression p n'est qu'une fraction de la pression de la chaudière, en moyenne 0.65.

D Une hl à deux cylindres devant développer un effort pratique de traction de 7000 kg. dont les éléments p, D, l, P f sont connus, déterminer d (diamètre du cylindre).

R Dans la formule précédente de l'effort de traction, la pression moyenne = 0,65 de la pression de marche, donc nous pouvons écrire :

$$E = 0,65 \frac{p d^2 l}{D}$$

$$\text{Donc } 7,000 \text{ K.} = 0,65 \frac{p d^2 l}{D}$$

Nous savons que :

FP = 7,000 K. (maximum d'effort de traction que peut produire la hl.)

$$P = \frac{7,000}{0,20}$$

P = 35,000 K. (poids adhérent)

$$0,65 \frac{p d^2 l}{D} = 7,000 \text{ K.}$$

$$p d^2 l = \frac{7,000 \times D}{0,65}$$

$$13 \times d^2 \times 0,66 = \frac{7,000 \times 1,98}{0,65}$$

$$d^2 = \frac{7,000 \times 1,98}{0,65 \times 13 \times 0,66}$$

$$d = \sqrt{\frac{7,000 \times 1,98}{0,65 \times 13 \times 0,66}}$$

$$d = 500 \text{ m/m environ (diam. du cylindre.)}$$

$p = 13 \text{ kg. par c/m}^2$.

$D = 1,980 \text{ m. roues couplées.}$

$l = 0,660 \text{ m. course du piston.}$

$P = \text{poids adhérent.}$

$f = \text{coefficient d'adhérence (0,20).}$

Puissance de la machine à vapeur.

La puissance d'une locomotive c'est le travail qu'elle est capable de produire par *seconde*.

Si on appelle :

p_1 la pression *moyenne* effective de la vapeur dans les cylindres;

d le diamètre des cylindres;

l la course des pistons;

le travail moteur *indiqué* par *course de piston* sera égal à :

$$p_1 \frac{\pi d^2}{4} l.$$

Pour une *hl* à 4 cylindres et à simple expansion, le travail moteur *indiqué* par *tour de roue* sera :

$$8 p_1 \frac{\pi d^2}{4} l.$$

Pour une vitesse de n *tours par minute*, le travail moteur aux pistons *par seconde* sera :

$$T. m. = 8 p_1 \frac{\pi d^2}{4} l \times \frac{n}{60} \text{ kgm.}$$

$$T. m. = 2 p_1 \frac{\pi d^2 l n}{60} \text{ kgm.}$$

$$T. m. = 2 p_1 \frac{\pi d^2 l n}{30} \text{ kgm.}$$

et en chevaux

$$T. m. = \frac{p_1 \pi d^2 l n}{30 \times 75} \quad (1).$$

Dimensions principales du mécanisme — L'effort résistant R à la jante, dans le cas du mouvement uniforme du train, est égal à l'effort de traction.

Si D est le diamètre des roues motrices, n le nombre de tours de roues par *minute*, le TRAVAIL RÉSISTANT à la jante des roues motrices sera :

$$T. r. = \frac{R \pi D n}{60}$$

Le mouvement du train étant supposé uniforme, le *travail moteur effectif* égal :

$$T. e. = T. r.$$

comme $T. e. = KT. m.$

K étant le coefficient de rendement du mécanisme, on a la relation :

$$T. r. = K T. m.$$

$$\frac{R. \pi. D. n.}{60} = K. 2p_1 \frac{\pi d^2 l n}{60}$$

$$RD = K 2p_1 d^2 l.$$

qu'on peut appeler l'équation de la hl .

Cette équation montre la relation qui existe entre l'effort de traction R , les dimensions principales du mécanisme et la *pression moyenne* effective de la vapeur dans les cylindres. La pression p_1 est évidemment une fonction directe de la pression p dans la chaudière; elle est toujours inférieure à cette dernière à cause de la chute de pression à l'admission des condensations partielles de vapeur allant de la chaudière aux cylindres et de la détente voulue dans les cylindres.

On admet pour la grande valeur de la *pression moyenne* p_1 dans les cylindres, pendant *une course du piston*, les 0.72 de la pression p de la vapeur dans la chaudière.

Pour le rendement du mécanisme on prend :

$$K = 0.9$$

Dans ces conditions

$$RD = K 2p_1 d^2 l.$$

devient

$$RD = 0.9 \times 0.72 \times p \times d^2 l \times 2$$

$$R \text{ max.} = \frac{0.9 \times 0.72 \times p \times d^2 l \times 2}{D}$$

$$R \text{ max.} = 2 \times \frac{0.65 \times p d^2 l}{D} \quad (2)$$

Ce maximum *d'effort de traction* correspondra d'ailleurs au minimum de la vitesse, la hl étant supposée utiliser toute sa

puissance de vaporisation. Par la formule (1), on voit, en effet, que le travail moteur est, toutes choses égales, proportionnel à $p1$ et à la vitesse n . La chaudière fournissant d'une manière constante une même quantité de vapeur à la même pression, le travail moteur sera nécessairement constant et, par suite, si $p1$ varie, il faudra que n varie exactement dans la proportion inverse, à la condition toutefois que ces variations ne sortent pas des limites compatibles avec une bonne utilisation de la vapeur. Par conséquent, au maximum de $p1$ doit correspondre le minimum de vitesse n .

La formule (2) montre que, *pour augmenter la valeur de l'effort de traction maximum*, il faut augmenter les quantités p , d et l ou diminuer le diamètre des roues motrices D . La valeur du timbre atteint actuellement de 12 à 16 kg. par c/m^2 .

Le diamètre des cylindres d est compris entre 350 et 550 m/m, et la course l des pistons entre 500 et 700 m/m; ces deux éléments sont habituellement liés par la relation $l=1.2$ à $1.4 d$.

On ne peut pas faire varier beaucoup les valeurs d et l , parce qu'on ferait varier en même temps, dans une proportion inverse, le nombre de tours n par minute. Or, il importe au bon fonctionnement de la hl que ce nombre ne varie pas dans les limites trop étendues; on ne peut guère *dépasser 5 à 6 tours de roues par seconde*, ni descendre au-dessous de deux tours, sinon la hl n'aurait plus la force vive suffisante pour franchir les inégalités de la voie.

Reste donc le diamètre D ; on peut le faire varier dans les limites assez étendues, d'après les valeurs exigées par R maximum d'une part et par n d'autre part.

Les limites admises aujourd'hui sont comprises entre 1,980 m. à 2,100 m. (*hl* de trains rapides) et 1,200 m. (*hl* lentes à marchandises).

En Belgique, les *hl* « Pacific » du type 10 ont des roues de 1.980 m. de diamètre; ce qui, à 120 km. à l'heure, donne le nombre de tours *par seconde* de :

$$\frac{120,000}{3,600 \times \pi \times 1,980} = 5,36.$$

Dans une *hl* bien étudiée, les dimensions du mécanisme d , l et D doivent être combinées de telle sorte que la valeur R maximum déduite de la formule (2) soit à peu près égale à $P/1$, puisque cette valeur ne pourrait être réalisée en pratique : on exposerait *la hl à patiner*, quand elle fonctionnerait en pleine admission.

Calcul de la machine à vapeur.

Toute *hl* est faite d'après un programme tracé d'avance et dans lequel interviennent comme données essentielles :

La charge à remorquer, le profil de la ligne à suivre et la vitesse moyenne à réaliser.

A ces facteurs se rattachent d'autres éléments de calcul, qui sont la conséquence des premiers et qui fournissent les dimensions des parties constitutives de la *hl*. Mais il est imprudent de s'en tenir uniquement aux résultats du calcul théorique; il faut *tenir compte des données de l'expérience et des résultats d'essais effectués sur des hl mises, à peu près, dans les mêmes conditions de service que celles dans lesquelles se trouvera la machine que l'on projette.*

Poids adhérent. — On connaît le poids P du train à remorquer ainsi que l'inclinaison la plus forte de la ligne à parcourir.

P_1

On'écrit que *l'adhérence* — est égale à la somme des *résistances du train, de la hl et du ht.*

6

Le poids P_1 réparti sur les essieux accouplés ne pourra dépasser 19 à 20 T. par essieu moteur.

Diamètre des roues motrices. — On prend le diamètre le plus petit possible compatible avec un nombre de tours ne dépassant pas 6 *tours* par seconde pour la vitesse maximum que doit atteindre la machine.

En adoptant 1,980 m. (type 9 et 10) on arrive à 5,36 *tours par seconde*, à la vitesse de 120 km. à l'heure.

La locomotive à marchandises type 36, a des roues de 1 m. 450 de diamètre. ce qui fait à la vitesse de 75 km. à l'heure.

$$\frac{75,000}{3,600 \times 3,14 \times 1,450} = 4,55 \text{ tours par seconde.}$$

Dimensions des cylindres.

De la formule précédente (2).

$$R \text{ max} = 2 \times \frac{0,65 p \cdot d^2 \cdot l}{D}$$

on tire :

$$R \text{ max} \times D = 2 \times 0,65 \times p \cdot d^2 \cdot l.$$

$$d^2 l = \frac{R \text{ max} \times D}{2 \times 0,65 \times p}$$

pour 4 cylindres égaux.

D'une manière générale :

$$d^2 l = \frac{R \max \times D}{\alpha \cdot p}$$

Il faut se donner un rapport entre d et l .

On s'impose $l = 1/2$ à $1/3 D$; $1/2$ pour les petites roues, $1/3$ pour les grandes.

S'étant fixé l , on a :

$$d^2 = \frac{R \max \times D}{\alpha \cdot p \cdot l}$$

$$d = \sqrt{\frac{R \max \times D}{\alpha \cdot p \cdot l}}$$

Dans le cas d'une *hl* compound à 2 cylindres, il est admis que le travail de la vapeur est le même que s'il n'y avait qu'un grand cylindre fonctionnant avec la vapeur à la pression de la chaudière et, avec une admission égale au produit des admissions des 2 cylindres.

Le coefficient α sera réduit à $0,50/2$, à raison de la plus faible admission et en ne comptant que sur un seul cylindre.

Si d , est son diamètre, on aura donc :

$$R \max \times D = \frac{0,50}{2} p \cdot d_1^2 \cdot l$$

$$R \max \times D = \frac{1}{4} p \cdot d_1^2 \cdot l$$

$$R \max \times D \times 4 = p \cdot d_1^2 \cdot l$$

$$\text{d'où } d_1^2 = \frac{R \max \times D \times 4}{p \cdot l}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{R \max \times D \times 4}{p \cdot l}}$$

Le diamètre du petit cylindre sera calculé ensuite de telle sorte que le travail de la vapeur y soit sensiblement égal à celui qu'elle réalise dans le grand cylindre.

Pour une *hl* compound à 4 cylindres, le grand cylindre est déterminé par la formule :

$$R \max \times D = 0,50 p \cdot d_1^2 \cdot l$$

$$R \max \times D = \frac{1}{2} p \cdot d_1^2 \cdot l$$

$$R \max \times D \times 2 = p \cdot d_1^2 \cdot l$$

$$\text{d'où } d_1^2 = \frac{R \max \times D \times 2}{p \cdot l}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{R \max \times D \times 2}{p \cdot l}}$$

Comme dans la compound à 2 cylindres, on égalise les travaux de la vapeur sur les pistons.

Reprenons la hl type 9 :

Poids adhérent : 53300 kg.

$$R. \text{ max pratique} = \frac{53,300}{6} = 8.883,33 \text{ kg.}$$

Diamètre des roues motrices : 1,980 mètres.

$$p = 14 \text{ kg. par c/m}^2;$$

$$d^2 l = \frac{8883,33 \times 1,98}{2 \times 0,65 \times 14}$$

on admet :

$$l = \frac{1}{3} \text{ à } \frac{1}{4} D, \text{ soit } 600 \text{ m/m.}$$

On trouve :

$$d = 400 \text{ m/m.}$$

L'effort de traction de cette hl est égal à :

$$\frac{2 \times 0,65 \times p \cdot d^2 l}{D} = 11650 \text{ kg.}$$

Cet effort de 11650 kg. n'est utilisable que par temps sec, car f remonte à la valeur :

$$\frac{11650}{53300} = 0,218.$$

On a déterminé les dimensions des cylindres suivant la formule :

$$d^2 l = \frac{11650 \times 1,98}{2 \times 0,65 \times 14}$$

d'où :

$$l = 640 \text{ m/m et } d = 445 \text{ m/m.}$$

{ Locomotives à 2 cylindres à simple expansion (T. 32).

{ Effort pratique de traction = $0,65 \frac{p d^2 l}{D} = 8363 \text{ kg.}$

{ Locomotives à 4 cylindres à simple expansion (T. 9).

{ Effort pratique de traction = $2 \times 0,65 \frac{p d^2 l}{D} = 11650 \text{ kg.}$

{ Locomotives compound à 4 cylindres (Type 8).

{ Effort pratique de traction = $1,5 \times 0,65 \frac{p d^2 l}{D} = 7380 \text{ kg.}$

p = timbre de la chaudière ;

d = diamètre cylindre ;

l = course du piston ;

D = diamètre des roues motrices.

La force en chevaux pour les *hl* à simple expansion à 2 cylindres, est déterminée par la formule ci-dessous de l'Etat-Belge :

$$N = 1,607 n (S \times L) (P - p).$$

N = nombre de chevaux.

S = surface du piston exprimée en mètres carrés.

L = course du piston exprimée en mètre.

n = nombre de coups doubles par minute.

P = pression effective en kilogrammes.

p = résistance de la vapeur à l'échappement par suite du frottement dans les conduits, etc. (1 kg.).

La vitesse en coups doubles par minute est fixée :

1° *hlv* à 200 coups (*hlv* veut dire locomotive à voyageur).

2° *hlm* à 150 coups (*hlm* veut dire locomotive à marchandise).

3° *hlr* à 110 coups (*hlr* veut dire locomotive de manœuvre).

Application. — H1 type 32 à vapeur saturée.

$$N = 1,607 n (S \times L) (P - p).$$

$$N = 1,607 \times 150 \left(\frac{\pi d^2 L}{4} \right) (13,5 - 1).$$

$$N = 241,05 \left(\frac{314 \times 0,47^2}{4} \times 0,66 \right) \times 12,5.$$

$$N = 241,05 \times 1145066 \times 12,5.$$

$$N = 345,022 \text{ HP.}$$

Locomotive type 32 à vapeur surchauffée :

$$N = 1,607 n (SL) (P - p).$$

$$N = 1,607 \times 150 \times \left(\frac{\pi d^2 L}{4} \right) (P - p)$$

$$N = 241,05 \left(\frac{3,14 \times 0,50^2}{4} \times 0,66 \right) (13,5 - 1).$$

$$N = 241,05 \times 0,129591 \times 12,5.$$

$$N = 390,473 \text{ HP.}$$

Locomotive compound à 4 cylindres, type 8 :

$$N = 1,60 n L [S \{ (P - P_1) - p \} + S_1 (P_1 - p_1)].$$

N = nombre de chevaux.

n = nombre de coups doubles par minute.

L = course des pistons exprimée en mètre.

S = surface du piston HP exprimée en m².

S₁ = surface du piston BP exprimée en m².

P = pression effective en kg. à la chaudière.

P₁ = pression maximum au receiver (généralement 6 kg.).

p = résistance de la vapeur à l'échappement du cylindre HP dans le receiver, par suite des frottements dans les conduits (moyenne 1 kg).

p_1 = résistance de la vapeur à l'échappement du cylindre BP, par suite des frottements dans les conduits (valeur moyenne 1 kg.).

$$N = 1,60 n L [S \{ (P - P_1) - p \} + S_1 (P_1 - p_1)].$$

$$N = 1,60 \times 200 \times 0,64 \left[\frac{\pi d^2}{4} \{ (16-6) - 1 \} + \frac{\pi d^2}{4} 1 (6-1) \right]$$

$$N = 1,60 \times 200 \times 0,64 \left[\left(\frac{3,14 \times 0,36^2}{4} \times 9 \right) + \left(\frac{3,14 \times 0,60^2}{4} \times 5 \right) \right]$$

$$N = 204,8 (0,9156 + 1,4130).$$

$$N = 204,8 \times 2,3286.$$

$$N = 477 \text{ environ.}$$

