

CHAPITRE IX

DISTRIBUTEURS DE VAPEUR

Les trois types de distributeurs de la vapeur dans les cylindres utilisés sur les locomotives ont été définis dans leur principe au chapitre I (§ B, 2^o).

A. — TIROIRS PLANS

1^o Tiroir ordinaire.

Ce distributeur remarquable par sa simplicité et son étanchéité a équipé exclusivement la locomotive depuis son origine jusqu'à l'apparition du tiroir cylindrique (*figure 137 A*).

a) Tiroir proprement dit.

Les tiroirs employés sont du type à coquille indiqué *figure 135*. Ils ont toujours un recouvrement à l'admission variant de 26 à 32 m/m et soit un léger recouvrement, soit un léger découvrement à l'échappement. Le tiroir à découvrement a l'inconvénient lorsqu'il est dans la position moyenne, de mettre les deux faces du piston en communication entre elles et avec l'échappement. Or, sur l'une des faces, la détente vient de se terminer et l'échappement anticipé commence. Sur l'autre face, c'est la fin de l'échappement qui s'achève et la période de compression, va commencer. Il y a donc passage de la vapeur du premier côté du piston au second d'où plus grande valeur de la compression, mais ce passage est réduit du fait que l'orifice d'échappement est lui-même ouvert et que les découvrements d'échappement anticipé et de fin d'échappement sont eux-mêmes étranglés. Lorsque la vitesse est grande l'importance du passage de la vapeur diminue encore.

En pratique, on emploie les recouvrements à l'échappement ou bien on fait coïncider les arêtes pour les machines à marchandises qui font de petites vitesses et on prévoit du découvrement à l'échappement pour les machines de vitesse.

Les tiroirs se confectionnent en bronze ou en fonte. La fonte offre l'avantage de coûter moins cher et de présenter un aussi bon frottement que le bronze sur les tables en fonte, sans nécessiter un graissage plus abondant. Toutefois, si la fonte composant le tiroir est trop dure (ou n'est pas toujours sûr d'empêcher à la eoulée une certaine trempe par refroidissement rapide), elle use rapidement la glace ce qui occasionne un entretien coûteux; d'autre part cette usure, toujours concave de la glace, en raison de la variation du cran de marche, accentue les fuites de vapeur. Le

bronze est donc plus recommandable au point de vue usure et, en cas de pénurie, on le réserve aux machines de ligne ou à timbre élevé.

Les barrettes des tiroirs sont plus épaisses que le corps bombé du tiroir pour tenir compte de l'usure à laquelle elles sont soumises et des rabotages de rectification.

Cette usure est variable mais peut être évaluée proportionnellement au parcours à l'occasion des premières visites périodiques.

Pour améliorer le frottement des tiroirs, il est parfois prévu sur la face frottant sur la table de petites cavités de 10 à 12 m/m. de diamètre ou des rainures transversales ou longitudinales. La vapeur remplit ces cavités, ce qui soulage d'autant le tiroir. On y coule parfois du métal blanc qui améliore le frottement, mais lorsque ce métal se descelle, on le retrouve dans les purgeurs qui restent trop souvent soulevés, d'où dépense de vapeur.

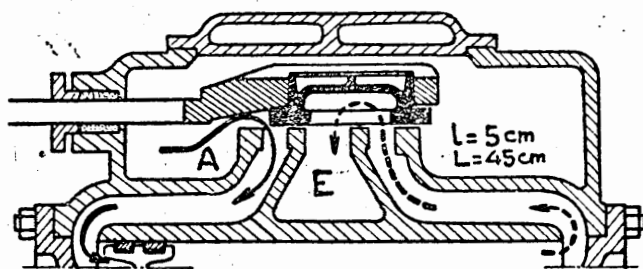


FIG. 137 A

(fig. 136). Le tiroir est ainsi rendu indépendant de sa tige, dans le sens perpendiculaire à la table afin qu'il puisse s'appliquer sur elle en toute circonstance sous l'action de la vapeur. Il peut aussi se soulever à régulateur fermé, ce qui évite l'emploi de by-pass ou soupapes de rentrée d'air.

c) Inconvénients du tiroir ordinaire.

Au point de vue rendement mécanique de la machine (*ro*) le tiroir ordinaire a l'inconvénient de créer un frottement assez considérable puisqu'il est pressé sur sa glace par la vapeur à la pression de la boîte à tiroir. Le travail de frottement absorbé est proportionnel à sa surface et à la différence de pression qui s'exerce sur ses deux faces. Des essais ont permis par exemple de mesurer que la force de frottement atteignait pour des surfaces parfaitement graissées dans le cas d'un tiroir en bronze de 420×250 m/m et d'une pression à la boîte à vapeur de 9 kg. 500, la valeur de 500 à 600 kg. en mouvement. Cet effort était égal à 10 % environ de la poussée totale sur le piston, mais comme il s'exerce pendant une course environ six fois plus courte, le travail absorbé par les tiroirs était de 1,6 % du travail indiqué. Pour des tiroirs moins bien graissés et une pression de 12 kg à la boîte de vapeur, ce dernier chiffre peut atteindre 3, à 4 %.⁽¹⁾ Les forces de frottement instantanées qui sont considérables entraînent à donner à tous les organes du mécanisme de distribution des sections excessives ⁽²⁾ ; en outre la manœuvre du changement de marche exige un grand effort.

Au point de vue de la distribution, la section de passage maximum d'une lumière est limitée à une très faible valeur par le maximum admissible du travail de frottement qui limite et la course

(1) Voir article de la Revue Générale des ch. de fer (sept. 1890) résumant les résultats des travaux importants de plusieurs expérimentateurs sur le frottement des tiroirs de locomotives.

(2) Elles sont particulièrement dangereuses au fond de course où les jeux se rattrapent et où le mouvement changeant de sens le coefficient de frottement au départ est bien supérieur à celui en mouvement.

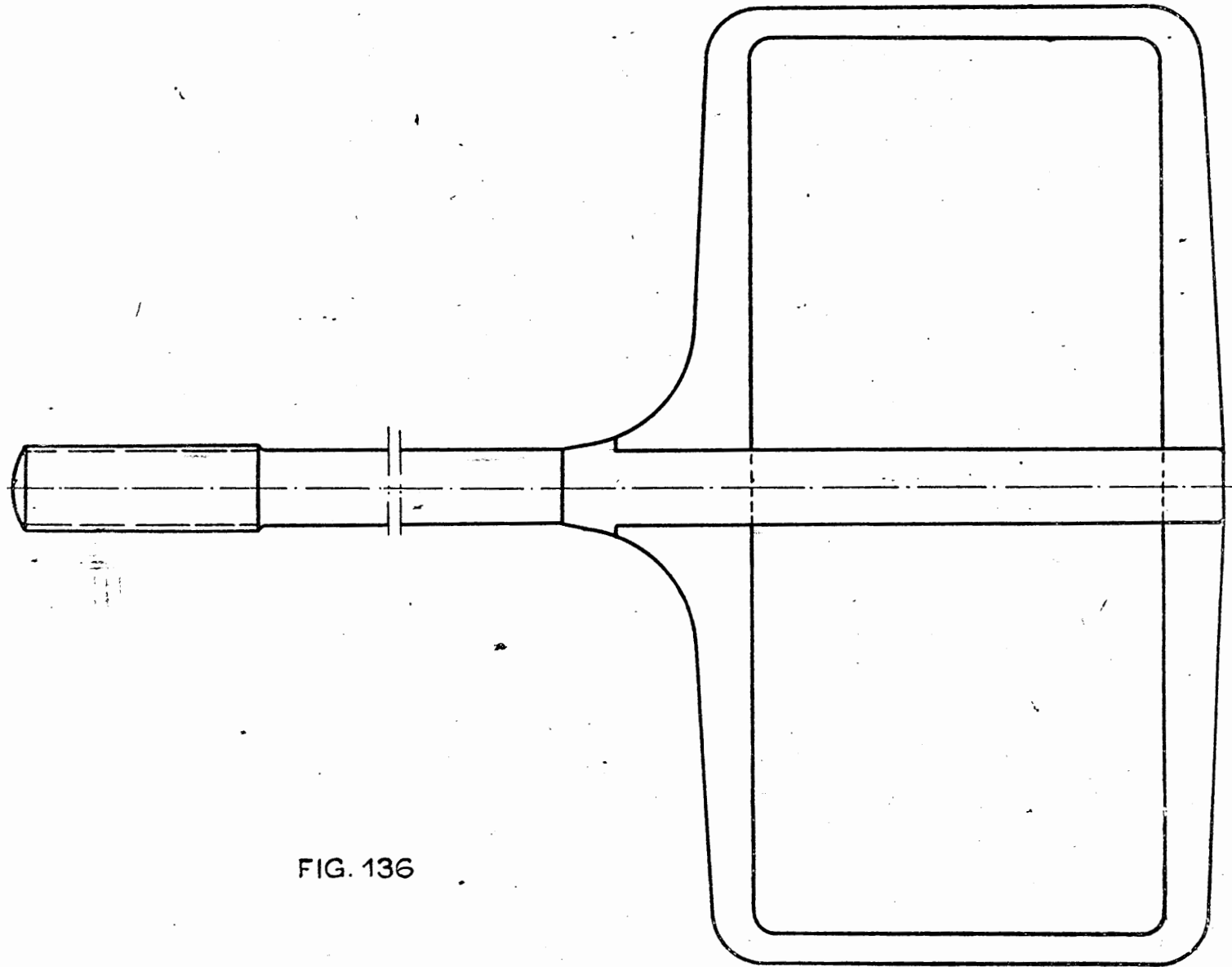
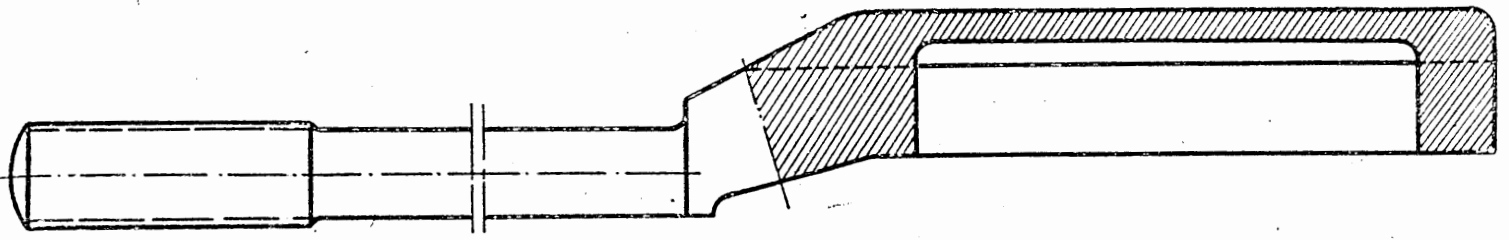


FIG. 136

et la surface du tiroir. Le mécanisme à coulisse réduit d'autre part cette ouverture maximum en fonction du cran de marche (voir chap. III, § B, 3^e b, *fig. 67 a*). Les courbes (1) de la *figure 138* en montrent les lois de variation.

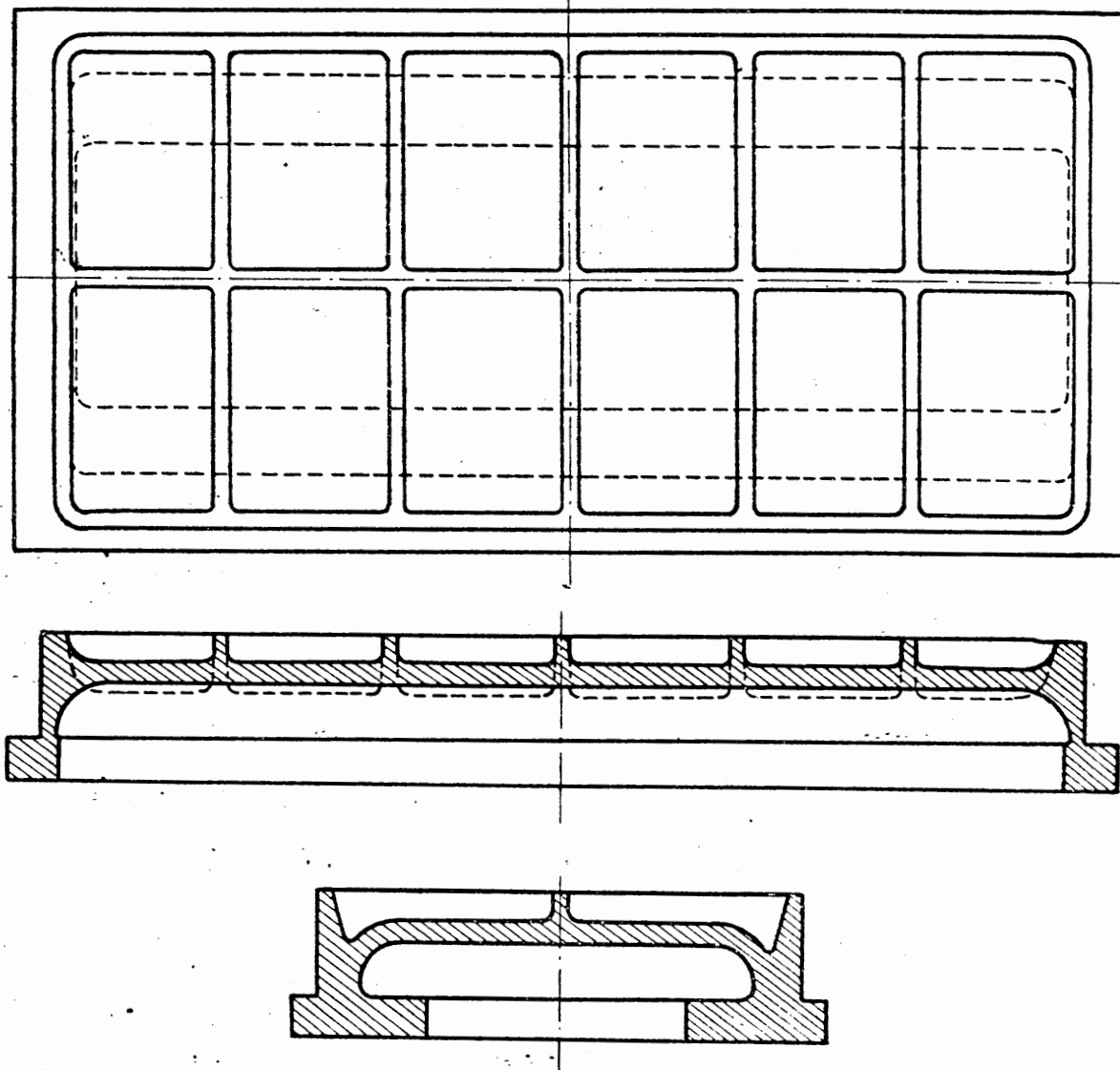


FIG. 135

2^o Tiroir avec dispositif compensateur.

Pour diminuer le travail important des forces de frottement, on a eu recours à l'emploi de compensateurs. Le compensateur est un appareil frottant sur une autre glace parallèle et monté, par un joint étanche et mobile sur le dos du tiroir (*fig. 137 b*). Il supprime la pression de la vapeur sur une portion déterminée de la surface du tiroir.

a) **Tiroir compensé à couronne.**

La figure 139 représente le type de tiroir monté sur les 230-801 à 881 et 231-011 à 60. Le tiroir comporte à sa partie supérieure un cylindre creux, venu de fonte et tourné extérieurement. Il communique par un trou percé au centre avec la cavité intérieure du tiroir. Le cylindre est embrassé par une couronne en fonte alésée et ajustée à frottement doux dont la partie supérieure

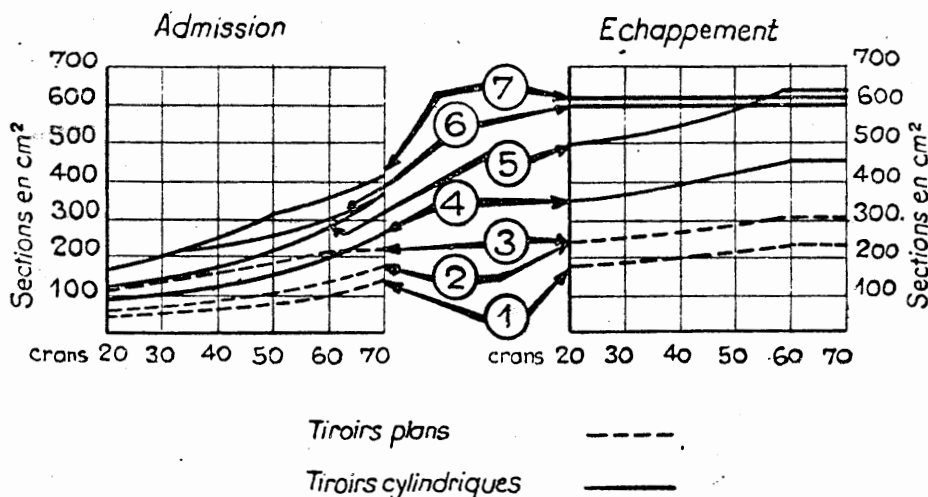


FIG. 138

rabotée vient coulisser sur la glace supérieure du couvercle de la boîte à tiroir. Une bague double analogue aux segments de piston assure l'étanchéité de l'assemblage couronne-tiroir. La couronne est normalement appliquée sur la glace par le moyen de quatre ressorts à boudin logés dans l'épaisseur du tiroir. Ce système compensateur à couronne circulaire d'exécution facile a remplacé les systèmes anciens à barrettes rectangulaires.

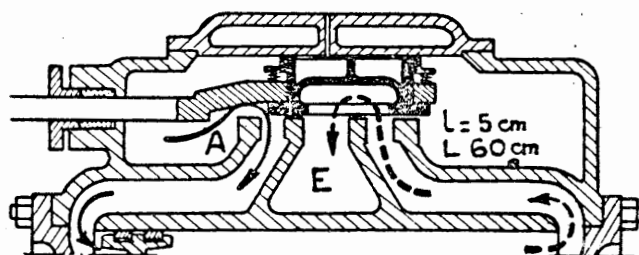


FIG. 137 B

b) **Avantages et inconvénients du tiroir compensé.**

Au point de vue mécanique, les forces de frottement et par suite les usures sont réduites par rapport au tiroir-plan dans la proportion de la surface équilibrée à la surface totale du tiroir (soit de 50 à 95 %). Le mécanisme de commande peut être beaucoup plus léger.

L'emploi d'un compensateur, lorsqu'il ne permet pas un soulèvement suffisant du tiroir, nécessite celui de soupapes de rentrée d'air ou de by-pass.

Au point de vue distribution, ce dispositif a permis d'adopter des pressions plus élevées pour la vapeur d'admission (16 hpc) et d'augmenter les sections découvertes en adoptant des tiroirs de plus grandes dimensions.

Les courbes (2) de la figure 138 montrent les lois de variations de la section maximum d'ouverture des lumières en fonction du cran de marche.

On reste cependant limité dans l'augmentation des dimensions du tiroir par l'augmentation corrélative de son poids et des forces d'inertie.

On sait que la projection sur une droite du mouvement d'un point décrivant une circonférence d'un mouvement uniforme est un mouvement pendulaire. Dans une distribution Walschaerts, le mouvement du piston, et, par suite celui de l'extrémité inférieure du levier oscillant est, aux obliquités des bielles près, un mouvement pendulaire; il en est de même du mouvement du coulisseau et, par suite de l'extrémité supérieure du levier oscillant. Le mouvement du tiroir qui est une combinaison des deux mouvements des deux extrémités du levier oscillant est donc aussi, un mouvement pendulaire. La courbe des espaces parcourus par le tiroir en fonction du temps aura

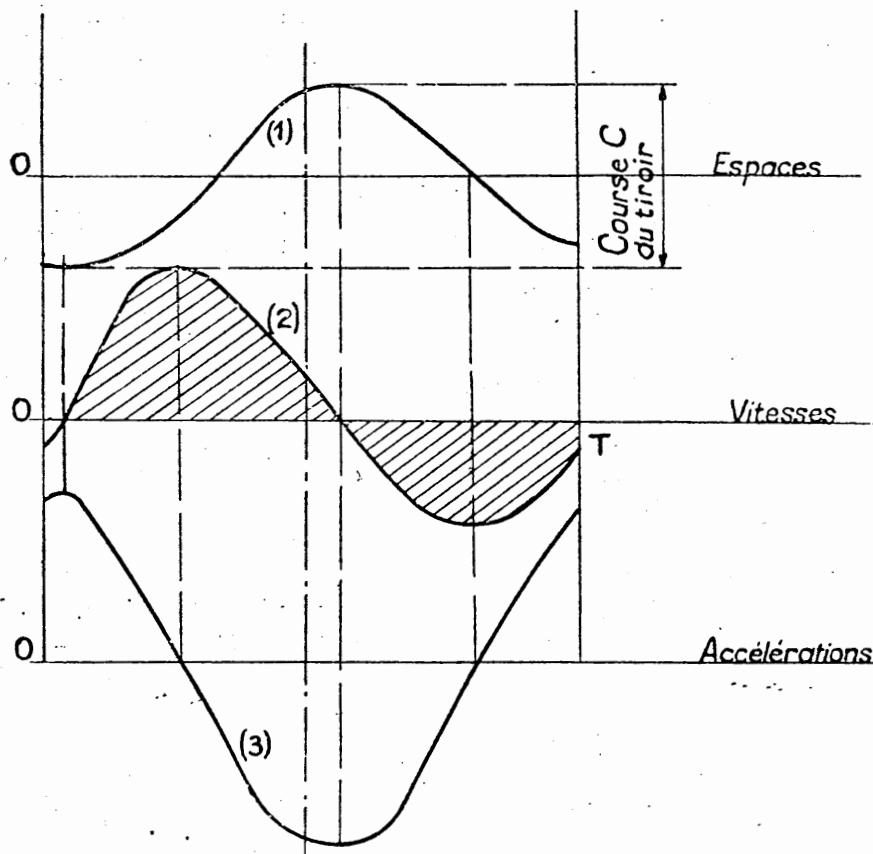


FIG. 140

donc la forme (1) de la figure 140; c'est une épure sinusoïdale, enregistrable graphiquement. De la courbe (1), on déduit la courbe (2) des vitesses et celle (3) des accélérations.

On démontre que l'accélération (γ) maximum est égale à :

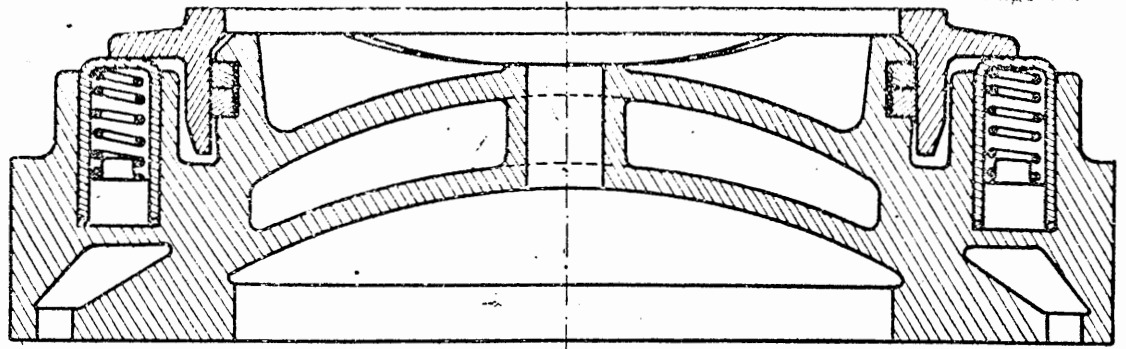
$$\frac{4 \pi^2 C}{T^2} = \frac{40 C}{T^2}$$

C étant la course du tiroir et T la période en seconde d'un aller et retour.

La force d'inertie maximum à fond de course d'un tiroir ordinaire et de sa tige pesant 65 kg., de course C = 130 m/m et de période T = 0,25 sec est égale à : $M\gamma = \frac{65 \times 40 \times 0,13}{9,81 \times 0,25^2} = 550 \text{ kg.}$

La courbe de l'effort d'entraînement du tiroir est la somme des courbes représentant l'une $M\gamma$; l'autre la force de frottement de 600 kg. toujours de sens opposé à celui du mouvement (fig. 141).

On voit qu'avec un tiroir compensé dont la force de frottement est réduite à 250 kg. on peut tolérer une force d'inertie de 550 kg. + 350 kg. = 900 kg. (l'effort d'entraînement maximum restant égal à 1.150 kg.), c'est-à-dire



Coupe bb

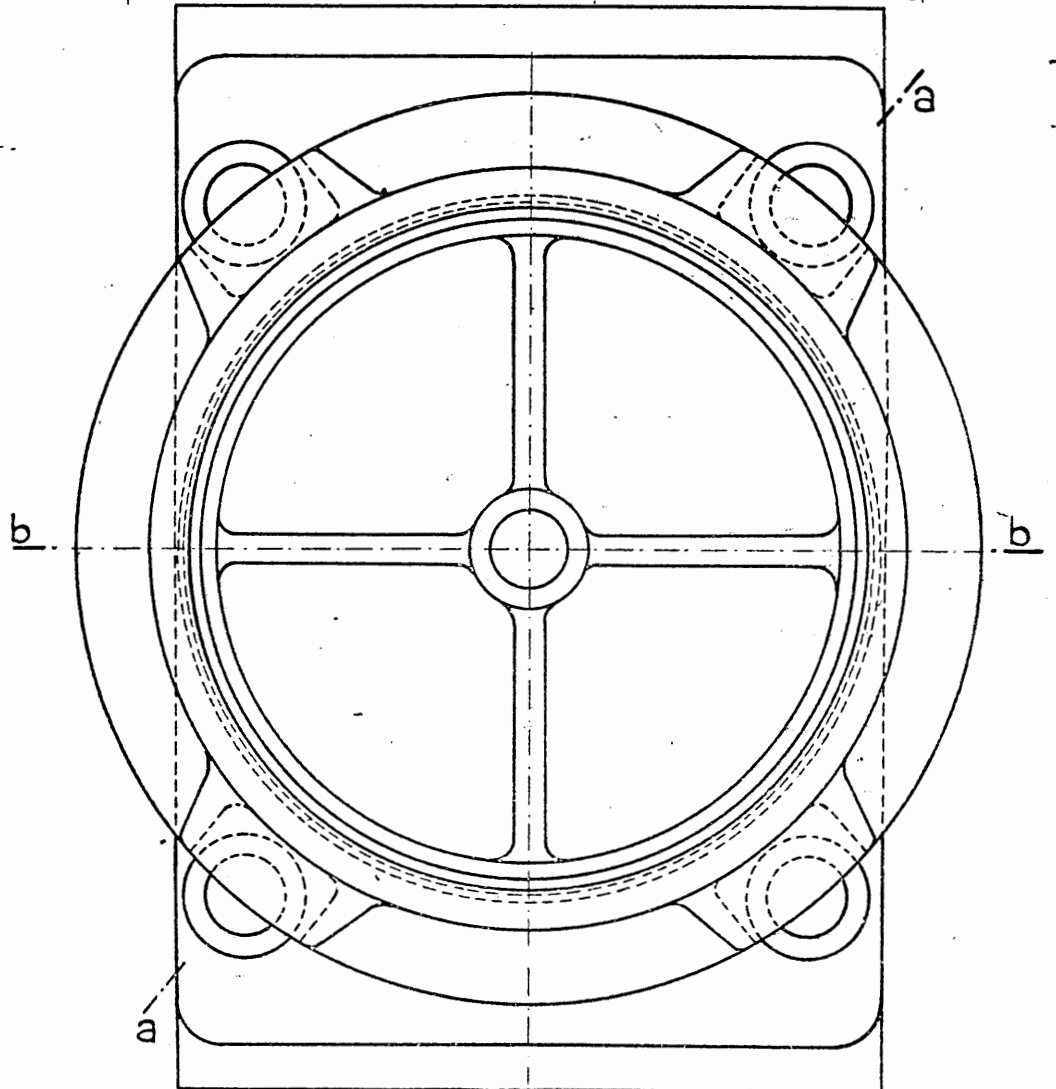
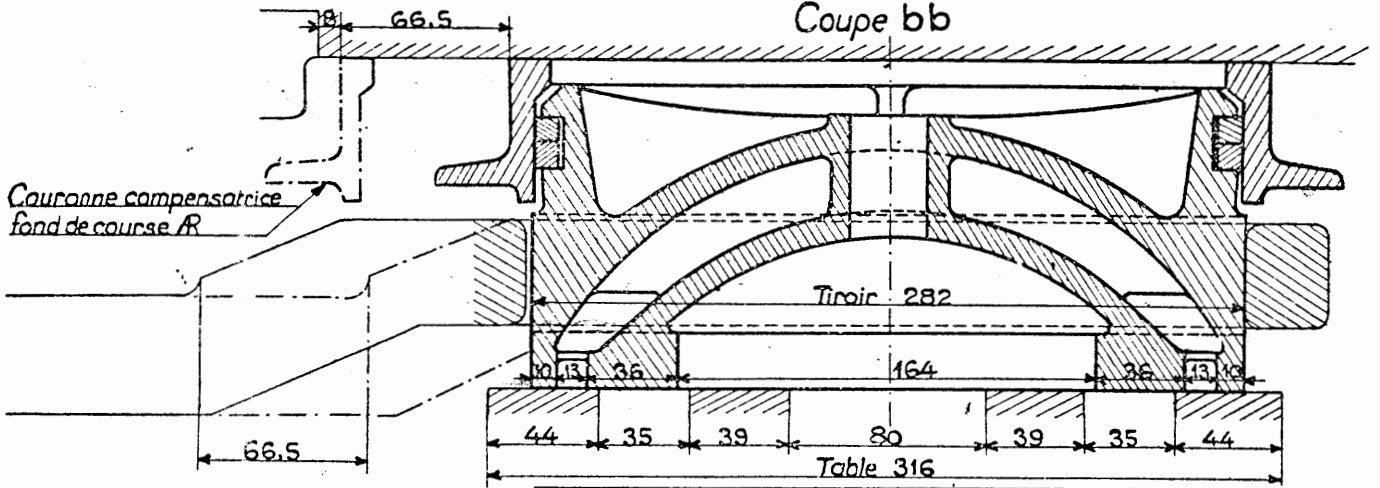


FIG. 139

pour les mêmes valeurs de C et T une augmentation du poids du tiroir de 65 kg. à :

$$\frac{65 \times 900}{550} = 110 \text{ kg.}$$

Sans faire varier C, on peut donc élargir le tiroir et allonger les lumières en les portant de 15 à 60 cm. par exemple (la largeur normale de 5 cm. restant inchangée, la section des lumières passe de 225 cm² à 300 cm²).

3° Tiroir à canal (type Trick).

Ce type de tiroir a pour but d'augmenter (pratiquement doubler), les sections maxima de passage à l'admission pour une même course du tiroir et des largeurs égales (la section des lumières 300 cm² restant inchangée). Il est utilisé sur les 230 G et 231 B.

Il ne diffère du tiroir ordinaire à coquille (fig. 137 C) que par addition d'un canal pratiqué à son intérieur, faisant communiquer deux lumières percées dans les bandes de frottement transversal formant recouvrement. Au commencement de l'admission, la vapeur afflue dans le conduit de la table à la fois par le bord extérieur correspondant du tiroir et par le canal dans lequel la vapeur s'introduit par l'orifice opposé qui est à ce moment même démasqué par l'arête de la table en saillie (voir cotes fig. 139).

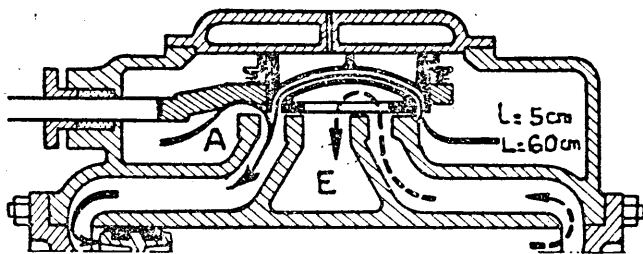


FIG. 137 C

le moyen d'en favoriser l'échappement, cet inconvénient est particulièrement sensible aux forts crans d'admission, pour lesquels en outre, la phase d'avance à l'échappement est moins élevée que pour les crans réduits. Dans ce cas particulier, il aurait été préférable d'augmenter les sections d'échappement.

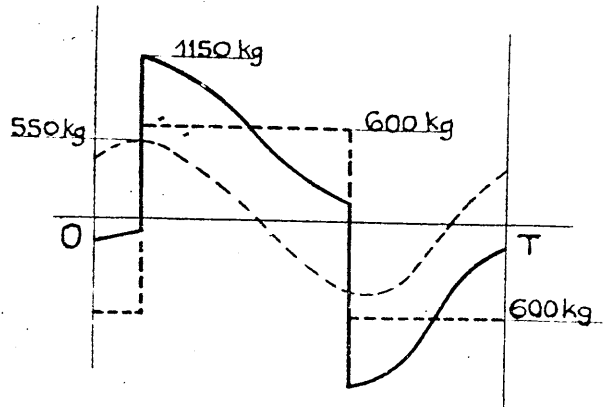


FIG. 141

Ce tiroir permet une augmentation très nette de la pression moyenne effective sur le piston évaluée à 20 % en service courant et à 50 % exceptionnellement (à grande vitesse et pour de faibles crans d'admission).

Les courbes (3) de la figure 138 montrent les lois de variation de la section maximum de passage de la vapeur en fonction du cran de marche.

Mais, si ce tiroir a une influence sur l'admission, il n'en a pas sur l'échappement. Il peut donc être un obstacle à l'augmentation de la vitesse en permettant l'introduction d'un plus grand volume de vapeur par course sans offrir

B. — DISTRIBUTEURS CYLINDRIQUES

1° Généralités.

Les tiroirs cylindriques sont constitués par deux pistons pourvus de segments, montés sur

une même tige ; ils coulissent dans des chemises de distribution dans lesquelles les segments sont parfaitement ajustés ; la largeur entre les arêtes extrêmes des segments d'un même piston est la même que celle entre les arêtes d'une barrette de tiroir et les deux pistons du tiroir recouvrent les deux lumières d'admission dans les mêmes conditions que le tiroir à coquille. On peut dire que le tiroir cylindrique ne diffère du tiroir plan qu'en ce que sa table est cylindrique au lieu d'être plane et ses arêtes circulaires au lieu d'être rectilignes. Nous pouvons ainsi constituer un tiroir cylindrique donnant exactement les mêmes phases de distribution. L'admission se fait par les arêtes extérieures et l'échappement par les arêtes intérieures. Le tuyau d'admission se divise en deux parties qui aboutissent chacune dans une extrémité du distributeur. Mais si l'admission de vapeur ne peut se faire que par les arêtes extérieures avec les tiroirs plans, les tiroirs cylindriques présentent l'avantage de permettre l'admission de la vapeur entre les deux pistons pour réduire les fuites par les garnitures. Cette disposition a été obtenue en rapprochant simplement les pistons ou en éloignant les lumières de la même quantité ; on a ainsi un tiroir cylindrique à admission par les

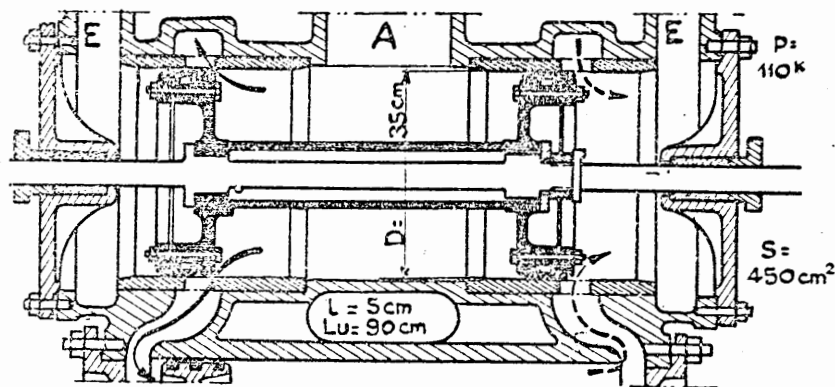


FIG. 137 D

arêtes intérieures et échappement par les arêtes extérieures. Dans ce cas (*fig. 137 D*), c'est l'échappement qui a deux branches se réunissant à la sortie du distributeur.

Il faut aussi, le sens de marche de la machine étant conservé, changer le sens de déplacement du distributeur, ce qui exige qu'il soit commandé par un excentrique calé à l'opposé de celui prévu pour la commande du tiroir. Avec la distribution Walschaerts, on peut faire correspondre la partie inférieure à la coulisse à la marche arrière au lieu de la marche avant. On peut conserver la disposition habituelle des excentriques (calage en avant) et faire usage d'un balancier de renvoi (*fig. 143* distribution BP des 230-521 à 618). On préfère généralement caler l'excentrique en arrière de la manivelle motrice et changer la position relative de l'axe d'attaque du distributeur sur le levier d'avance par rapport aux deux autres axes de commande, ce levier d'avance tenant lieu de deuxième excentrique (*fig. 144* à comparer à la *fig. 61*).

Le tiroir cylindrique ne supporte aucune pression tendant à l'immobiliser, ses deux pistons étant égaux, il ne se déplace que sous l'action du mécanisme de distribution qu'il fatigue beaucoup moins que le tiroir plan.

Pour la même raison, il use peu les chemises de distribution et ses segments ; les lumières d'admission étant disposées sur la circonférence de la chemise peuvent avoir la longueur qu'on désire et, par suite leur section de passage de vapeur est beaucoup plus grande que celle des tiroirs plans.

Le tiroir cylindrique substitué au tiroir plan n'a pas cependant toujours procuré une nette amélioration des sections de passage parce que le conduit présentait des sections t très insuffisantes (*fig. 142*) la moitié supérieure des lumières débitant, moins de vapeur que leur moitié inférieure.

La forme adoptée sur les cylindres modernes remédie à ce grave défaut dont la seule suppression a permis dans certains cas d'améliorer sensiblement le moteur existant sans changer le distributeur.

Le distributeur cylindrique s'adapte mal à la marche à régulateur fermé. Il ne fut employé à l'origine, qu'avec des soupapes de rentrée d'air. Actuellement on utilise de préférence des by-pass.

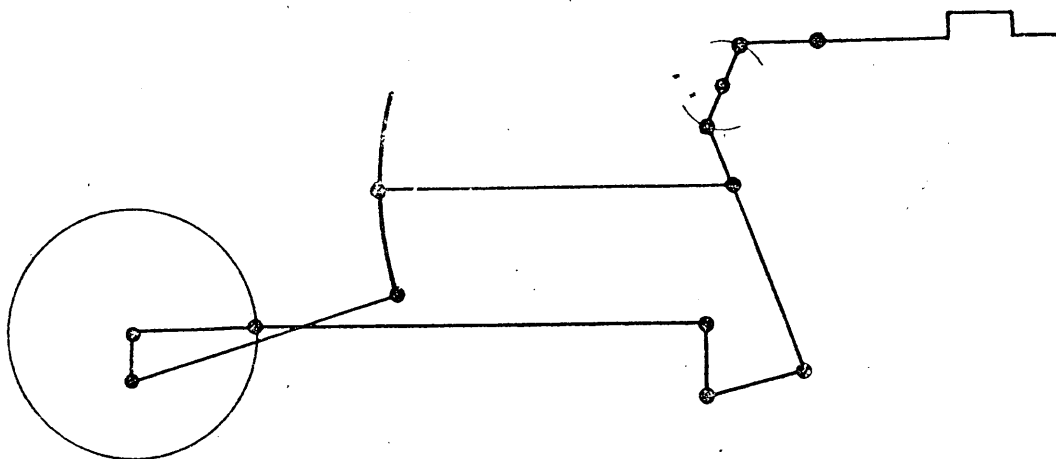


FIG. 143

Le tiroir cylindrique est moins étanche que le tiroir-plan, les fuites augmentent avec la pression de vapeur et contribuent aux difficultés de graissage, parce que la vapeur qui fuit tend à chasser l'huile.

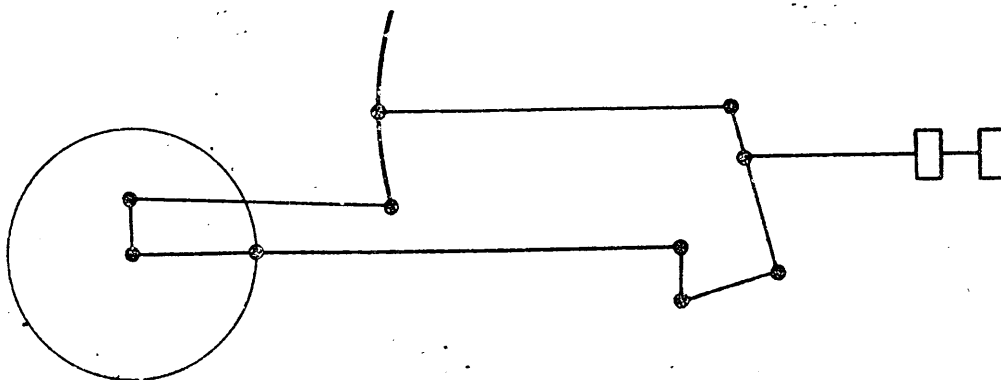


FIG. 144

Afin d'empêcher que les segments du distributeur ne viennent à s'ouvrir au passage des lumières, celles-ci sont traversées par des barrettes qui relient de distance en distance leurs deux arêtes et dont la face intérieure continue la surface du cylindre formant glace.

Ces barrettes sont disposées obliquement de manière à ne pas rayer les segments. Elles diminuent la section de passage des lumières de $1/3$ environ. Il reste naturel cependant que l'usure

maximum de la chemise se produise sur les barrettes qui présentent la surface portante minimum. On ne peut y remédier en employant des barrettes plus nombreuses et plus larges sans nuire à l'écoulement de la vapeur. On a proposé l'emploi de chemises en acier nitruré particulièrement réfractaire à l'usure et résistant aux températures élevées qui règnent dans les boîtes à vapeur.

L'emploi des cylindres moulés en acier a soulevé un nouveau problème : sous l'influence de la vapeur à haute température les chemises des distributeurs et les cylindres ont tendance à se défor-

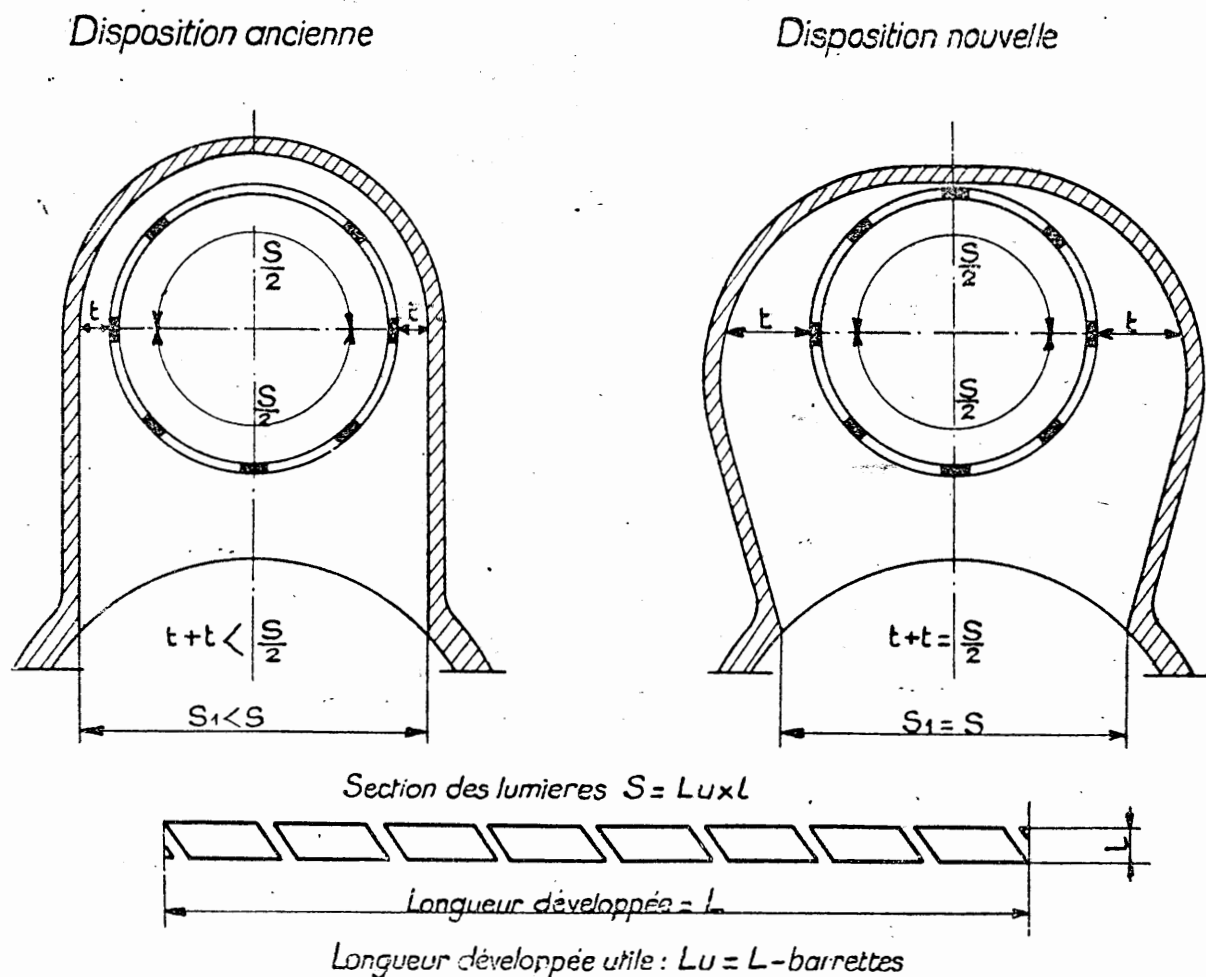


FIG. 142

mer légèrement. Cet inconvénient peut être évité par l'emploi de métaux spéciaux soumis à un traitement thermique approprié.

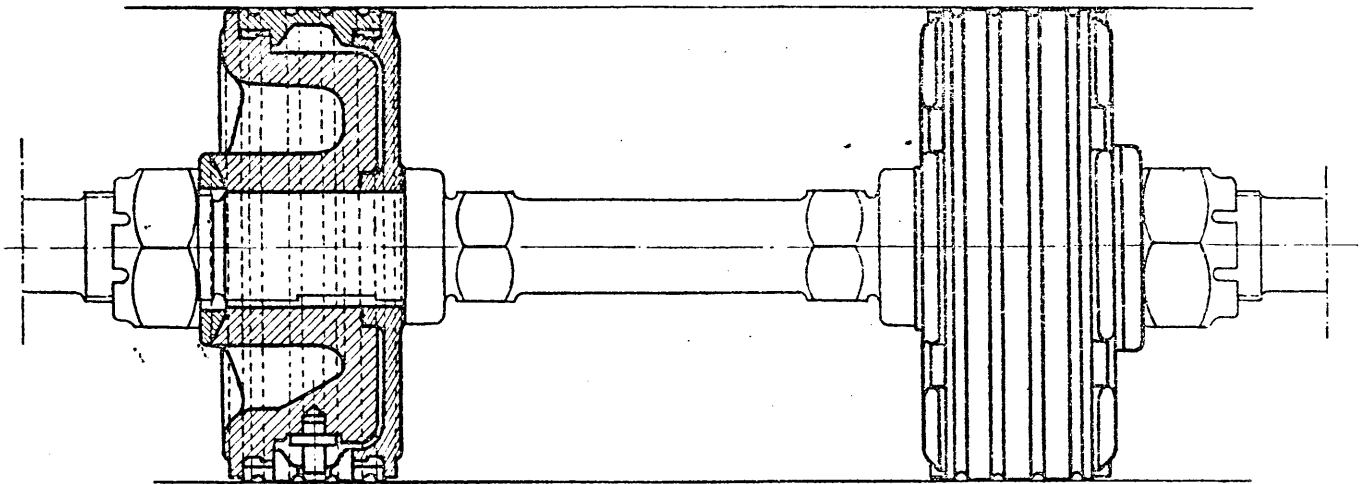
2° Distributeur classique (fig. 137 D).

a) Distributeur Schmidt.

Ce tiroir est de même principe que l'ancien tiroir Ricour (1882) qui était encore récemment

en service sur les 121.000 de l'ancien réseau. La *figure 145* représente le distributeur HP des 230 600.

Chaque piston est constitué de deux parties qui sont maintenues serrées l'une contre l'autre



Segment libre

Segment mis en place

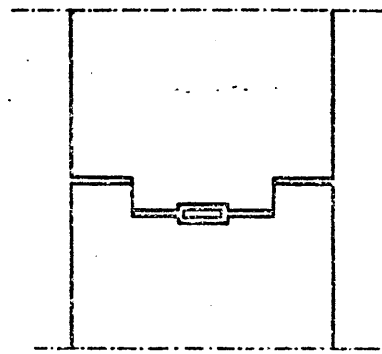
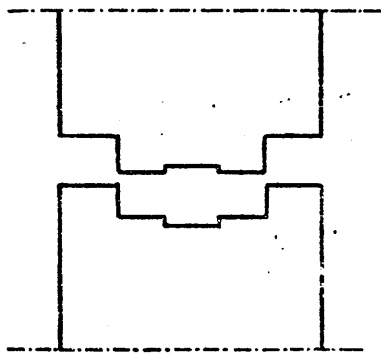


FIG. 145

par un épaulement de la tige, une rondelle conique et un écrou claveté. Les garnitures et guides maintiennent la tige et les pistons dans l'axe des chemises. Chaque piston est pourvu d'un segment unique très large qui a deux nervures dont les faces extérieures sont parfaitement dressées pour être maintenues entre les deux parties correspondantes du piston entre lesquelles elles doivent pouvoir se déplacer transversalement, mais non longitudinalement. Des rainures circulaires sont

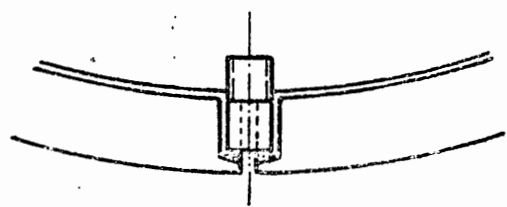
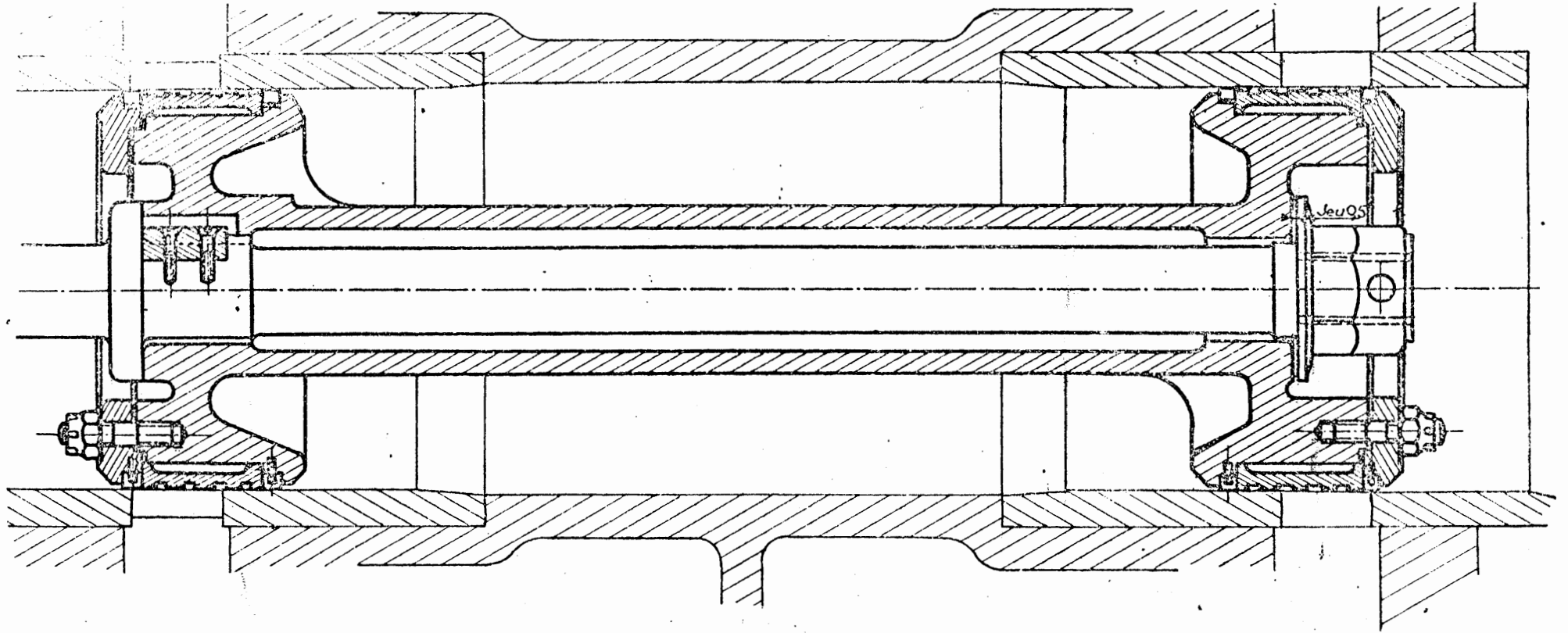


FIG.146

prévues sur le pourtour du segment et des trous pour le passage de la vapeur en dessous du segment en vue d'une meilleure application sur les chemises. Les deux segments ont la coupe croisée, un ergot vissé dans le piston les maintenant dans la position voulue.

Les distributeurs type Schmidt ont été modifiés dans certains cas, les segments larges étant remplacés par des segments étroits, séparés par une couronne en bronze ou en fonte. Les segments et la couronne doivent dans ce cas être mobiles transversalement sur le piston, la couronne devant masquer la coupe des deux segments ; ces derniers doivent avoir un très léger jeu transversal dans leur gorge pour qu'ils puissent venir s'appliquer convenablement contre la chemise du distributeur. Les segments d'origine, étaient 2,5 fois plus large que les segments étroits et exerçaient par conséquent à bande égale au montage une pression 2,5 fois plus forte sur les chemises.

Dans le type Schmidt la tige supporte le distributeur qui n'est pas en contact au montage avec la chemise : c'est la coupe des segments en forme tenon et mortaise qui assure l'étanchéité. Pratiquement, l'ovalisation des tiges ou garnitures de la tige qui se produit assez rapidement a pour conséquence de faire supporter le poids du distributeur par les segments, ce qui favorise leur usure et celle de la chemise. On constate en effet que cette dernière s'use en forme de tonneau, le segment prenant également la même forme si bien qu'à la longue, il ne porte pour ainsi dire plus que suivant une circonférence ou tout au moins sur une faible largeur.

b) Distributeur type Est.

Il est caractérisé par le jeu diamétral de la tige à l'intérieur de la souche, sur laquelle les deux couronnes entretoises des segments sont montées sans jeu. Cette disposition permet à ces deux dernières de glisser sur la partie inférieure des chemises et d'assurer ainsi l'étanchéité des coupes des segments. La tige ne supporte donc pas le distributeur.

La figure 146 représente le distributeur des 150 A. Les parties intérieures des deux pistons sont coulées d'une seule pièce et reliées par un corps creux en acier moulé au milieu duquel passe la tige du distributeur ; deux plateaux s'ajustent extérieurement sur chacun des pistons pour les compléter. Ces plateaux fixés par des goujons et écrous sont serrés, non pas sur le plateau intérieur du piston, mais sur une couronne en fonte qui sépare les deux segments. La couronne ne se déplace donc pas sur le piston. Les deux segments ajustés à frottement doux dans les gorges formées par les deux plateaux et la couronne doivent bien entendu pouvoir se détendre transversalement. Le distributeur est entraîné par une tige centrale qui a un diamètre inférieur de 4 à 5 m/m à l'alésage du distributeur ; ce dernier est maintenu longitudinalement sur la tige entre un renflement qu'elle porte à l'arrière et une rondelle et écrou claveté à l'avant, qui ne font pas serrage sur le distributeur, mais sur un épaulement de la tige et lui permettent de se déplacer transversalement sans jeu, à chaud, dans le sens longitudinal.

De ce fait, le distributeur repose sur la chemise par la couronne, la profondeur de la gorge des segments étant plus forte que leur épaisseur de façon que ces segments ne soient appuyés sur les chemises que par leur bande.

Les tiges des pistons distributeurs du type Est doivent être montés de telle façon qu'à chaud les souches puissent se déplacer dans le sens transversal et sans jeu longitudinal. Pour réaliser cette condition, il est nécessaire de ménager à froid le jeu longitudinal nécessaire — 0,3 mm. en général et 0,5 m/m pour les distributeurs HP ou à simple expansion des machines à surchauffe — pour tenir compte de la différence de dilatation entre la souche au contact de la vapeur d'admission et de la tige au contact de la vapeur d'échappement. On a soin, dans le montage, de bloquer fortement l'écrou sur l'épaulement de la tige et de claveter juste. On s'assure que le clavetage de la tige dans la souche laisse toute liberté de déplacement à cette dernière. L'ajustage de la clavette dans la souche est libre, mais sans jeu latéral appréciable, afin d'éviter toute rotation de la souche sur sa tige.

c) Distributeur américain (141 R) (fig. 147).

Il est caractérisé par le jeu diamétral de la tige à l'intérieur de chaque souche (0,4 m/m).

Ces dernières sont emmanchées sans jeu diamétral et sans buter au fond dans les alésages intérieurs des extrémités du tube entretoise en forme de « diablo ».

Des couronnes en fonte entretoises des segments ayant un jeu diamétral de 0,4 m/m sur les souches sont montées sans jeu longitudinal entre la souche et le diablo mais non bloquées, aucun boulon n'assemblant ces deux pièces. Comme l'écrou extrême de la tige formant épaulement n'est pas bloqué au montage sur la souche extrême (jeu longitudinal maximum à froid 1/10 m/m), les

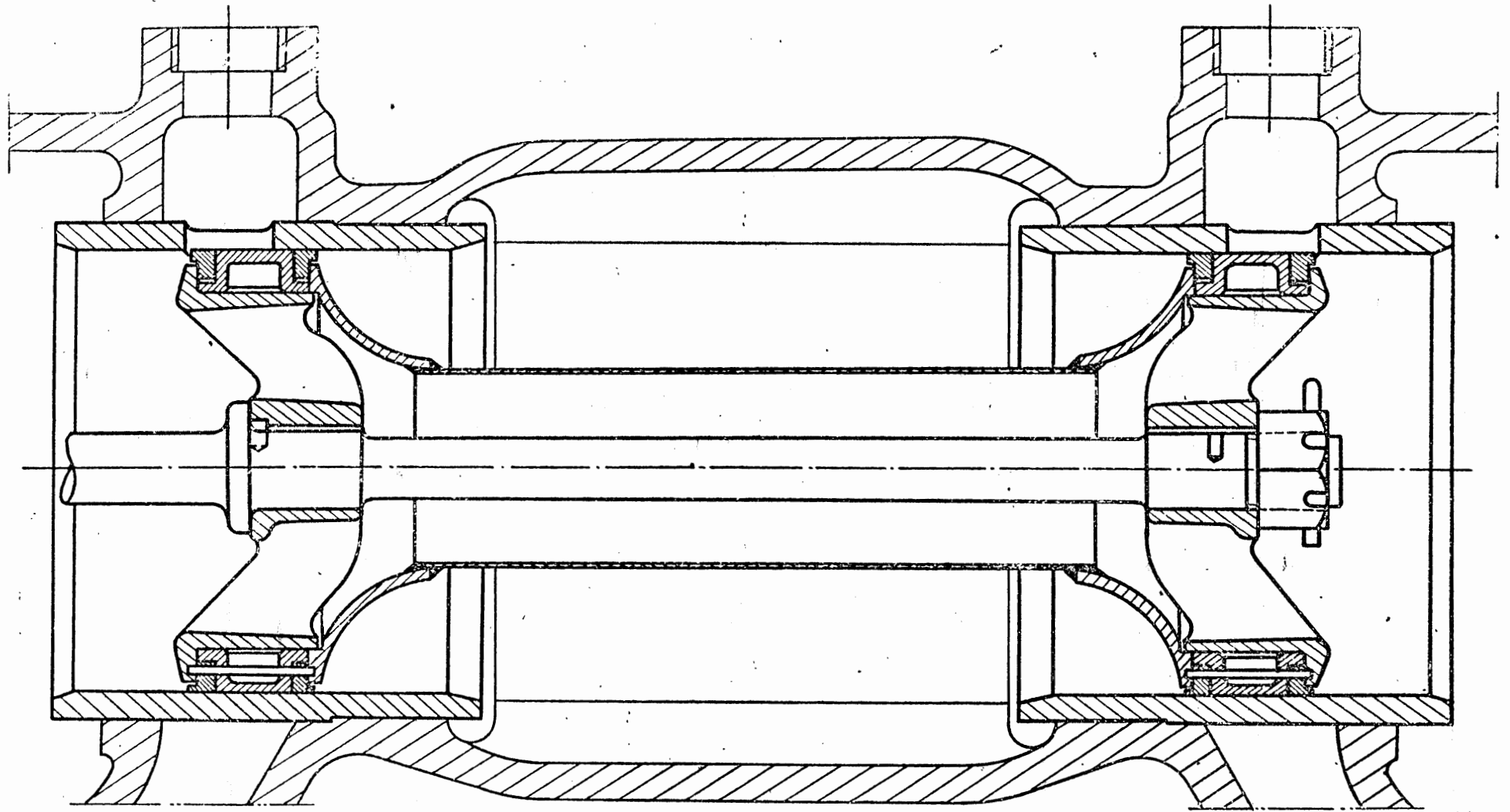


FIG. 147

souches et les couronnes sont relativement libres diamétralement à chaud, ces dernières pouvant glisser sur la partie inférieure des chemises. Un blocage exagéré immobilisant souches et couronnes risque de provoquer des grippages si l'axe des chemises et celui du guide extérieur ne sont pas rigoureusement confondus.

Les couronnes et segments sont empêchés de tourner par une goupille les traversant ainsi que la souche et le diabolé à la partie basse.

d) Avantages du distributeur cylindrique ordinaire sur le tiroir plan.

A poids égal (110 kg.) et à course égale maximum (130 m/m environ) les sections maxima des lumières peuvent être augmentées considérablement de 300 à 450 cm² en conservant la même largeur 5 cm. mais avec une longueur développée utile de 90 cm.

Les courbes (4) de la figure 138 montrent toutefois que, pour les crans usuels de marche les

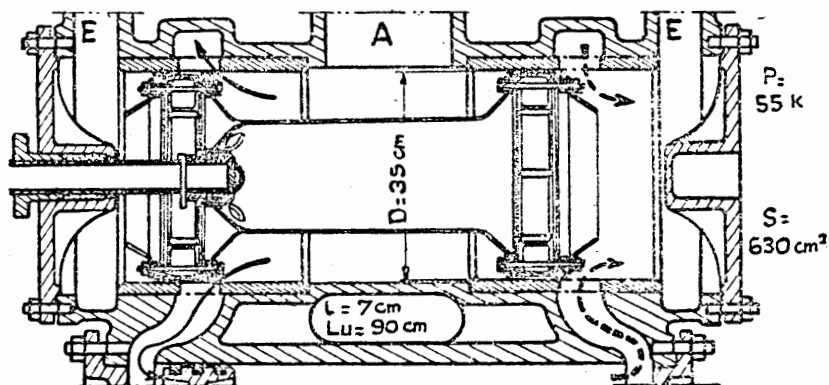


FIG. 137 E

sections de passage maxima de la vapeur sont inférieures à l'admission à ceux obtenus avec un tiroir à canal; par contre, les sections de passage à l'échappement sont bien supérieures. Avec un distributeur cylindrique dont la force de frottement est réduite à 50 kg. (elle n'est pas nulle bien que le distributeur soit équilibré parce qu'il faut tenir compte de la pression d'application des segments sur les chemises et du poids propre du distributeur); pour un même effort d'entraînement du tiroir que celui admis précédemment (1150 kg.), on pourra aussi tolérer une force d'inertie de 1100 kg., c'est-à-dire pour la même valeur de T et un même poids du distributeur (110 kg.) un allongement de la course maximum de 130 m/m à :

$$\frac{130 \times 1100}{900} = 130 \times 1,22 = 160 \text{ m/m}$$

Cette possibilité a été utilisée dans le cas des machines d'origine EST (150 A, 241 A et 42 TD) dont la régulation est différente de la régulation classique (voir chap. III, § B 4° b) et nécessite une course plus allongée, alors que cette dernière avait été conservée invariable jusqu'à ces dernières années, quel que soit le type de distributeur utilisé. A cet allongement de la course a correspondu un élargissement des lumières de 45 à 50 et 60 m/m.

3° Distributeur allégé pour distribution à longue course.

Ce distributeur (fig. 137 E) qui peut généralement être appliqué sans modification importante

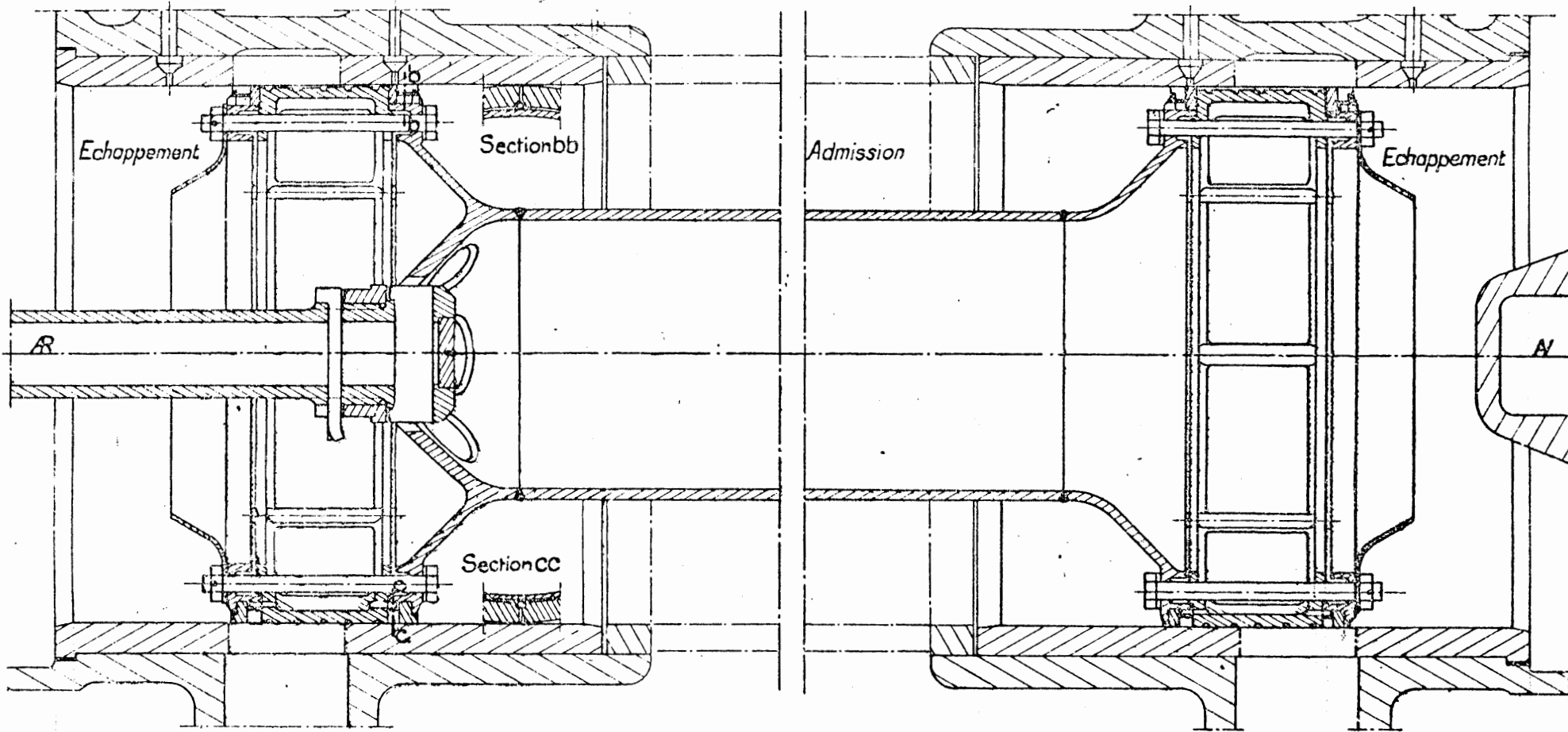
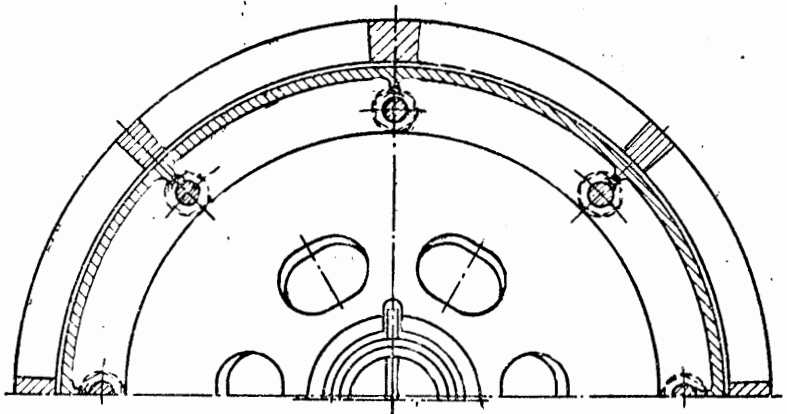


FIG. 148



à la place du distributeur cylindrique classique permet d'améliorer nettement les sections de passage de vapeur (voir chap. III, § B, 4^o a).

La course est allongée et la distribution rendue approximativement homothétique de celle d'origine dans un rapport variant de 1 à 2. En particulier, si la largeur des lumières est portée de 5 à 7 cm., la longueur utile (90 cm.) restant inchangée, la section des lumières passe de 450 cm². (distributeur classique) à 630 cm². Les courbes (5) de la *figure 138* montrent l'augmentation corrélative des sections de passage maxima obtenues aux divers crans de marche par l'allongement de la course.

Mais, pour un même effort d'entraînement, une même force de frottement, une même force d'inertie et une même valeur de T que ceux admis précédemment, il est nécessaire de réduire le poids du distributeur dans le rapport inverse de celui d'augmentation de la course.

La *figure 148* représente le distributeur de la 141 E, 113 et la *figure 149 a*, compare ses cotes

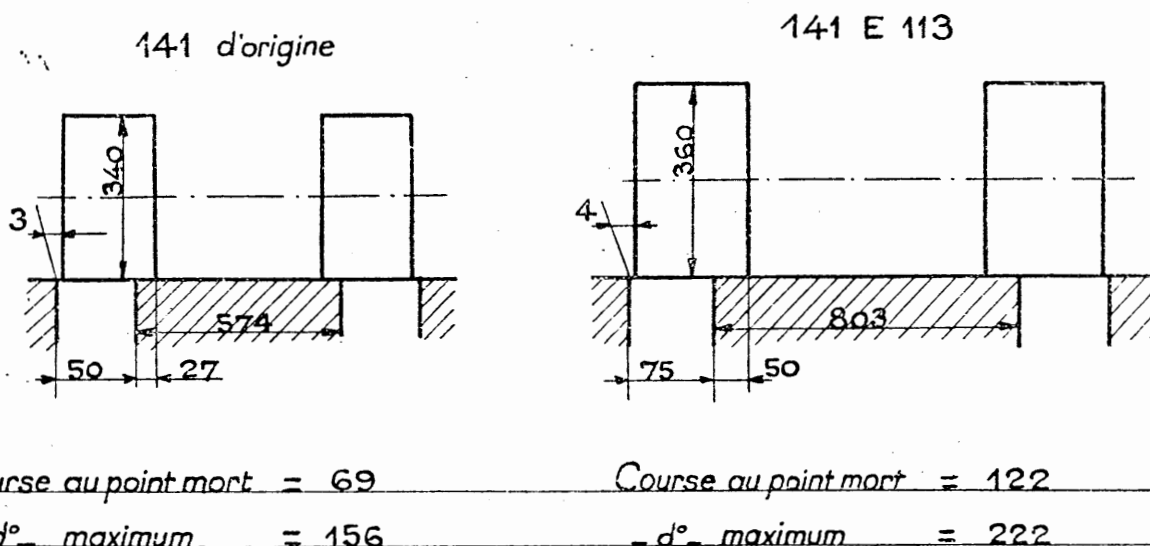


FIG. 149 a

caractéristiques à celles du distributeur d'origine. L'allègement du distributeur classique a été obtenu par différents moyens : la tige de tiroir est creuse et a été raccourcie, elle n'entraîne plus le distributeur que par le piston arrière ; la souche large, support de couronne a été supprimée, les collerettes intérieures en acier moulé de faible épaisseur sont soudées à un tube entretoise. La collerette intérieure arrière a un jeu diamétral de 5 m/m sur la tige ; les deux écrous d'entraînement qui l'assemblent à la tige ne sont pas bloqués sur ses épaulements, il existe un jeu longitudinal de 0,2 à 0,3 m/m qui permet au distributeur de toujours reposer sur les chemises. Ce jeu tient compte de la différence de dilatation de la tige et du corps de distributeur, la première n'étant pas en contact permanent avec la vapeur comme le second. Les collerettes intérieures sont assemblées avec les collerettes extérieures par huit boulons bloquant entre elles, les entretoises de segments en fonte. Entre ces entretoises et les collerettes sont ménagées les gorges des segments doubles (un extrême et un intermédiaire) (1). Le jeu total latéral des deux segments dans une gorge est compris entre 0,06 et 0,14 m/m. Le jeu diamétral entre segments et fond de gorge est de 1 à 1,6 m/m. Le jeu diamétral de l'entretoise des segments dans les chemises est de 0,6 à 0,8 mm.

Ces jeux réduits sont nécessaires pour assurer l'étanchéité du dispositif et ne doivent pas être dépassés en entretien.

(1) D'une manière générale, on accroît l'étanchéité des pistons distributeurs et moteurs en adoptant au lieu de segments primitifs, larges et peu épais, un plus grand nombre de segments hauts et étroits inspirés des segments de moteur Diésel.

4° Distributeurs à double admission et double échappement.

a) Principe, avantages et inconvénients.

Il existe deux types de montage.

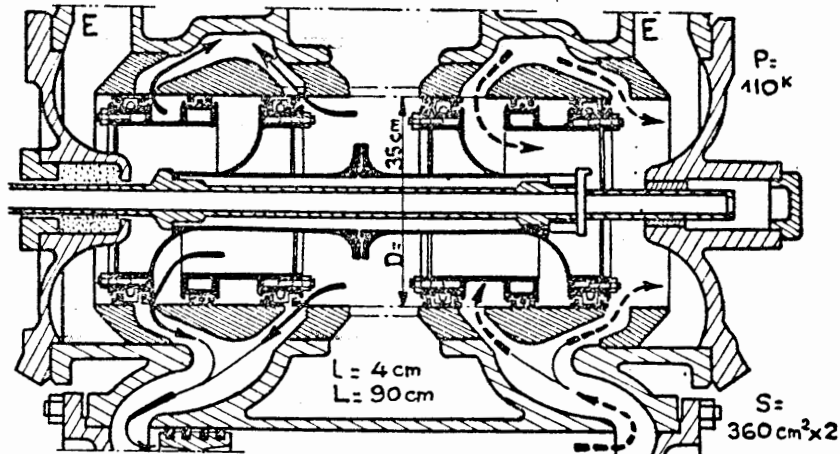


FIG. 137 F

Le montage du premier type peut généralement être effectué à la place d'un distributeur cylindrique classique (fig. 137 F). La chemise est remplacée par une nouvelle chemise à deux orifices,

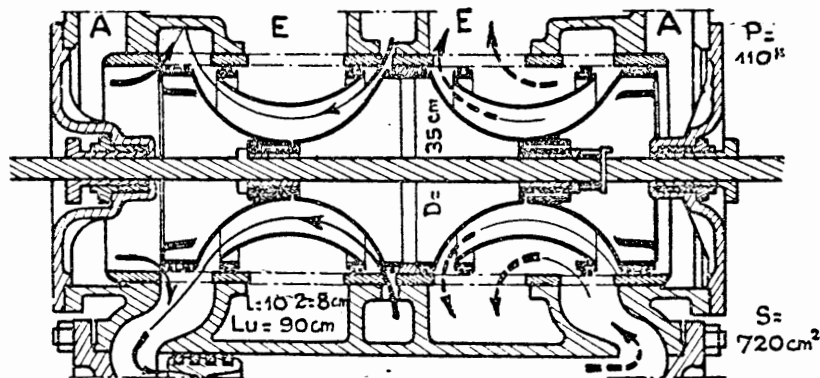


FIG. 137 G

en même temps qu'on ménage autour d'elle une couronne libre permettant à la vapeur d'accéder de toute façon aux canaux allant du distributeur au cylindre.

Le montage du deuxième type ne peut être substitué au distributeur classique sans changer le cylindre (fig. 137 G). Il diffère aussi du type précédent par la disposition de ses canaux qui sont utilisés alternativement pour l'admission et pour l'échappement d'où le double inconvénient d'augmenter sensiblement les pertes par action de paroi et le volume des espaces morts.

L'admission directe dans le deuxième type a lieu par les arêtes extérieures afin d'améliorer la disposition des canaux d'échappement : cette disposition n'est pas un grave inconvénient pour l'étanchéité des garnitures en cas d'application à la BP.

La figure 149 b représente schématiquement un tiroir cylindrique à double admission et double échappement dans sa position moyenne et sur ce tracé, la disposition des recouvrements r à l'admission et des découverts n à l'échappement.

Les sections des lumières peuvent être doublées par rapport au distributeur cylindrique, pratiquement elles passent (fig. 137 D, F et G) de 450 cm^2 à 720 cm^2 . Les sections de passage sont également doublées à course égale, dès l'ouverture des lumières comme dans le cas du

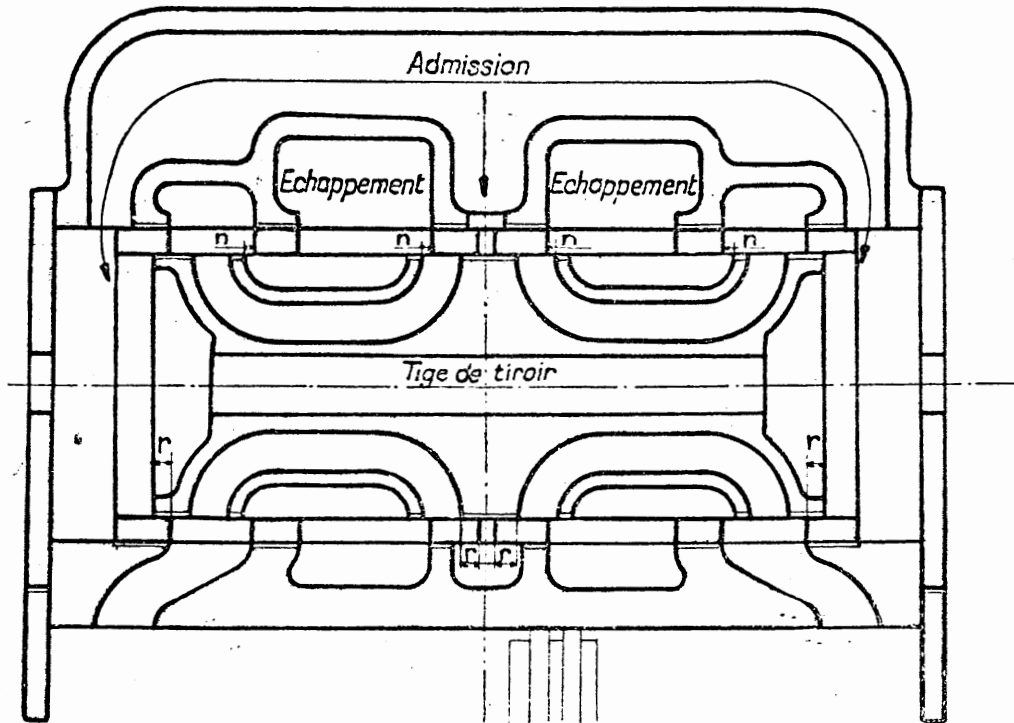


FIG. 149 b

tiroir à canal pour l'admission. Mais, cette multiplication ne se maintient plus dès que la section découverte est supérieure à la section des canaux correspondants. C'est par exemple pour l'admission du distributeur premier type lorsque la section fixe s du canal intérieur devient inférieure à la section utile découverte de la lumière qui est égale au produit de sa largeur variable découverte par sa longueur utile sur la moitié environ de la circonférence où elle alimente le canal réduit intérieur. C'est pour l'admission du distributeur du deuxième type lorsque la section minimum du canal annulaire du distributeur devient égale à la section utile périphérique découverte de la lumière de la chemise. Les courbes (6) et (7) d'admission de la figure 138 montrent le cran à partir duquel le coefficient de débit géométrique n'est plus doublé ; en deçà ces courbes ont des ordonnées doubles de celles du distributeur cylindrique classique correspondant, au-delà les courbes lui restent parallèles. En résumé, pour les crans usuels de marche, le développement utile des lumières des distributeurs à double circulation est augmenté de 50 à 80 % par rapport au distributeur d'origine.

Pour l'échappement, le même phénomène que le précédent se manifeste d'abord pour réduire

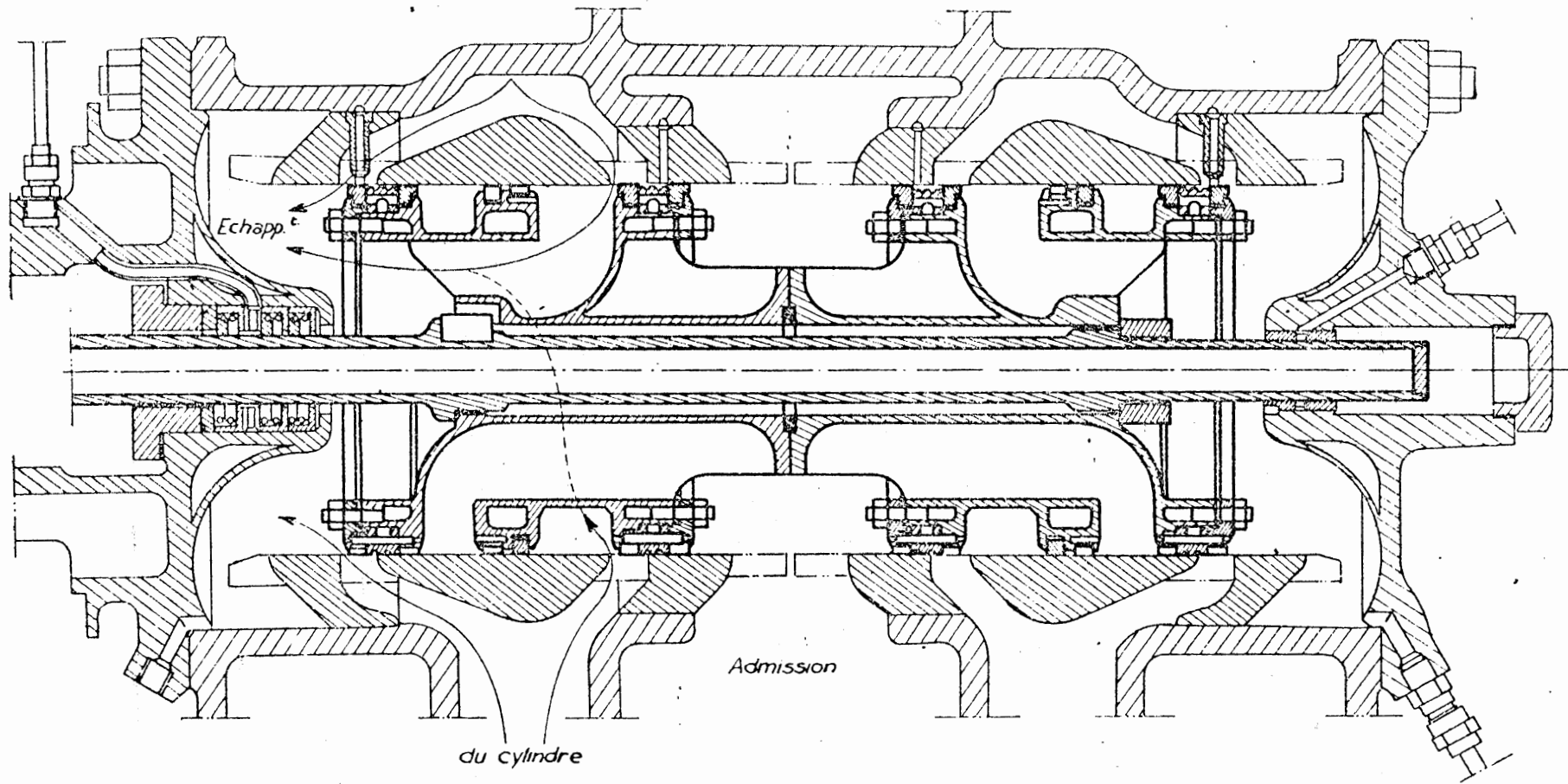


FIG. 150

le coefficient de multiplication des sections de passage puis il arrive, vers le fond de course, lorsque le piston intermédiaire du premier type par exemple vient recouvrir la lumière extrême de la chemise que la section totale de passage atteint un maximum invariable. Les courbes d'échappement de la *figure 138* sont alors horizontales. Si les distributeurs à double circulation donnent théoriquement de bons résultats en permettant, toutes choses égales d'ailleurs, d'élever la pression de la vapeur admise et d'abaisser la contre-pression à l'échappement, ils n'ont pas donné entièrement satisfaction en service sauf pour la BP ou pour les faibles vitesses (en cas d'application à la HP), à cause d'une part de leur étanchéité insuffisante et d'autre part, des difficultés résultant du poids et du frottement des segments supplémentaires.

On voit facilement qu'avec un distributeur du premier type, les possibilités de fuite de l'admission à l'échappement par les pistons sont plus que doublées et un peu moins que triplées par rapport au distributeur ordinaire. Avec un distributeur du deuxième type, elles sont doublées. Ce grave inconvénient a fait limiter l'emploi de ces types de distributeurs aux seuls cylindres B. P.

L'augmentation du nombre de pistons (6 ou 7 au lieu de 2) nécessite un nombre considérable de segments. Soit le cas d'un distributeur de diamètre 350 m/m dont les seize segments ont une largeur totale d'application de 140 m/m, la pression totale sur les chemins de ces segments sera égale en appliquant la formule du § B, 4^o b, chap. VII.

$$p \times \pi \times 350 \times 140 = \frac{R^2}{3E} \times \pi \times 350 \times 140$$

soit 925 kg. en prenant $R = 12 \text{ kg./mm}^2$ et $E = 8000$

La force de frottement, en admettant un poids de 110 kg. du distributeur et un coefficient de frottement de 0,10 est égale à

$$(925 + 110) 0,10 = 103,5 \text{ kg.}$$

b) Description de distributeurs à double circulation.

La *figure 150* représente le distributeur BP (premier type) des 230-571 à 618 améliorées. Les souches du tiroir comportent des canaux croisés destinés à réaliser sur la moitié de la section intérieure du distributeur les communications nécessaires.

La *figure 151* représente le distributeur « Willotteaux » BP (deuxième type) des 141 P. Il se compose essentiellement de deux corps semblables placés bout à bout sur une même tige. Chaque corps comprend deux enveloppes concentriques en tôle emboutie en forme de diabolo soudées à l'arc à des couronnes en acier ; des armatures radiales en tôle soudée maintiennent la rigidité de l'ensemble qui est ainsi très léger. Sur les couronnes extérieures sont vissées des bagues de guidage ; les couronnes intérieures sont embrévées dans une entretoise médiane de guidage. Grâce à sa construction en tôle soudée, ce distributeur, forcément plus lourd qu'un distributeur ordinaire a pu être réalisé, pour un poids de 93 kg. seulement.

Des distributeurs Willotteaux (du deuxième type) sont appliqués à la BP des 231-E et ont été essayés à la HP de trois 231-500.

C. — SOUPAPES

1^o Distribution « Dabeg » à soupapes commandée par coulisse Walchaerts.

Le mécanisme Walchaerts est conservé mais, au lieu d'actionner les tiges de tiroirs (*fig. 152*), il donne un mouvement alternatif à la bielle d'attaque 13 qui communique par l'intermédiaire du maneton d'attaque 12 un mouvement oscillant à un arbre à cames 9. Cet arbre est horizontal et placé dans un plan perpendiculaire à l'axe du cylindre. Les cames 10 et 11 actionnent les leviers

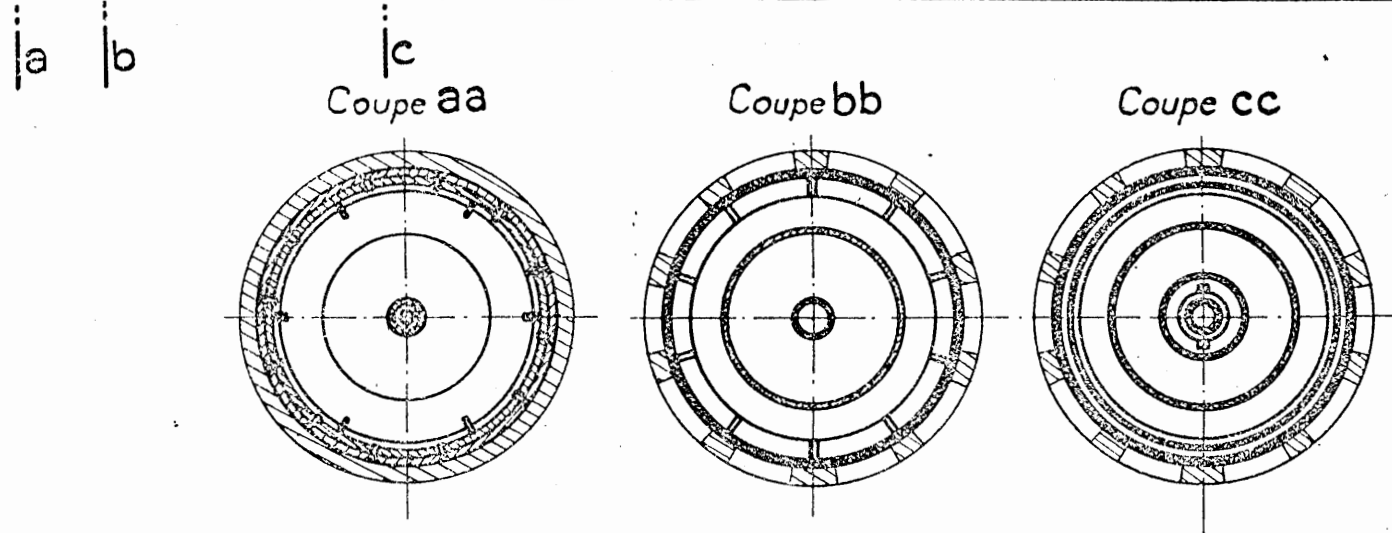
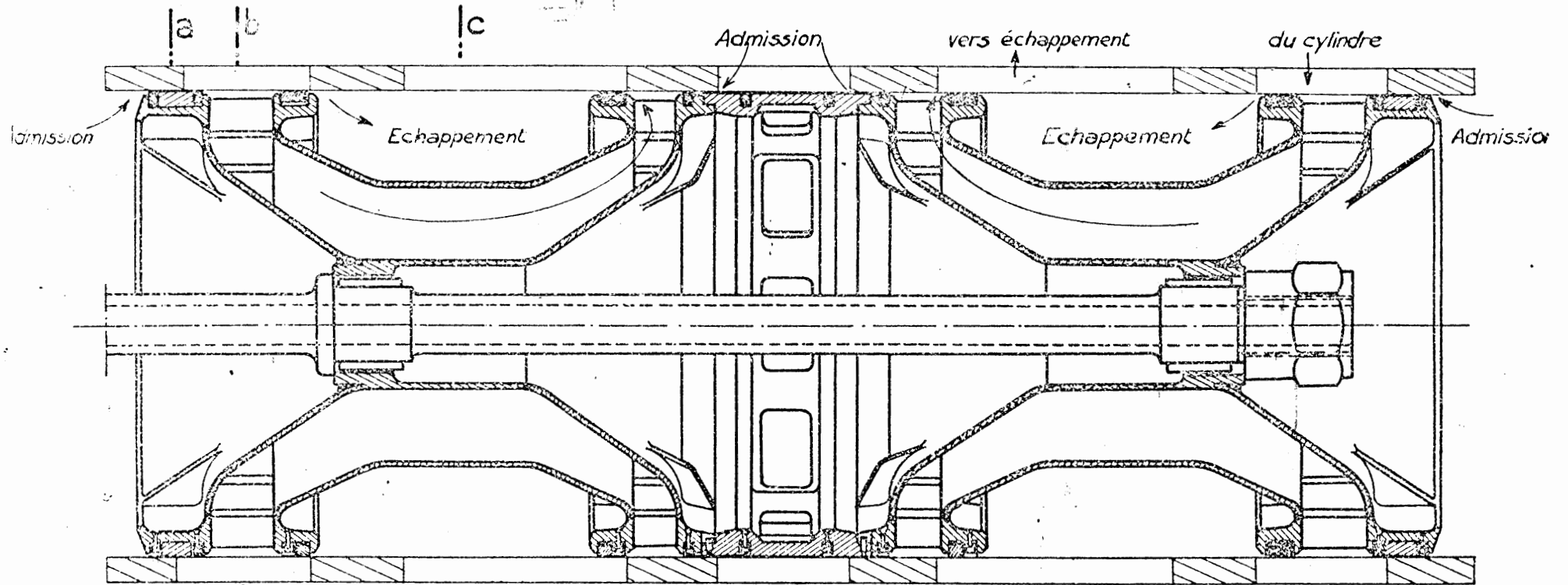


FIG. 151

intermédiaires 14 par leur partie centrale 16 qui porte un galet 15. Une des extrémités de ces leviers intermédiaires commande l'ouverture des soupapes, l'autre extrémité oscillant autour d'un axe solidaire d'un support fixe placé dans la boîte à cames. Ces culbuteurs tout en permettant une ouverture rapide des soupapes évitent les efforts de flexion qui seraient imposés à leurs tiges si celles-ci étaient attaquées directement. La fermeture des soupapes s'opère sous l'action de ressorts

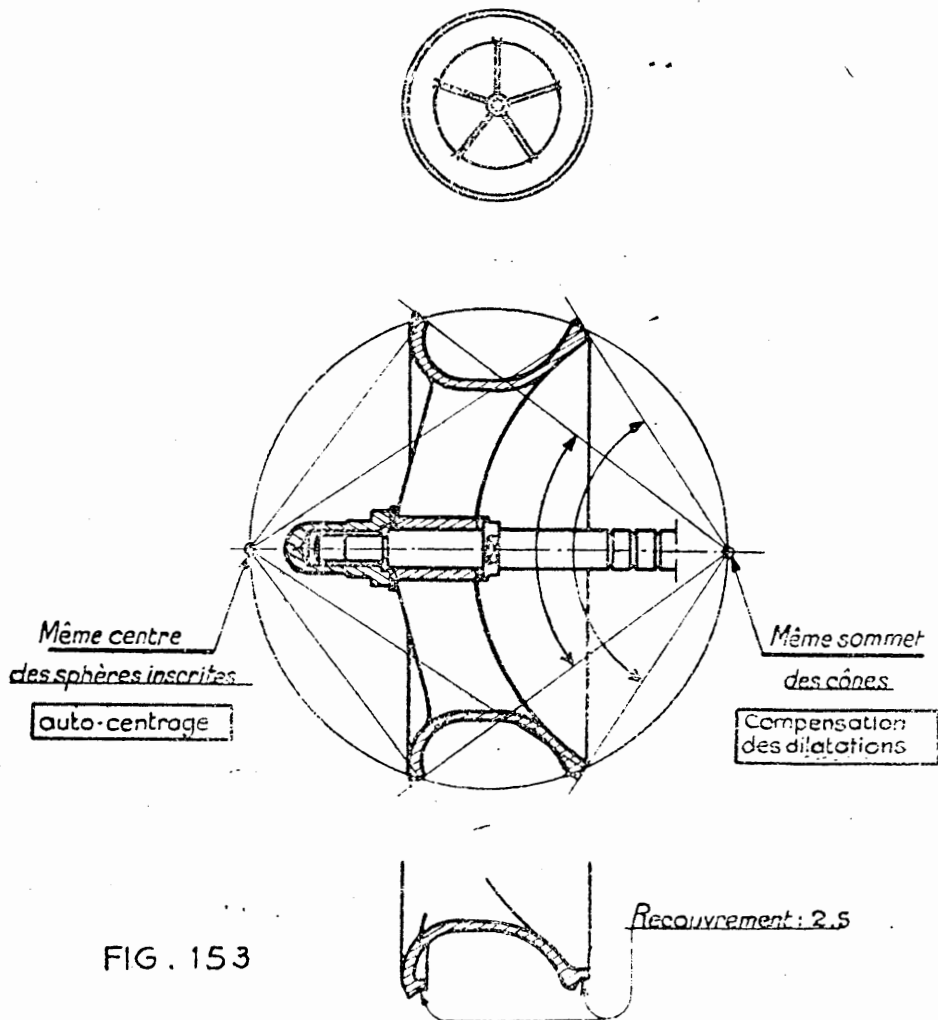


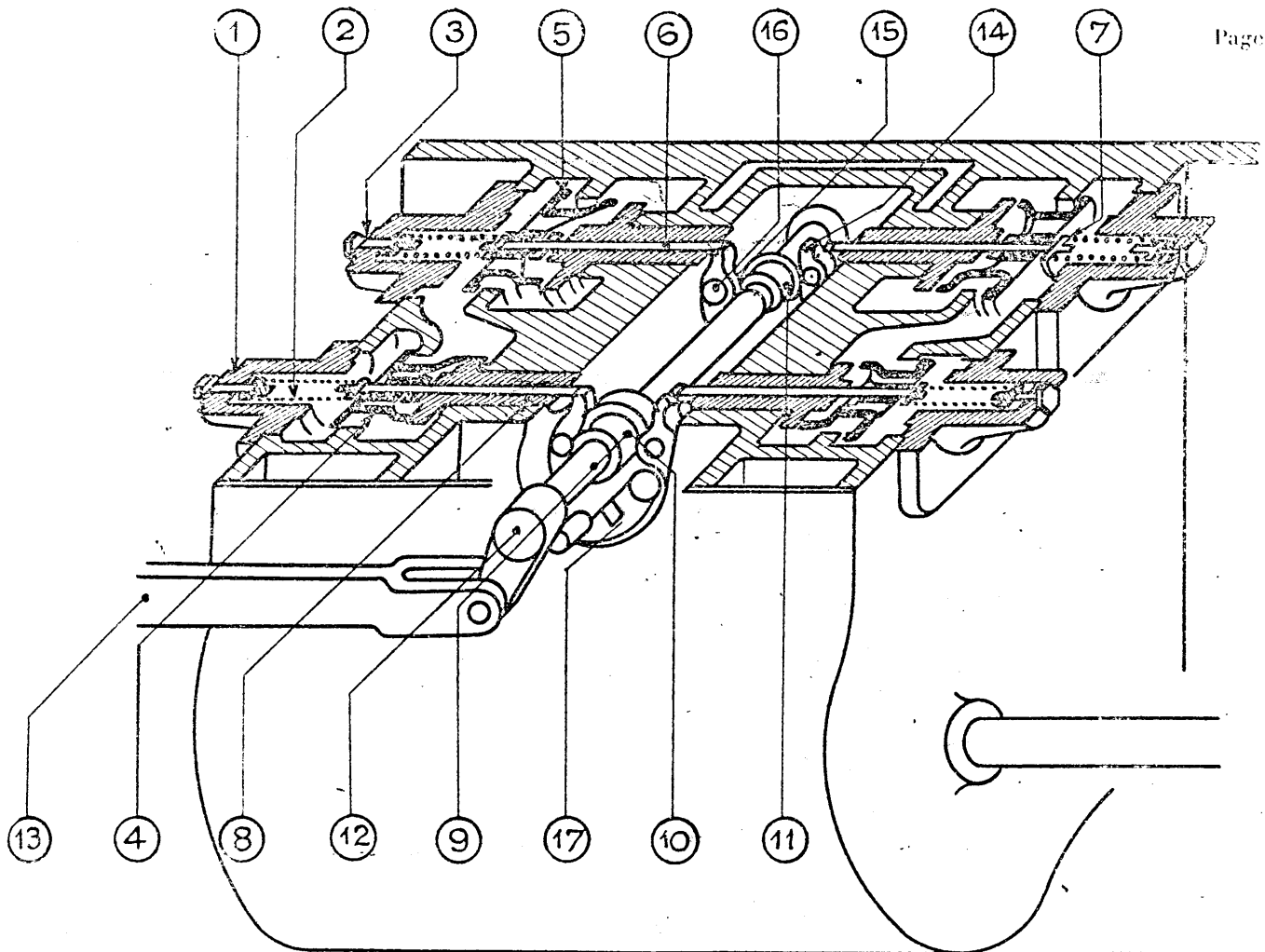
FIG. 153

en hélice 2. Les cames d'admission 10 et d'échappement 11 sont goupillées et clavetées sur l'arbre à cames à 180 degrés l'une de l'autre.

Les soupapes 4 et 5 sont du type à double siège à mouvement horizontal et sont placées au-dessus des cylindres.

a) La soupape.

Les soupapes sont décolletées dans un bloc d'acier spécial comportant de 20 à 25 % de nickel et 10 % de chrome donnant à la fois une charge de rupture et des allongements élevés ($R = 80 \text{ kg./mm}^2$, $A = 25 \%$).



Nomenclature des principales pièces

1	Couvercle de boîte à soupape	9	Arbre à cames
2	Bressort de soupape	10	Came d'admission
3	Vis de réglage des ressorts	11	Came d'échappement
4	Soupape d'admission	12	Maneton d'attaque de l'arbre à cames
5	Soupape d'échappement	13	Bielle d'attaque
6	Tige de soupape	14	Levier intermédiaire
7	Ecrou de tige de soupape	15	Galet
8	Gaine de guidage (formant l'un des sièges de la soupape)	16	Axe de galet
		17	Support berceau

FIG. 152

Ses caractéristiques sont les suivantes :

— Elles sont à double siège pour réduire dans la plus grande mesure l'effort nécessaire pour les soulever de leur siège, mais elles ne sont pas complètement équilibrées : elles restent autoclaves de façon que si un ressort se rompt la pression de la vapeur tend à les refermer ce qui permet de

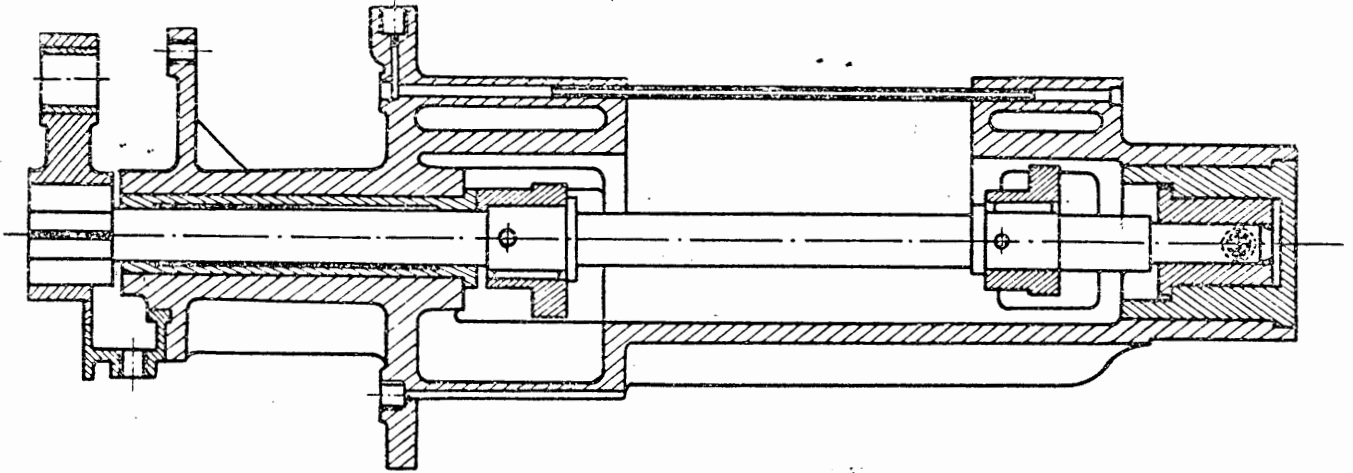
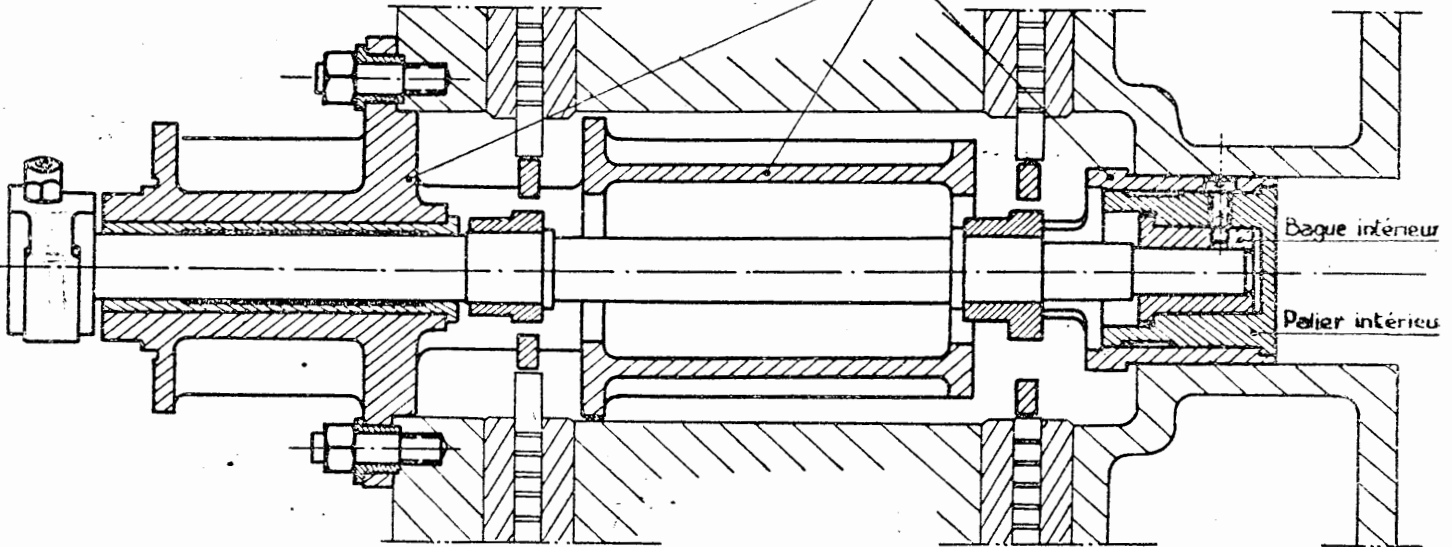


FIG. 155

Support - berceau



continuer la marche. Remarquons aussi qu'avec des soupapes équilibrées, donc à sièges de diamètres égaux leur mise en place nécessiterait la mise en œuvre d'artifices compliqués de fabrication.

— Elles sont très légères afin d'obtenir des forces d'inertie faibles et permettre des vitesses de levée rapides. Il suffit de les lever du huitième de leur diamètre environ soit 30 m/m, pour obtenir la section de passage voulue.

— Les portées étaient à l'origine planes et perpendiculaires à l'axe de la tige de soupape. Or, sous l'influence d'échauffements inégaux, la distance entre sièges du cylindre et portées de la

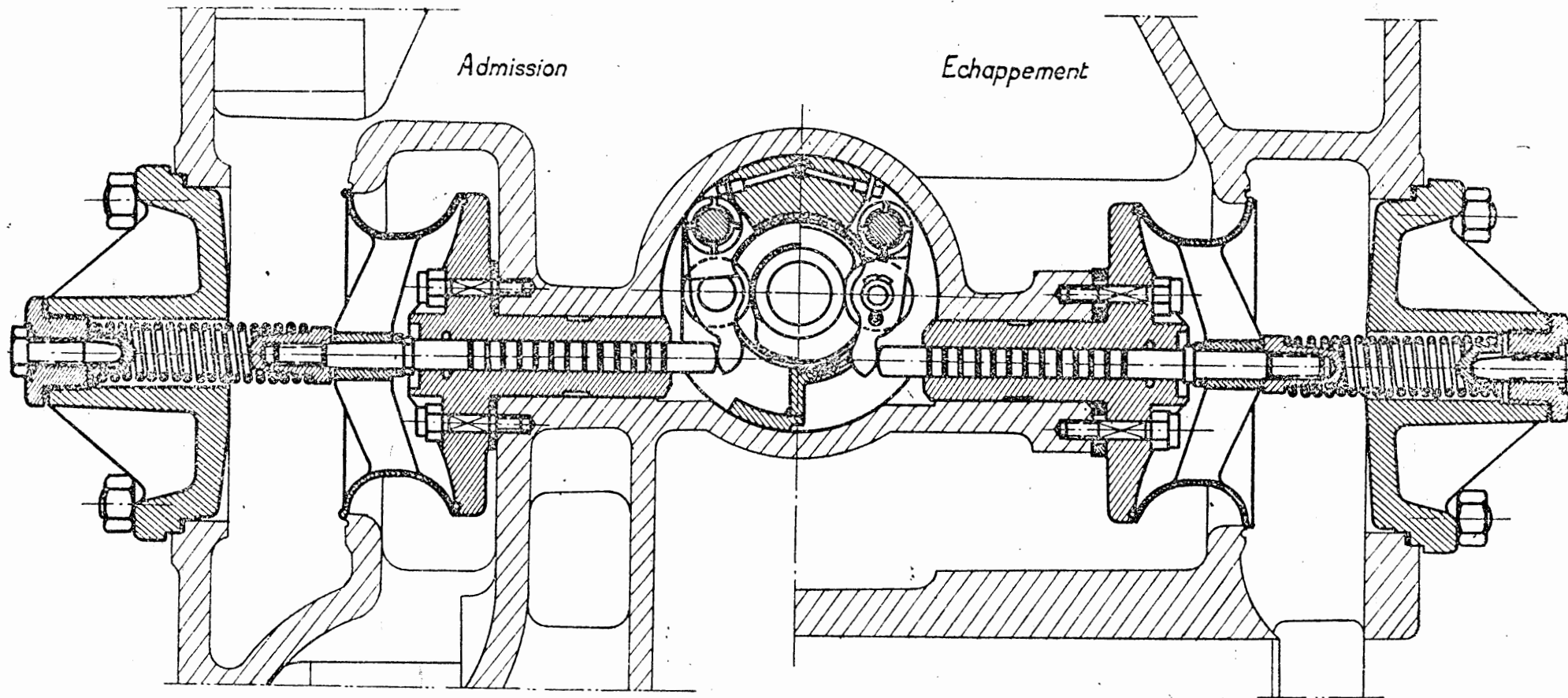


FIG. 154

soupape ainsi que les diamètres de ces sièges et portées ne restent pas identiques, d'autre part par suite du jeu de la tige dans son guide les portées rodées ne coïncident pas toujours exactement, d'où fuites dans les deux cas. Aujourd'hui, les portées sont coniques, ayant même sommet (1) (fig. 153). Il résulte de cette convergence un auto-centrage de la soupape et la compensation des dilatations.

Remarquons ici, que les soupapes d'admission sont souvent munies d'un rebord correspondant à un léger recouvrement. On arrive grâce à cet artifice à avoir une vitesse de début d'ouverture plus rapide que si cette dernière se produit à partir de la position de repos de la soupape (fig. 67 d et 153).

b) Description du mécanisme de distribution.

La figure 154 représente les demi-coupes du cylindre BP d'une machine Pacific suivant l'axe d'une soupape d'admission et d'une soupape d'échappement.

Les soupapes sont fixées sur des tiges dont le réglage de la longueur s'obtient par l'interposition de rondelles d'épaisseur. Ces tiges en acier nitruré, sont guidées sur une très grande longueur dans des gaines en fonte au nickel emmanchées à force dans le cylindre; les usures sont ainsi pratiquement nulles et l'étanchéité, complétée d'ailleurs par des cannelures transversales, presque absolue.

Les ressorts de soupapes, dont la force est calculée pour que le galet suive toujours le profil de la came (ce qui supprime tout risque de matage par suite de chocs) sont maintenus par des couvercles facilement démontables; ceux-ci étant enlevés, les soupapes peuvent être sorties à la main.

La figure 155 représente la coupe de la boîte à cames. Elle comporte un berceau-support en tôle d'acier qui s'emmanche par ses portées cylindriques dans le cylindre. Ce berceau sert de palier à l'arbre à cames par l'intermédiaire de bagues en bronze et acier D. Les culbuteurs sont suspendus par leur axe supérieur à des membrures du berceau. Ils sont graissés par une distribution d'huile sous pression; la boîte à came étanche sert de réservoir à l'huile débitée. Cette disposition de boîte à cames permet de sortir d'un seul bloc par le côté de chaque cylindre toutes les pièces qu'elle contient.

2° Profil des Cames.

a) Tracé.

La came doit actionner la soupape de manière :

— à produire l'admission à un instant donné, l'ouverture maximum se faisant dans le temps le plus court possible compatible avec la résistance des organes.

— à conserver cette ouverture pendant une rotation déterminée de la came.

— à fermer l'admission le plus rapidement possible.

Son profil est donc formé de deux arcs de cercle de diamètres différents raccordés entre eux par une courbe.

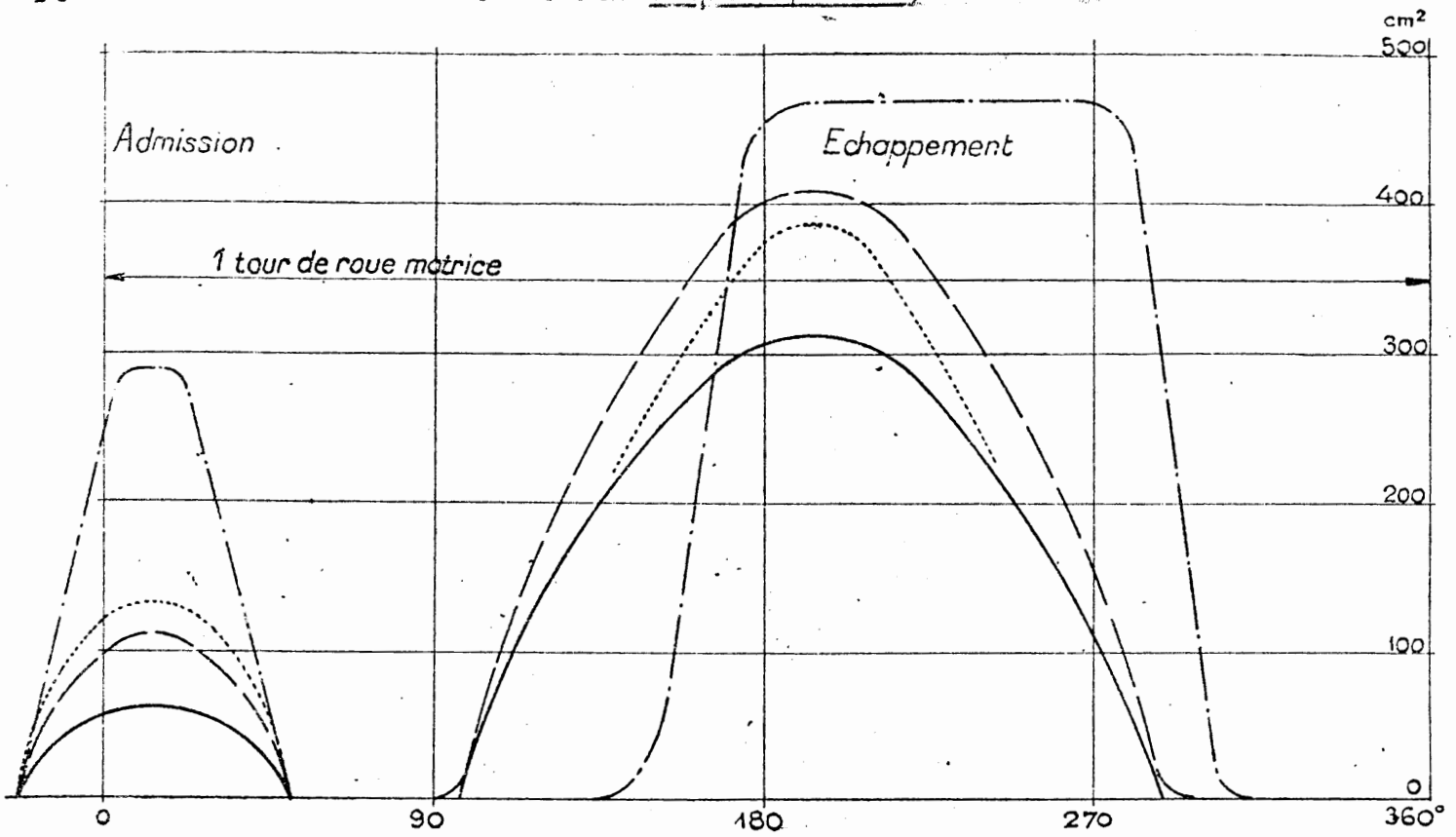
Le fonctionnement de la soupape est d'autant meilleur que la vitesse au moment où la soupape repose sur son siège est réduite; on a donc intérêt à donner à celle-ci un mouvement uniformément accéléré dans la première partie de sa course et uniformément retardé dans la deuxième. En se rapprochant de ces données, on trace les profils de raccordement.

b) Diagramme des surfaces de passage offertes.

La figure 156 donne pour deux crans usuels les courbes représentatives des aires de passage offertes à la vapeur tant à l'admission qu'à l'échappement en fonction des angles de rotation de

(1) le demi-angle au sommet doit être supérieur à 30° pour éviter le collicement,

I. Cran 20 (utilisé couramment en simple expansion)



II. Cran 50 (utilisé couramment en compound)

Légende

- D^{on} Walschaerts classique
- - - " " a course allongée de 75%
- · - D^{on} à soupapes (carnes rotatives)
- · · " " (carnes oscillantes)

Nota - Les seules sections géométriques maximum ne suffisent pas pour comparer utilement diverses distributions. Il est en effet nécessaire de tenir compte des rapidités d'ouverture et des coefficients de débit des orifices qui ont approximativement pour valeur relative :

- Soupape à double siège = 1
- Tiroir cylindrique ancien type = 0,65
- Tiroir cylindrique nouveau type = 0,8

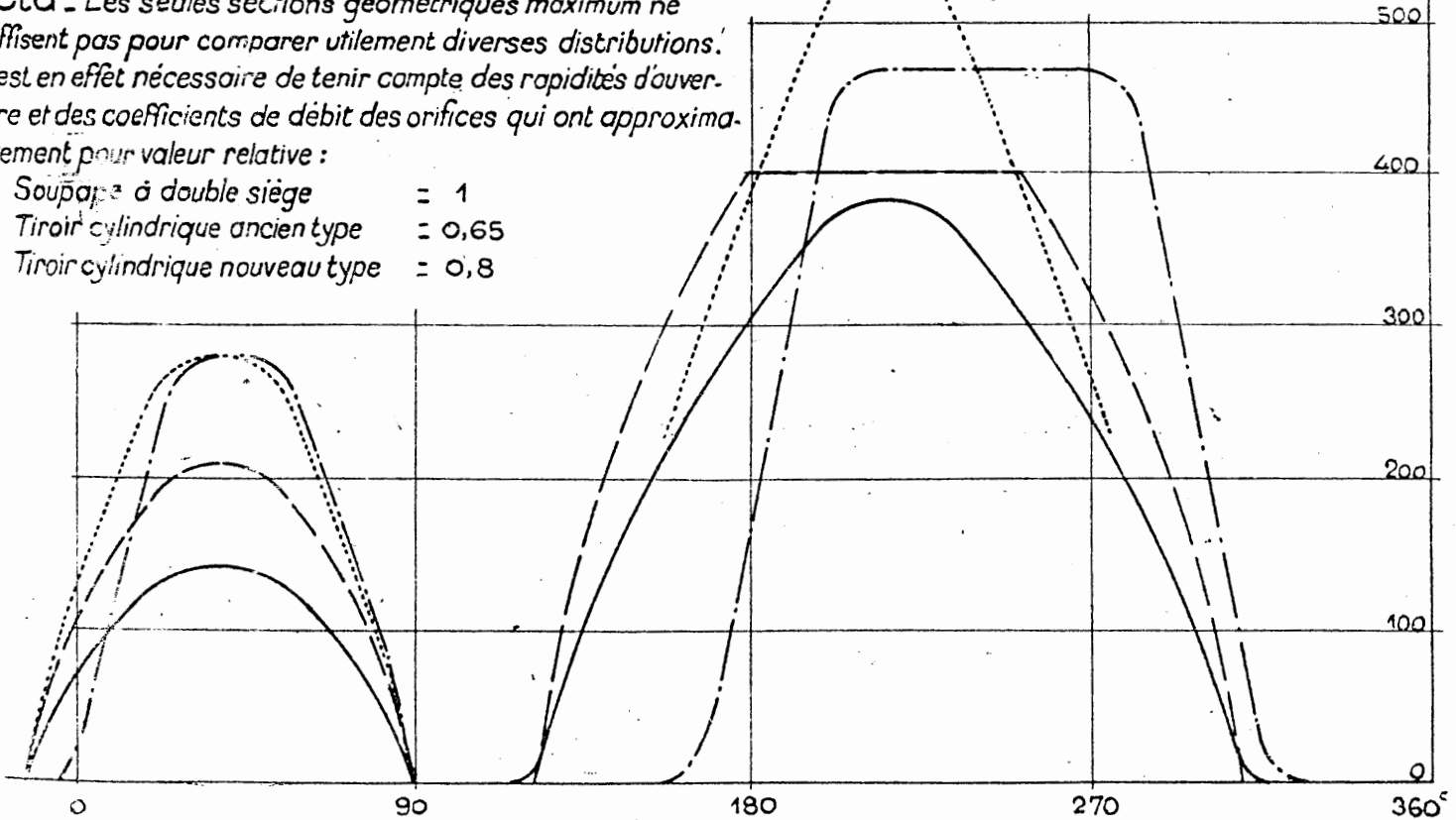


FIG. 156

la manivelle motrice. Les deux courbes relatives aux distributeurs type classique et type à course allongée, commandés par coulisse Walchaerts, ont obligatoirement l'allure sinusoïdale (voir § A. 2° b et fig. 67 a et b). Pour un mécanisme donné les courbes d'un faisceau correspondantes à plusieurs crans sont liées et déterminées et l'on s'aperçoit (fig. 157 et 138) que les sections de passage maxima sont croissantes avec le cran. L'utilisation de soupapes commandées par cames (oscillantes ou rotatives) permet au contraire, grâce à la faible amplitude de rotation de l'arbre à cames suffisante pour obtenir leur levée normale, d'atteindre les sections de passage maxima dès les faibles crans (fig. 157 et 67 d et e). Toutefois, la commande Walchaerts (cames oscillantes) maintient inchangés les points auxquels commence ou se termine l'ouverture des soupapes alors que la distribution à phases indépendantes (cames rotatives) situe à volonté la position de ces points pour chaque

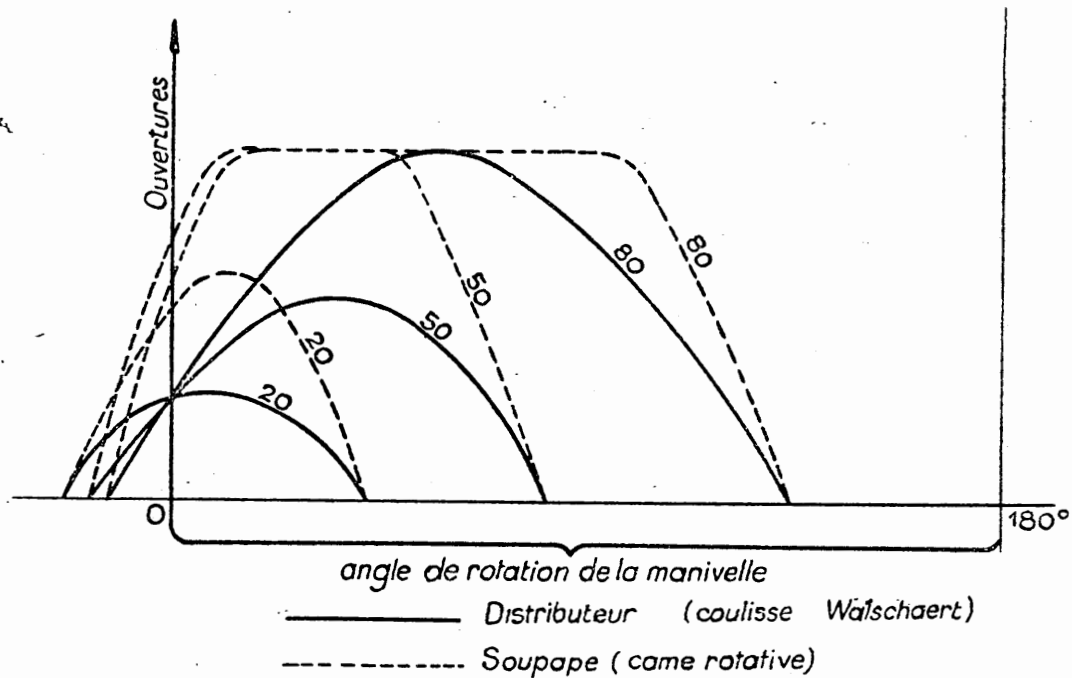


FIG. 157

cran (fig. 67 d et e). En résumé pour les faibles crans utilisés couramment en simple expansion, seules les soupapes des distributions à phases indépendantes permettent d'assurer les sections de passage convenables. Pour les crans plus allongés utilisés couramment en compound, tous les nouveaux distributeurs présentés peuvent donner des résultats du même ordre de grandeur.

Observations. — 1° En ce qui concerne l'ouverture des orifices d'échappement en simple expansion, il convient de veiller à ce qu'elle ne soit pas trop rapide de façon à éviter de provoquer des coups d'échappement trop violents arrachant le feu, ce défaut se rencontrant précisément sur les premières distributions à cames rotatives Dabeg. Pour remédier au même défaut dans le cas de la distribution à course allongée on peut utiliser les lumières spéciales (fig. 158) qui permettent de laminer au début de l'ouverture tout en assurant une section de passage moyenne suffisante.

2° La figure 159 donne un aperçu des conditions dans lesquelles il y a laminage de la vapeur par l'orifice d'une soupape d'admission. On a tracé la courbe de débit A de cette soupape en fonction du déplacement du piston en % de la course et en adoptant une vitesse moyenne de passage de la vapeur (80 sec. par exemple). Cette vitesse est constante quelle que soit la vitesse de la machine ou du piston. Cette courbe de débit est identique, à une échelle différente, à celle des levées, toujours

en fonction du déplacement du piston, lorsque le coefficient de débit est égal à 1. Rappelons que, dans ce cas, le débit est proportionnel à la section géométrique des lumières, que ce coefficient égal sensiblement à 1 pour une soupape à double siège est égal à 0,8 pour un distributeur cylindrique nouveau type, 0,65 pour un distributeur ancien type et que le coefficient de débit d'un orifice dépend de sa forme, de son ouverture et de la disposition des canaux tant à l'amont qu'à l'aval. On a porté en outre, sur le même graphique, les volumes instantanés engendrés par le piston moteur (courbes B). Ces courbes sont identiques, à une échelle différente, à celle de la vitesse linéaire du piston.

Dans ces conditions, pour éviter tout laminage ou étranglement la courbe A doit être extérieure à la courbe correspondante B. L'abscisse du point d'intersection des deux courbes représente pour chaque admission et pour chaque vitesse, la position du piston au-delà de laquelle il y a laminage de la vapeur par la soupape. Au cran 40 par exemple, on a à 100 km/h 20 % de la course du piston ou 50 % de l'admission totale sans laminage et à 70 km/h 25 % de la course du piston ou 60 % de l'admission totale sans laminage.

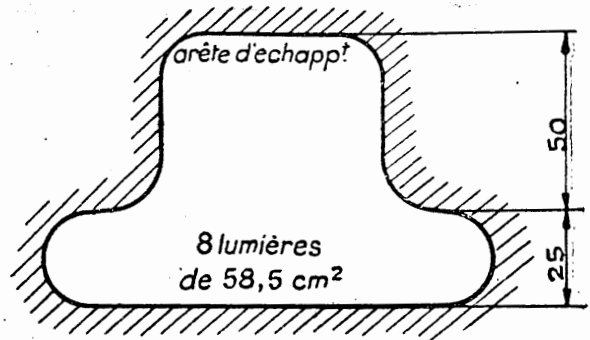


FIG. 158

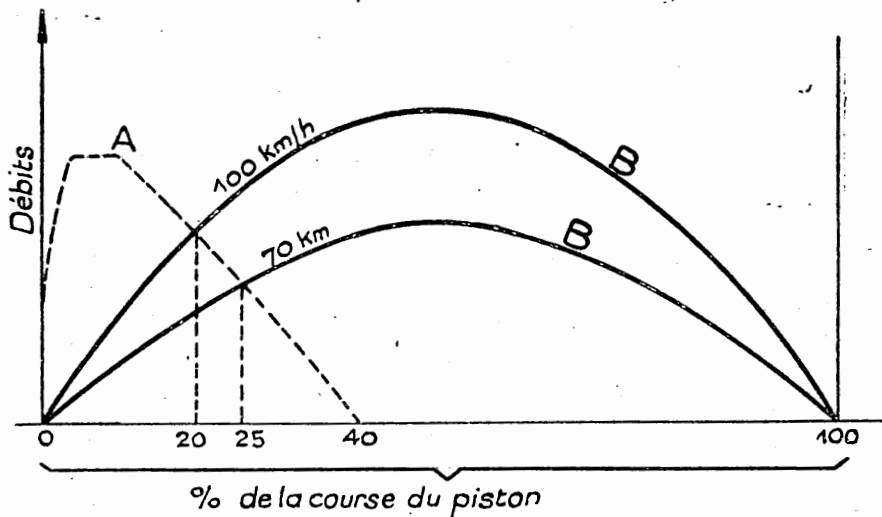


FIG. 159

c) Rapidité d'ouvertures des soupapes et accélérations.

Les seules sections géométriques et les coefficients de débit des orifices ne suffisent pas pour comparer utilement les divers types de distributeurs. Il faut tenir compte aussi de la rapidité d'ouverture. De la courbe des espaces ou levées de la soupape en fonction de l'angle de rotation de la manivelle motrice, c'est-à-dire en fonction du temps (fig. 157, 156, 67 d et e) on peut déduire, gra-

phiquement ou mathématiquement, la courbe des vitesses, puis celle des accélérations. Il est toutefois évident que plus les extrémités de la courbe des espaces se rapprochent de la verticale (l'allure des courbes n'est plus en effet obligatoirement sinusoïdale comme dans le cas de tiroirs frottants commandés par coulisses Walchaerts) plus la vitesse de levée est rapide.

Considérons une soupape d'admission de 240 m/m de diamètre donnant une section de passage de 420 cm². La levée correspondante est de 28 m/m. Cette opération est effectuée pour le cran 30 par exemple en un temps de 0,015 sec. relevé sur l'épure sinusoïdale et en tenant compte de la vitesse. L'opération de levée de la soupape comprend deux phases :

- levée en mouvement accéléré ;
- levée en mouvement retardé jusqu'à ouverture complète.

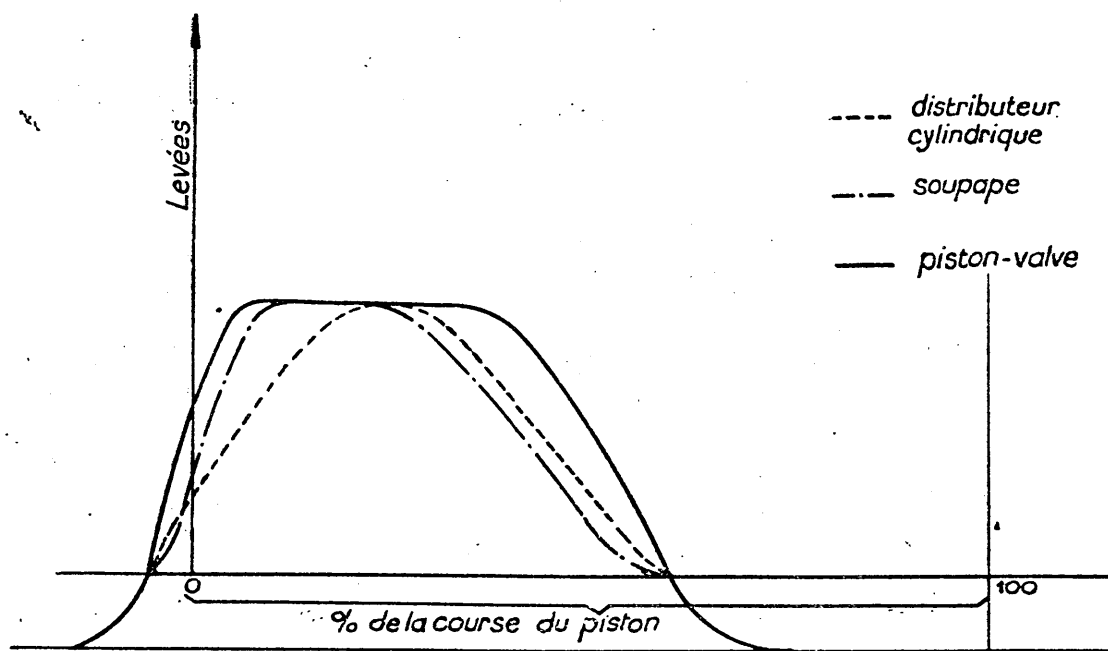


FIG. 160

Pour la première période qui doit se limiter à 14 m/m, c'est-à-dire à la moitié de la levée totale, si l'on veut disposer d'une course suffisante pour accomplir la deuxième période dans les mêmes conditions satisfaisantes, on adoptera un mouvement uniformément accéléré qui a l'avantage de réduire au minimum les efforts sur les organes de commande (1). Pour effectuer une levée de

14 m/m en un temps de $\frac{0,015}{2}$ sec. il faut imprimer une accélération constante égale à :

$$\frac{4 \times 2 \times 0,014}{0,015^2} = 500 \text{ m/sec/sec.}$$

Or le poids de l'équipage mobile de la soupape (soupape, tige, moitié du ressort) est de 4 kg. environ. L'effort d'inertie à vaincre est donc égal à 200 kg. A la fin de la première phase d'ouverture le poussoir de la soupape doit exercer sur la tige une poussée égale à cette force d'inertie augmentée d'une valeur au moins égale correspondant à l'effort du ressort de rappel à ce moment, soit au

(1) Le calcul montre que le tracé de la came devrait être tel que le centre du galet décrivit une sinusoïde lorsque le rappel se fait par un ressort dont la tension s'accroît au fur et à mesure que la soupape se lève.

de l'avance à l'échappement que le tableau réalisé des phases de la distribution avait encore accru à cran égal l'importance relative de cette phase en prévision de l'utilisation normale de la machine à grande vitesse et pour de grandes puissances (comparer le tableau *figure 161* avec celui *figure 65*). L'avance à l'admission était également exagérée :

En vue d'améliorer le rendement des Pacific DD non utilisées couramment à des trains très rapides et très durs, le profil des cames a été modifié sur un certain nombre des machines. D'une part, les phases ont été améliorées grâce à l'augmentation du recouvrement à l'admission et à la diminution du recouvrement à l'échappement (comparer les profils des cames des *figures 162* et *161*). Signalons en passant qu'une variation de 2° du recouvrement à l'admission est susceptible de faire varier dans un sens ou dans l'autre de 5 à 10 %, la consommation de vapeur, d'où la nécessité de faire le réglage des cames à 1° près. D'autre part, les profils des cames ont été réétudiés en faisant varier le rayon de la rampe et celui du raccordement de la rampe avec le profil maximum.

Cette note montre l'importance de la connaissance des conditions optima de marche de chaque type de locomotive, du choix de ce type en fonction de la catégorie de trains à assurer et qu'il n'est pas indifférent d'utiliser une locomotive à tous les trains suivant que la puissance à développer s'écarte ou se rapproche trop de la puissance maximum.

3° Avantages et inconvénients secondaires des distributeurs à soupapes.

Sans tenir compte du principe même de la distribution qui met en œuvre les soupapes, nous avons exposé au § 2° précédent, les deux principaux avantages des soupapes quant à la rapidité d'ouverture, aux sections de passage (accrues aux faibles crans), aux coefficients de débit (meilleure orientation du jet de vapeur et suppression des barettes obstruant en partie les lumières), et quant aux forces d'inertie diminuées (d'où moindre usure des pièces d'articulation et dérèglages moins accentués en service).

a) Étanchéité.

Les tiroirs plans et les distributeurs cylindriques ont leur étanchéité assurée par un joint glissant ; il en résulte en dépit du graissage une certaine usure des parties frottantes ; malgré cela, les interventions en service sont rares et l'étanchéité reste généralement bonne entre deux révisions périodiques (30.000 km. environ).

Les soupapes ont leur étanchéité assurée par une portée sur un siège fixe. Du fait que le siège est double, elles ne peuvent être absolument étanches puisque le rodage est fait à froid et qu'elles se déforment plus ou moins au contact de la vapeur surchauffée. On a signalé l'utilité de donner aux sièges des inclinaisons différentes convergentes pour l'auto-centrage et pour que la dilatation ne modifie pas les portées (1).

Nous signalerons à titre documentaire un essai d'amélioration de l'étanchéité de la soupape réalisé sur le 231-523 (distribution à simple expansion Renaud-Marty) (*fig. 163*).

L'étanchéité est due :

— au fait que les sièges d'appui de la soupape appartiennent à un ensemble lanterne-bague soustrait à l'influence des dilatations et des déformations du bloc-cylindre, grâce à son emmanchement avec jeu de 0,5 m/m qui lui permet en outre de se dilater lui-même sans entrave (joints en amiante moulée). Sa forme est aussi très rigide.

— à la forme entièrement circulaire dite en « tulipe » (sans ailettes) de la soupape qui s'oppose à tout gauchissement.

— à la robustesse plus grande de la soupape qui, à poids égal, peut avoir un diamètre égal aux trois-quarts de celui d'une soupape à ailettes. En effet, alors que la section de passage de cette dernière est limitée à une valeur égale aux 9/10^e environ de sa section propre, celle de la soupape en tulipe est égale à 1,5 fois environ sa section propre ;

— au choix convenable des matériaux employés et des inclinaisons des sièges.

(1) La soupape classique s'est révélée insuffisamment étanche pour l'application aux machines à simple expansion. Elle peut cependant s'appliquer si elle subit des modifications permettant d'améliorer son étanchéité (voir § suivant). Il se peut même qu'elle soit seule utilisée si les surchauffes devenaient plus élevées, car le graissage de sa tige à l'abri de la vapeur est plus facile à réaliser que celui d'un tiroir.

b) **Graissage.**

Les soupapes permettent des surchauffes élevées auxquelles les distributeurs présentent des difficultés de graissage. Toutefois, le graissage du guide des tiges de soupapes est très délicat, il donne lieu parfois à des usures anormales ou même à des grippages pouvant occasionner des ruptures.

c) **Canaux et espaces morts.**

L'emploi de soupapes séparées pour l'admission et l'échappement permet de réduire le volume

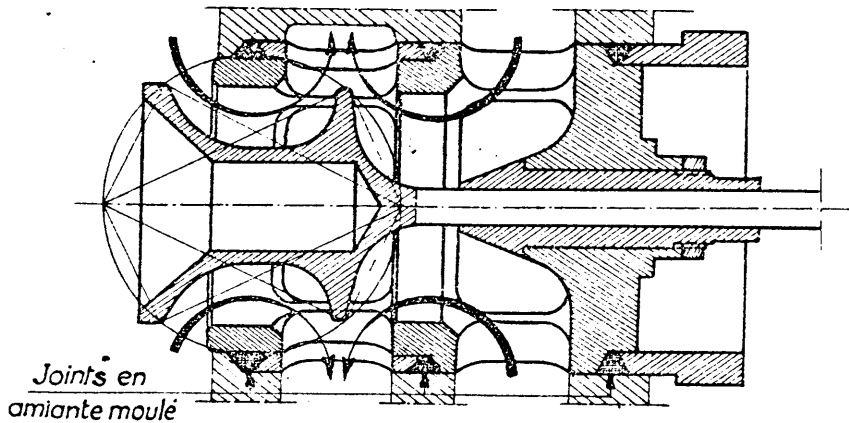


FIG. 163

des espaces morts, les pertes de chaleur par rayonnement qu'ils occasionnent, enfin les échanges de chaleur avec les parois, grâce à la séparation des conduits. Au point de vue thermodynamique, on a dans les locomotives à simple expansion le plus grand intérêt à réduire le volume des espaces morts. Cela permet avec une phase de compression plus réduite d'obtenir au moment de l'ouverture de l'admission anticipée une pression suffisante. Le faible diamètre des soupapes en tulipe permet de réduire encore les espaces morts, mais par contre, les canaux d'alimentation sont un peu plus compliqués que dans le cas de soupapes à ailettes.

d) **Marche à régulateur fermé.**

Elle se fait facilement sans qu'il soit nécessaire d'installer des by-pass, grâce à des dispositifs levant automatiquement les soupapes d'admission de leurs sièges; une communication de très large section est ainsi établie sans augmenter davantage les espaces morts.

ETUDE DES PHASES

1°-Examinons ce qui se passe sur une face du piston, face AR par exemple, la machine étant en mouvement.

Plaçons le changement de marche au cran 5 par exemple.

Le piston va partir du fond de course AR, ira jusqu'au fond de course AV - course aller. Le volume derrière le piston grandira.

Du fond de course AV, il reviendra vers le fond de course AR - course retour. Le volume derrière le piston diminuera.

Repartons du fond de course AR (fig. 56).

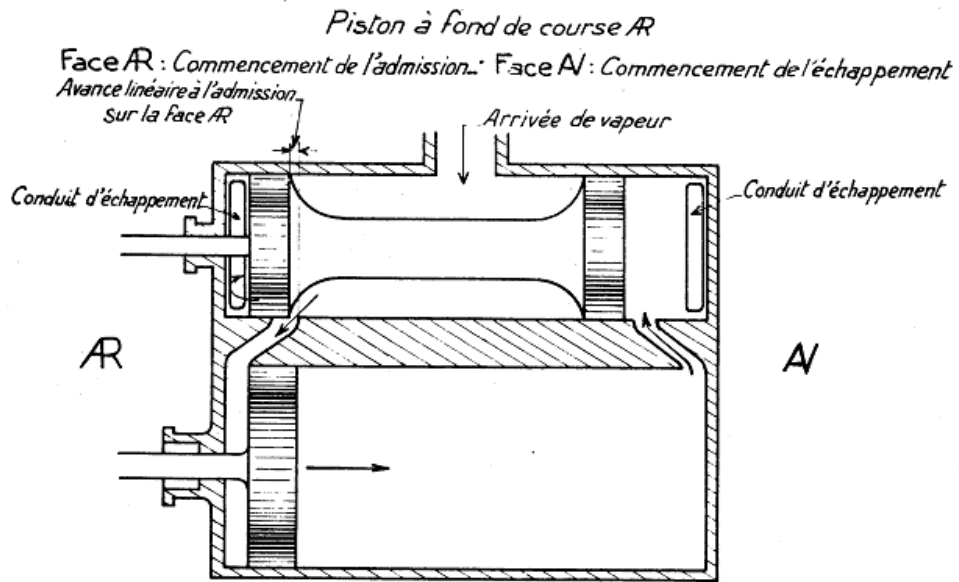


Fig. 56

La lère phase commence, la lumière est déjà ouverte, coté admission de l'avance linéaire. Elle restera ouverte pendant les 5/10 de la course du piston c'est-à-dire pour l'exemple choisi, jusqu'au milieu de la course (fig. 57).

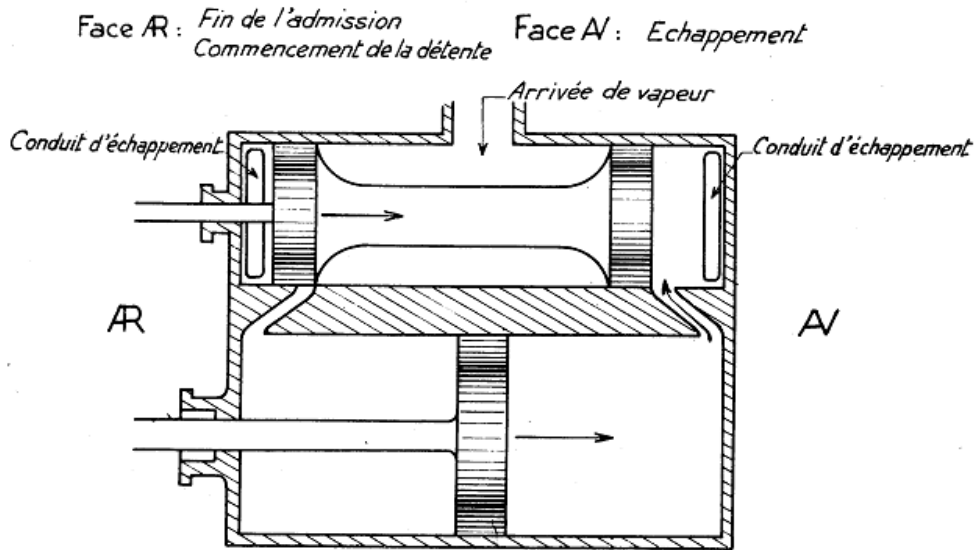


Fig. 57

Remarquons que l'ouverture n'a jamais été la même. Elle a été maximum et en fin de période, les arêtes admission du segment et de la lumière sont venues en contact, la 1ère phase est terminée.

Le piston continue sa course vers l'avant. La vapeur contenue dans le cylindre est emprisonnée, car la lumière est fermée par le tiroir grâce à l'excédent de cote que nous avons signalé plus haut. Comme le volume augmente derrière le piston, la vapeur se détend la pression diminue. Cela durera jusqu'à ce que l'arête du segment échappement soit en contact avec l'arête échappement de la lumière. La 2ème phase, détente, est terminée (fig, 58).

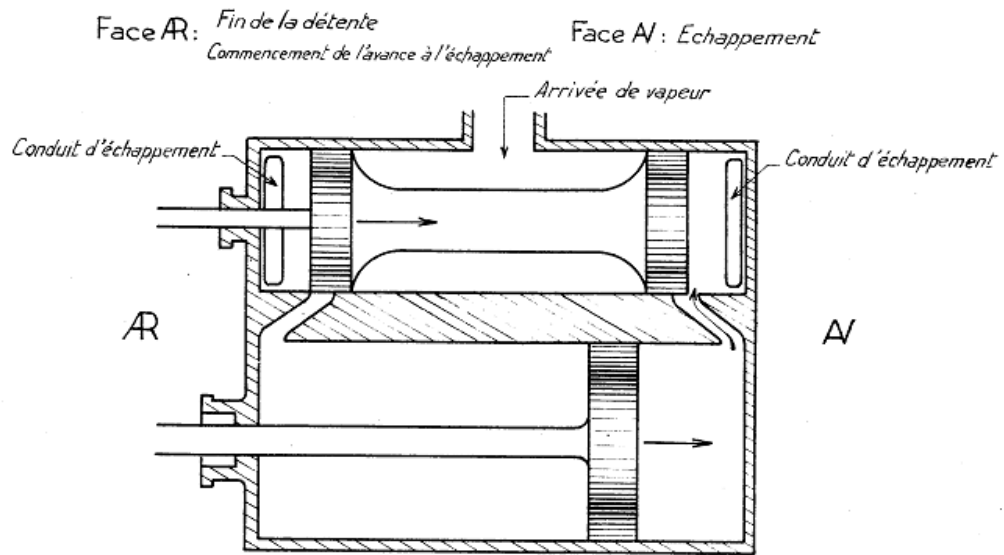


Fig. 58

Le piston n'est pas encore au fond de course AV, la lumière va être ouverte côté échappement. La 3ème phase commence, c'est l'échappement anticipé (fig. 59 et 60).

Face *AR* : Avance à l'échappement - Face *AV* : Fin de compression
Commencement de l'avance à l'admission

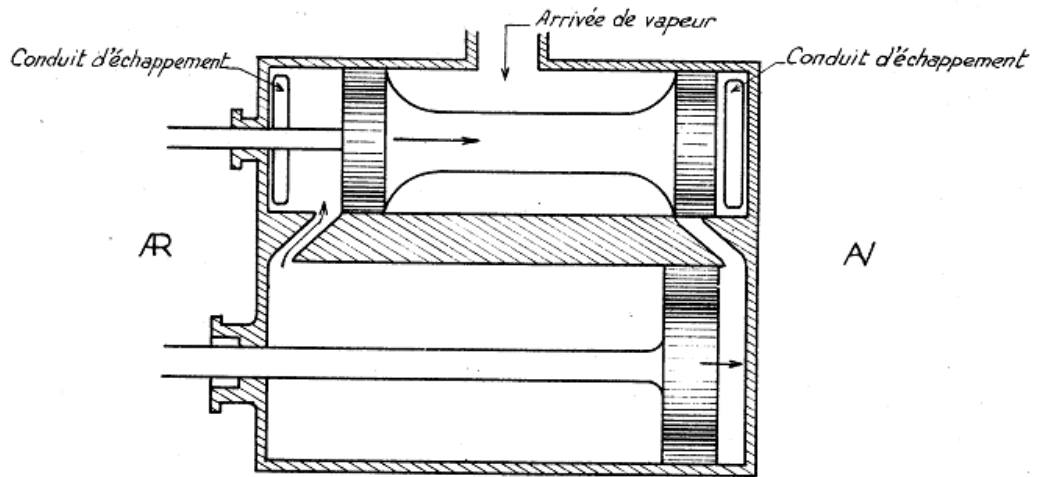


Fig. 60

Quand le piston sera au fond de course AV, cette 3ème phase sera terminée (fig. 61).

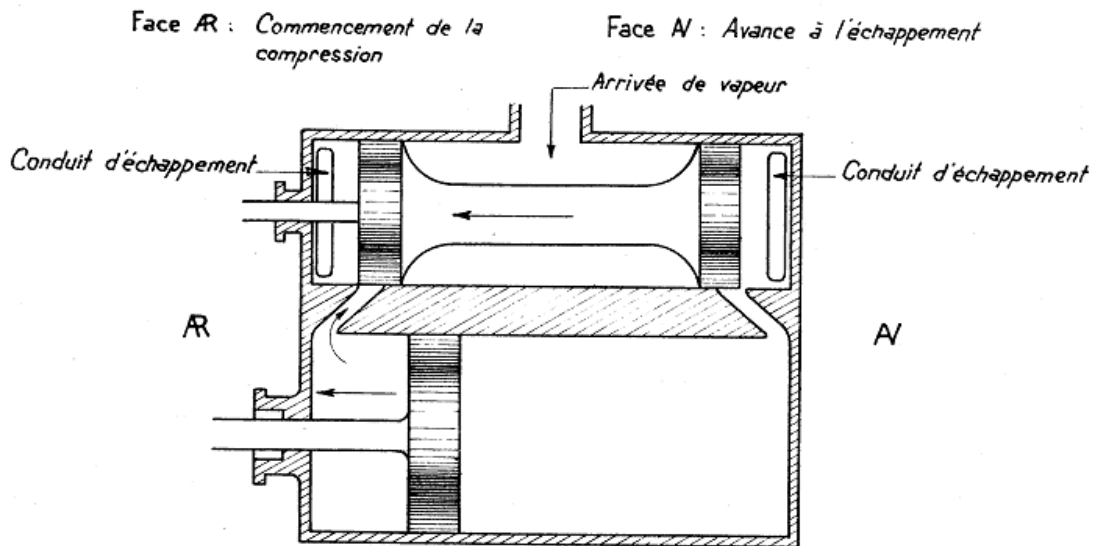


Fig. 62

Toujours grâce à l'excédent de cote vu plus haut, et comme le volume derrière le piston diminue, la phase compression commence. Elle durera jusqu'à ce que les arêtes admission du segment et de la lumière soient en contact. A ce moment, le piston sera très voisin du fond de course (point variable avec le cran de marche). La phase compression est terminée (fig. 63).

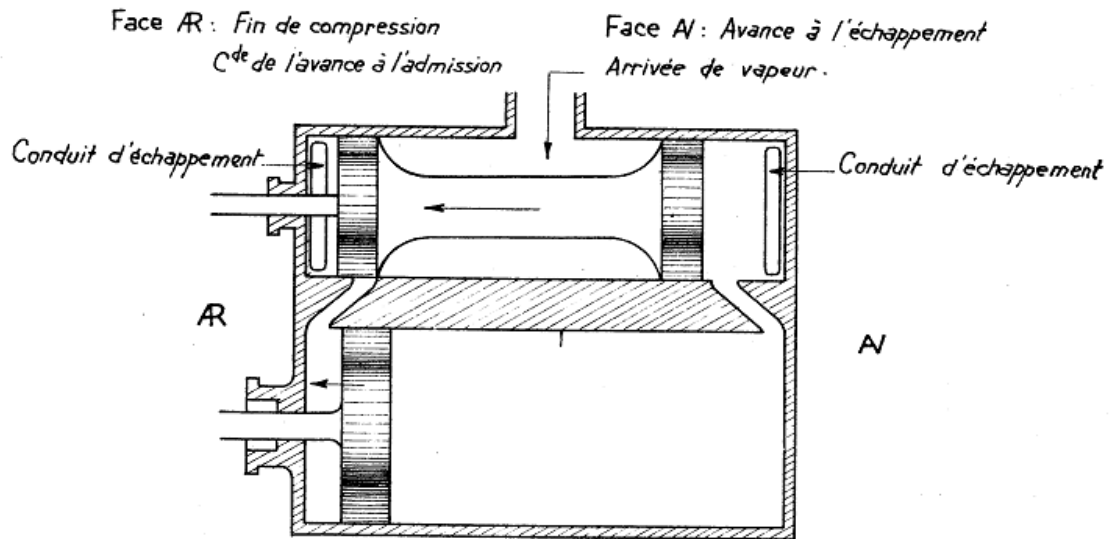


Fig. 63

Le piston n'est pas tout à fait au fond de course AR. La lumière côté admission n'est pas encore ouverte. La phase admission anticipée va commencer, c'est la plus courte. Elle durera jusqu'à ce que le piston soit au fond de course. A ce moment, le tiroir est ouvert de l'avance linéaire (fig. 56).

Nous sommes revenus au point de départ.

2°-Résumons les phases par le tableau suivant :

<u>Course aller :</u>	1- admission	Communication chaudière cylindre
Le volume derrière le piston augmente	2- détente	Pas de communication
	3- échappement anticipé	Communication cylindre échappement
<u>Course retour :</u>	4- échappement	Communication cylindre échappement
Le volume derrière le piston diminue	5- compression	Pas de communication
	6- admission anticipée	Communication chaudière cylindre