

UN NOUVEL EXEMPLE

DE

DISTRIBUTION A SOUPAPES A PHASES INDÉPENDANTES

par M. TOUVET,

Chef des Ateliers de locomotives de Bischheim,
aux Chemins de fer d'Alsace et de Lorraine.

A diverses reprises et notamment en 1907, 1928 et 1931, la Revue Générale a signalé des applications faites à l'étranger de distribution à soupapes (Lentz, Caprotti, Dabeg). En 1929, M. Nasse a décrit la distribution à soupapes type Renaud, alors en essai sur une locomotive des Chemins de fer de l'Etat. En 1931, M. Chapelon, décrivant les transformations multiples apportées à certaines machines P.O. dont une étude beaucoup plus complète a été publiée en 1935, a fait mention de l'emploi d'une distribution à soupapes type Lentz-Dabeg.

Enfin, plus récemment, et à quelques semaines d'intervalle, en 1933 ont paru :

1° Une étude où M. Cossart expose les raisons pour lesquelles, selon lui, le recours à la haute surchauffe (400° et plus) avantageux du point de vue thermodynamique, impose la substitution, à la distribution à tiroirs, de la distribution à soupapes ou pistons-valves et condamne en même temps, comme inutilement compliqué, le compoundage au profit de la simple expansion, tant du moins que la pression ne dépasse pas 20 Hpz ;

2° Une étude où M. Mestre préconise, lui aussi, l'emploi de la simple expansion dans une locomotive théorique ayant précisément les mêmes caractéristiques que celle de M. Cossart (20 Hpz et 400° de surchauffe), mais conserve la distribution à tiroirs cylindriques, au moins provisoirement et jusqu'à ce que des essais comparatifs aient pu être faits entre la distribution qu'il préconise et les distributions à soupapes.

Sans avoir à prendre parti entre les différentes tendances qui ont eu l'occasion de s'exprimer ici, nous croyons utile de faire précéder la description de la distribution Caprotti, récemment appliquée par le Réseau A. L. à deux de ses locomotives à grande vitesse, d'un exposé très sommaire et purement objectif des points acquis et de ceux qui demeurent encore contestés, sinon contestables. Tel est l'objet des consi-

dérations présentées ci-après par M. Léguille, chef-adjoint du Service des Études du Matériel et de la Traction de la Cie de l'Est.

Quelques considérations générales sur les distributions à soupapes.
 — Tout d'abord, au lieu de comparer, et même parfois d'opposer en bloc, les « distributions à soupapes » aux « distributions à tiroirs », il serait plus exact ou, si l'on préfère, plus complet de séparer clairement ce qui concerne le mouvement de commande de la distribution et ce qui concerne le mode d'obturation des conduits de vapeur ainsi que l'a fait notamment ressortir M. Cossart (1).

La distribution est à « phases indépendantes » ou à « phases liées » selon qu'on peut ou non agir sur les phases d'admission (avance à l'admission, admission et commencement de la détente) sans agir sur celles d'échappement (échappement anticipé, échappement et commencement de la compression) ou inversement, et cela quel que soit, au moins à priori, le dispositif adopté pour réaliser l'admission et l'échappement de la vapeur.

L'obturation est, ou peut être, théoriquement à tiroirs (tiroirs plans, tiroirs cylindriques, pistons-valves...) ou à soupapes avec l'une comme avec l'autre de ces distributions.

I. - Distribution à phases liées et distribution à phases indépendantes. — Considérons le diagramme théorique de la figure 1 et l'épure elliptique de la figure 2, sur lesquels sont représentées les phases successives de la course du piston moteur.

- a = admission
- b = détente
- c = échappement anticipé
- d = échappement
- e = compression
- f = admission anticipée ou contre-vapeur.

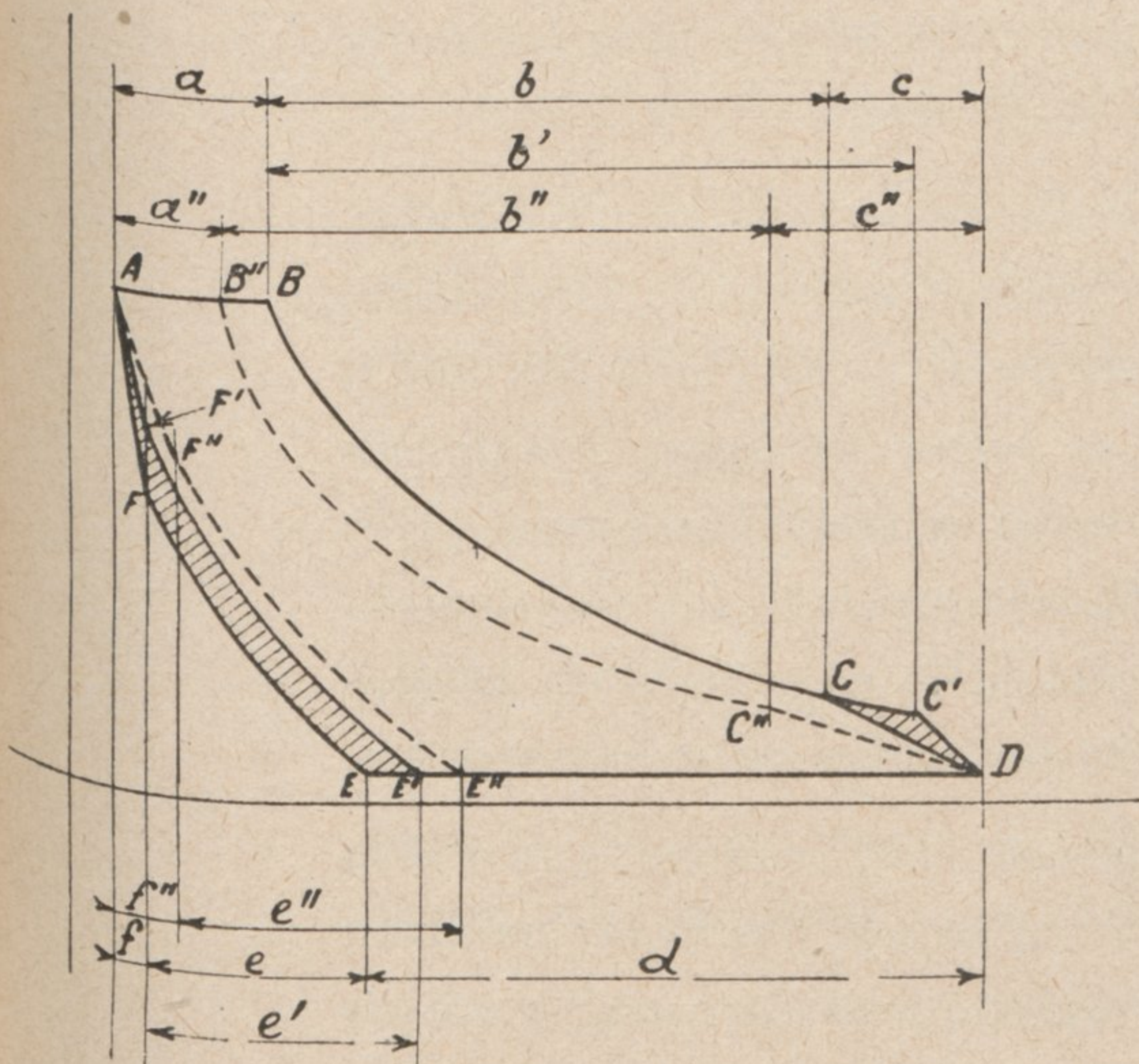


fig. 1.

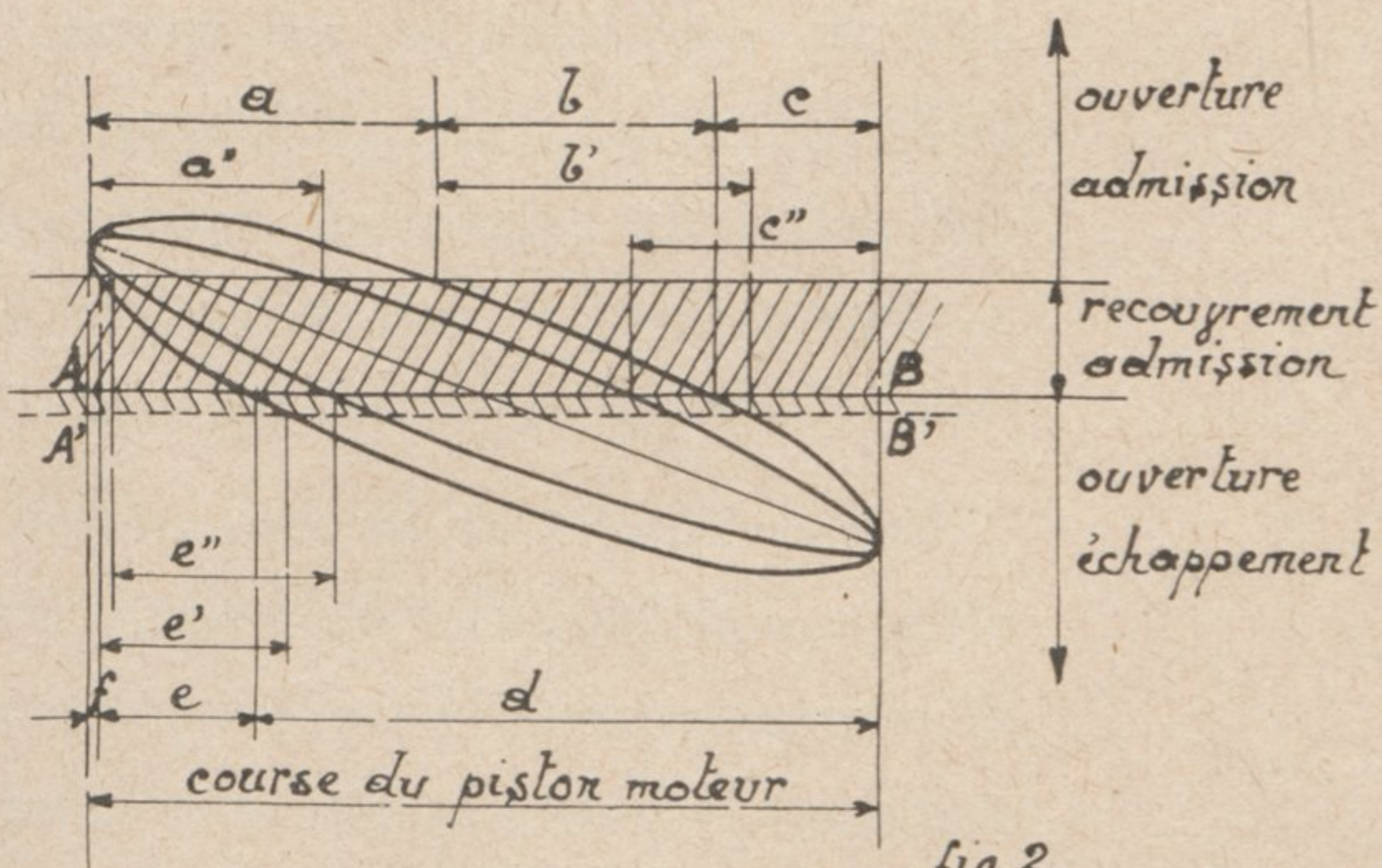


fig. 2.

(1) Revue Générale, N° de Février 1933, p. 150.

Pour un même poids de vapeur introduit dans le cylindre moteur à une pression déterminée, la puissance développée est, comme on sait, fonction de l'aire du diagramme de Watt — du diagramme réel bien entendu.

Dans les distributions à phases liées, l'épure elliptique montre que si, par un recouvrement à l'échappement BB' on réduit la longueur de l'échappement anticipé, la phase b (de détente) devient b' et corrélativement la phase e de compression devient e' : pour gagner sur le diagramme (Fig. 1) l'aire du triangle curviligne $CC'D$, on perd donc celle du quadrilatère curviligne $E'E'FF'$.

De même, lorsqu'on réduit l'admission de a à a'' , la phase de détente se déplace sur l'épure elliptique sans que sa longueur subisse une variation pratiquement sensible, mais l'échappement anticipé croît de c à c'' et la phase de compression augmente parallèlement de e à e'' .

Dans les distributions à phases indépendantes, au contraire, les phases d'admission (avance, admission) et les phases d'échappement (échappement anticipé, échappement) sont commandées par deux mécanismes différents qui peuvent être réglés séparément; on peut donc, du moins en théorie, avoir, quel que soit le degré d'admission, un échappement anticipé et une compression aussi faibles qu'on le désire.

La pratique est toutefois assez différente : dans les distributions liées, le choix des caractéristiques de liaison se fait naturellement pour que, dans les conditions usuelles de marche, la répartition des phases soit la plus avantageuse possible (tant au point de vue de la puissance qu'au point de vue de la dépense de vapeur par ch/h) et que, pour les autres admissions, la répartition soit encore acceptable.

Dans les distributions à phases indépendantes, on peut bien, à l'atelier, choisir à son gré et séparément, pour chaque admission, la meilleure compression et le meilleur échappement, mais ce choix une fois fait et afin de simplifier le mécanisme, on se borne, en ligne, à agir sur l'admission; les phases d'échappement restent en général les mêmes quelle que soit cette admission, autrement dit, comme dans les distributions à phases liées, la répartition la plus favorable est déterminée pour le cran d'admission usuel, les autres crans étant plus ou moins sacrifiés.

Les avantages de la distribution à phases indépendantes, quant à la plus grande souplesse du réglage à l'atelier n'en sont pas moins certains; il ne reste plus qu'à établir que cette souplesse peut être en effet utilisée soit pour accroître la puissance, soit pour améliorer le rendement. Seules des expériences méthodiquement conduites permettront de départager sur ce point les opinions et, à cet égard, la construction de locomotives

de même type et présentant les mêmes caractéristiques, sauf en ce qui concerne la distribution, serait tout à fait désirable pour permettre une comparaison scientifiquement exacte.

II — Soupapes et tiroirs considérés comme obturateurs. Avantages et inconvénients. — Nous devons maintenant comparer les deux systèmes d'obturation : tiroirs ou soupapes, sans tenir compte du principe même de la distribution qui les met en œuvre.

On entend par « tiroirs » les organes d'obturation dont l'étanchéité est assurée par un joint glissant — plan ou cylindrique — et par « soupapes » ceux dont l'étanchéité est assurée par une portée sur un siège fixe — simple ou double.

Les tiroirs plans frottent directement sur la table de boîte à vapeur et les tiroirs cylindriques comportent des segments qui frottent sur les chemises des boîtes à vapeur ; 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, ce qui correspond à un parcours moyen de 30.000 km. environ.

Pour équilibrer la pression de la vapeur, les soupapes sont, en général, à double siège et, de ce fait, elles ne peuvent pas être absolument étanches puisque le rodage est fait à froid et que, malgré toutes les précautions qui peuvent être prises, elles se déforment plus ou moins au contact de la vapeur à haute température. Des recherches sont actuellement en cours pour donner aux sièges des soupapes des inclinaisons différentes telles que la dilatation ne modifie pas les portées.

Dans les soupapes, le point faible est généralement le guide des tiges, dont le graissage est très délicat et qui donne lieu parfois à des usures anormales ou même à des grippages pouvant occasionner des ruptures.

L'inconvénient le plus grave des distributions à tiroirs est de mettre en jeu, du fait du poids relativement élevé des pièces en mouvement alternatif, des efforts d'inertie relativement très importants qui provoquent assez rapidement l'usure des pièces d'articulation (axes et bagues) du mouvement de distribution ; il en résulte un dérèglement général plus ou moins accentué des phases de la distribution.

Par contre, on est arrivé à faire des soupapes extrêmement légères, bien que de grand diamètre, ce qui a permis d'augmenter à la fois la levée et les accélérations à l'ouverture et à la fermeture, sans avoir des forces d'inertie excessives.

Cependant, dans le cas des distributions à soupapes commandées par des cames oscillantes, bien que les forces en jeu soient relativement peu importantes, on observe, comme pour les distributions à tiroirs, une usure, évidemment moins rapide mais appréciable néanmoins, des articulations du petit mouvement et, par suite, un certain dérèglement de la distribution.

A l'avantage des soupapes, un dispositif généralement très simple permet de maintenir les soupapes levées pour la marche à régulateur fermé et constitue un by-pass à très large section qu'il est difficile de réaliser avec les tiroirs cylindriques sans complication excessive (tiroir type Nicolai, par exemple).

Les tiroirs avec leurs recouvrements importants ont une ouverture plus franche au début que celle des soupapes, mais les sections de passage dans les soupapes sont, à égalité, de dimensions beaucoup mieux utilisées que celles des tiroirs du fait d'une meilleure orientation du jet de vapeur traversant les soupapes et, dans certains cas, du fait de la suppression totale des barrettes obstruant en partie les lumières.

On est arrivé, il est vrai, avec des tiroirs cylindriques de types récents (tiroirs doubles⁽¹⁾ et tiroirs à longue course) à améliorer considérablement la section de passage à l'ouverture maximum des tiroirs et à obtenir, sur ce point, des résultats supérieurs à ceux des distributions à soupapes.

Il n'en reste pas moins que ces distributions conservent en règle générale un avantage sur les tiroirs au point de vue du remplissage des cylindres et de la réduction des pertes par laminage, vraisemblablement à raison de la forme plus rationnelle des conduits de vapeur.

Pratiquement, on constate qu'on introduit sensiblement le même poids de vapeur dans les cylindres d'une machine à simple expansion avec n % d'admission si la distribution est à soupapes et $n + 5$ % si la distribution est à tiroirs à longue course (n étant compris entre 10 et 25 %).

De cette constatation résulte la nécessité absolue de pouvoir, avec les soupapes, marcher à une admission plus faible qu'avec les tiroirs, si l'on veut consommer les mêmes quantités de vapeur et par suite développer, toutes autres conditions étant censées égales, la même puissance utile. L'avantage, que présentent sur ce point les soupapes, est donc aussi une obligation.

(1) Type Willoteaux ou type Est.

Les partisans du tiroir assurent même qu'il importe assez peu qu'une distribution ne puisse pas assurer convenablement des admissions inférieures à 15 ou 20 %, s'il n'est pas nécessaire de descendre au-dessous de ces valeurs pour fournir économiquement la puissance minimum dont on a besoin en service courant.

A cela, les partisans des soupapes rétorquent qu'on peut profiter de la possibilité que donnent les soupapes d'utiliser des admissions très faibles pour augmenter le diamètre des cylindres. Pour un même poids de vapeur introduit, la détente étant augmentée, on doit avoir un rendement thermodynamique plus élevé et finalement une dépense de vapeur plus faible.

L'expérience seule permettrait de les départager, mais il semble bien, d'après les essais déjà effectués, que le laminage dans les distributions à tiroirs n'entraîne pas, pratiquement, une consommation de vapeur excessive et que l'admission plus allongée, imposée par les tiroirs, donne même un couple moteur plus régulier : le mécanisme moteur est ainsi moins fatigué (1) surtout si l'accroissement du volume des cylindres conduit, sur les locomotives à soupapes, à augmenter le poids des pièces alternatives.

Un autre avantage, généralement attribué aux soupapes, est celui qui résulte de la réduction des espaces morts.

Au point de vue thermodynamique, on a, en effet, 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, c'est-à-dire sensiblement égale à celle de la vapeur d'admission. Le diagramme de Watt est ainsi plus gonflé, de sorte que, pour une même dépense de vapeur, la locomotive à soupapes doit, si les espaces morts sont réellement plus faibles que ceux d'une machine à tiroirs, développer une puissance un peu plus grande.

Conclusions : La discussion qui précède, semble, en l'état actuel de la question, pouvoir se résumer comme suit :

— En tant qu'organes d'obturation, les soupapes présentent, dans l'ensemble, des avantages réels sur les tiroirs.

(1) Certains préconisent dans le même but, pour les locomotives à simple expansion, de ne pas réduire l'admission au-dessous de 20 % environ et de laminier au régulateur, s'il y a lieu, bien que cette pratique paraisse inacceptable du point de vue thermodynamique.

— *En tant que systèmes de distribution, les distributions à phases indépendantes, qui ne sont pas nécessairement assujetties à l'emploi de soupapes, présentent, sur les distributions à phases liées, des avantages plus théoriques que pratiques.*

Les progrès de la technique sont de nature d'ailleurs à modifier ces conclusions. En particulier, l'apparition de tiroirs à ouverture rapide ou à doubles orifices et de pistons-valves paraît avoir fait perdre aux soupapes (plus onéreuses en général d'établissement) une grande partie de leurs avantages.

Ce ne sont d'ailleurs que des essais comparatifs prolongés de locomotives des divers types qui pourront permettre d'élucider les points obscurs d'une question très complexe et encore très controversée.

L.

La plupart des locomotives, récemment étudiées et mises en chantier, sont munies de chaudières timbrées aux environs de 20 Hpz et de distributions dont la caractéristique commune est d'être "à phases indépendantes".

Cette communauté n'a rien qui doive surprendre, car elle est intimement liée aux progrès accomplis au point de vue de la surchauffe, et si l'on a choisi 20 Hpz pour timbre moyen, c'est que l'on sait maintenant dans de telles chaudières porter la vapeur à 400° et plus.

Il résulte, en effet, de l'étude du diagramme de Mollier et compte tenu, d'une part, des calorifugeages modernes, d'autre part, de la légère chute de pression due au régulateur et aux canalisations d'admission, qu'il est devenu possible de détendre la vapeur jusqu'à près de 2 Hpz, sans qu'elle cesse d'être surchauffée.

On peut donc concevoir des machines à simple expansion ayant, pour des pressions de boîte à vapeur de 20 Hpz, un rendement supérieur à celui

des machines compound grâce à l'amélioration du cycle de Rankine et à la suppression de tout le système basse pression responsable de la majeure partie des laminages, des remous et tourbillons de vapeur, ainsi que d'une part importante des refroidissements et des résistances mécaniques.

Mais ceci suppose un degré de détente du fluide qui ne peut pratiquement être atteint qu'en réduisant les espaces nuisibles et en utilisant des admissions inférieures ou égales à 10 % environ. Ainsi s'est imposée l'étude d'obturateurs tels que les pistons-valves ou les soupapes commandés par des distributions à phases indépendantes. La coulisse de Walschaert, qui ne permet pas de telles admissions sans imposer des augmentations prohibitives de l'avance à l'échappement et de la compression, ne répond plus aux exigences des locomotives modernes.

Or, le réseau A. L. a monté, à titre d'essai, il y a environ cinq ans, sur une machine de provenance allemande, type P 8, une distribution Caprotti,

distribution rotative à phases indépendantes et à soupapes. Cette machine avait parcouru au 1 Fév. 1937 environ 200 000 km sans aucun incident et le démontage complet pratiqué au début de 1935, après 130 000 km, à l'occasion du passage de cette machine aux Ateliers pour Moyenne Réparation, a montré le parfait état du mécanisme et des soupapes. Aucune pièce n'a été ni remplacée, ni même retouchée, les soupapes seules ayant été soumises à un rodage d'entretien, bien que leur étanchéité n'eût encore laissé en rien à désirer.

Quoique peu répandue en France, la distribution Caprotti équipe d'ailleurs déjà environ 750 Locomotives, réparties dans les cinq parties du monde, et les premières réalisations datent de 1920.

C'est ce qui a conduit le Réseau A. L. à adopter pour ses nouvelles Pacific S 16 la simple expansion et la distribution Caprotti.

Il nous a paru intéressant de faire connaître les nouveaux perfectionnements apportés à cette occasion à la distribution Caprotti.

Nous distinguerons deux parties, d'ailleurs effectivement autonomes, à savoir :

1° Les soupapes ainsi que leurs organes et installations annexes qui en assurent le rappel;

2° Les boîtes à cames et les mécanismes qui les lient, l'un aux roues accouplées, l'autre au chevalet de changement de marche.

Les dessins de montage (Fig. 1 et 2), donnent une idée générale de la construction et de l'installation des divers ensembles; ils permettent d'en suivre facilement les études successives.

LES SOUPAPES

Les soupapes, au nombre de quatre par cylindre dont 2 d'admission et 2 d'échappement, sont du type "équilibré à double siège" d'un diamètre nominal de 200 mm et disposées verticalement.

L'adoption d'un sens de circulation de la vapeur, à travers les soupapes d'admission, inverse de celui qu'a consacré la pratique, permet de rapprocher au maximum les soupapes du cylindre, donc de réduire les espaces morts et d'améliorer le tracé des canaux de vapeur, d'où une meilleure

circulation de la vapeur et une moindre difficulté d'exécution.

Les locomotives S 16, ayant été les premières machines qui ont bénéficié de cette nouvelle disposition, ne sont peut-être pas un excellent exemple des possibilités ainsi offertes. Les locomotives G 16, locomotives Santa-Fé à 3 cylindres H.P. et distribution Caprotti, que le réseau A.L. vient de mettre en service, marquent, en effet, à ce point de vue un progrès très net qui ressort du simple examen des vues de boîtes à vapeur ci-après (Fig. 3 et 4).

D'autre part, chaque soupape est associée à une lanterne L (Fig. 4 et 5), dans laquelle est emmanché le guide M de la tige A de la soupape et avec laquelle elle forme **un tout indépendant**. Il en résulte que :

1° Les seules pièces susceptibles de s'user ou d'être avariées peuvent être assemblées, ajustées, rodées sur table en dehors du bloc cylindre.

2° Le bloc cylindre ne comportant plus aucune surface active (Fig. 5), les points durs, les soufflures, les porosités sont sans conséquence.

3° L'usinage du bloc cylindre est simplifié.

Deux portées seulement par soupape : l'une conique N, celle de la lanterne L, l'autre plane O, celle du couvercle P de la boîte à vapeur, et la distance, qui les sépare, peut même ne pas être rigoureuse grâce à l'écrou de blocage Q dont les positions successives sont réparties de 7°30' en 7°30'.

4° On peut dessiner en toute liberté le corps de soupape dans le voisinage des sièges et profiter intégralement, tant à l'admission qu'à l'échappement, des avantages que présentent les soupapes réellement équilibrées.

A remarquer d'ailleurs, que la vapeur ne devant pas avoir tendance à décoller les soupapes de leurs sièges, les sens de circulation à travers les soupapes imposent :

a) des soupapes d'admission ou parfaitement équilibrées ou ayant pour siège de plus grand diamètre celui qui est voisin du fond de la lanterne ;

b) des soupapes d'échappement ou parfaitement équilibrées ou ayant pour siège de plus grand diamètre celui qui est le plus éloigné du fond de la lanterne.

L'assemblage des tiges A et des corps de soupapes B, (Fig. 4 et 5), est réalisé au moyen d'une portée cylindro-conique rodée C et d'un écrou D maintenu par une goupille conique E. L'ouverture des soupapes est commandée par des poussoirs agissant de haut en bas sur l'extrémité supérieure des tiges par l'intermédiaire de têtes à champignon F ; leur fermeture est assurée par la vapeur vive, soutirée dans la chambre de la soupape pilote du régulateur et exerçant son action de bas en haut sur les pistons G solidaires des tiges A. Il n'a pas été prévu moins de dix ailettes de liaison H entre moyeux et cloches des soupapes afin de parer aux ruptures et d'éliminer les déformations.

Fig. 3. — Boîte à vapeur. — Locomotive S. 16.

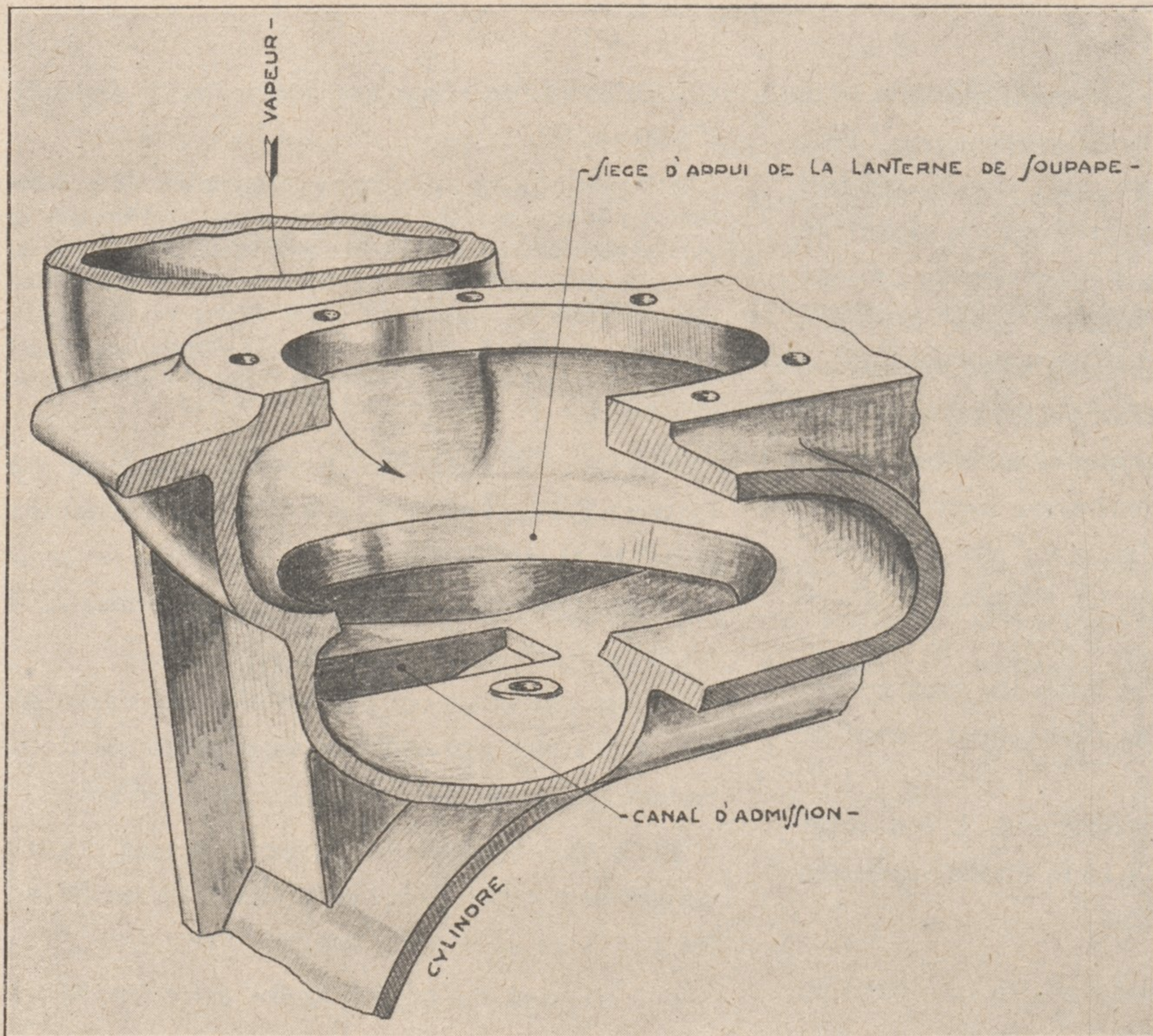
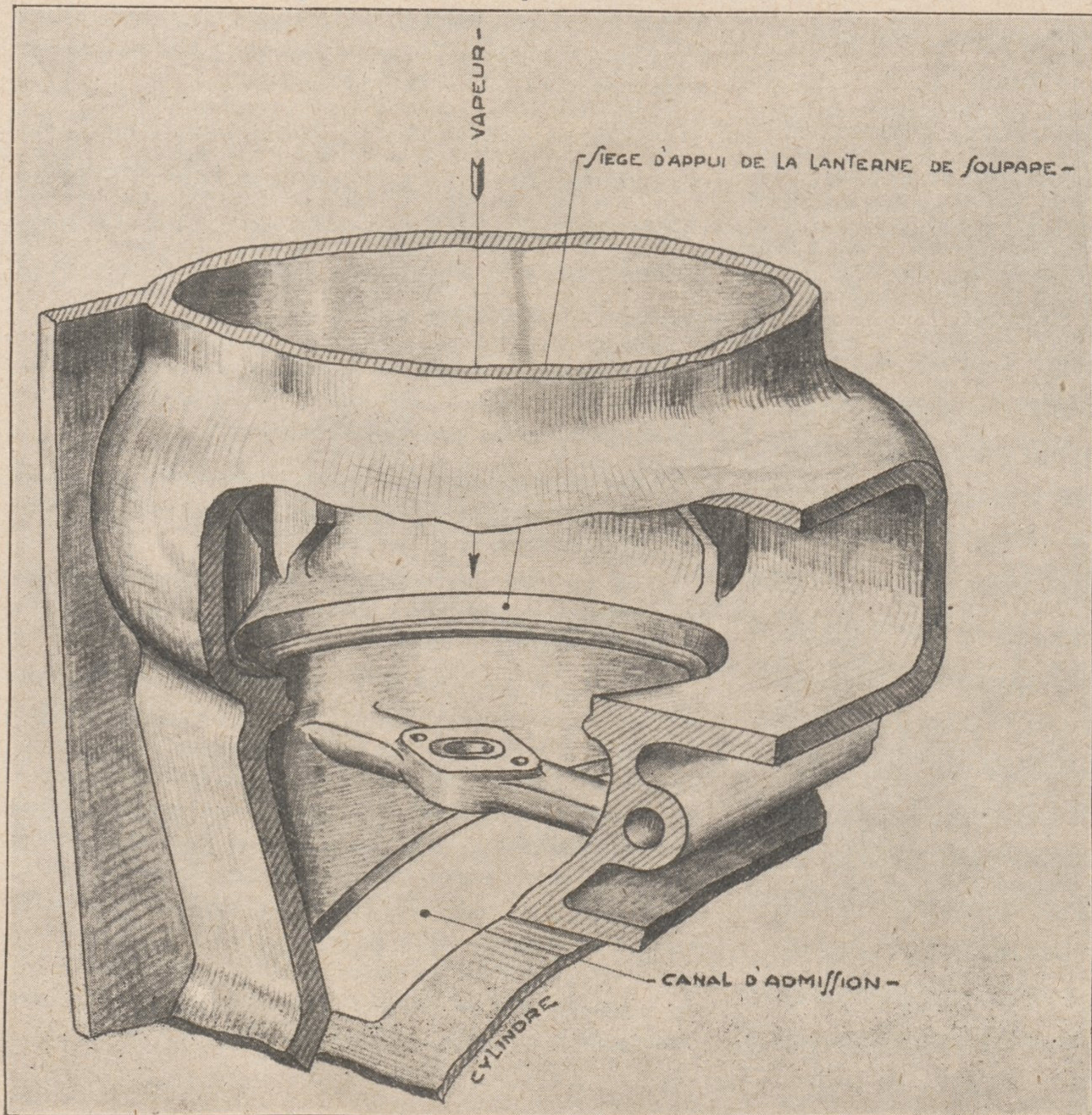


Fig. 4. — Boîte à vapeur. — Locomotive G. 16.



Enfin l'introduction de soupapes équilibrées, donc à sièges de diamètres égaux, dans leurs lanternes exige la mise en œuvre d'un artifice de fabrication.

Simple, mais original, il consiste à usiner en même temps que le corps de soupape B et dans le même bloc que lui une bague S qui en restera évidemment inséparable et qui porte, d'une part, le siège inférieur T sur lequel vient reposer la soupape, d'autre part, la portée conique N sur le bloc cylindre et enfin un filet de vis U et une portée plane V permettant sa fixation sur la lanterne après introduction de la soupape.

L'étanchéité des soupapes est due :

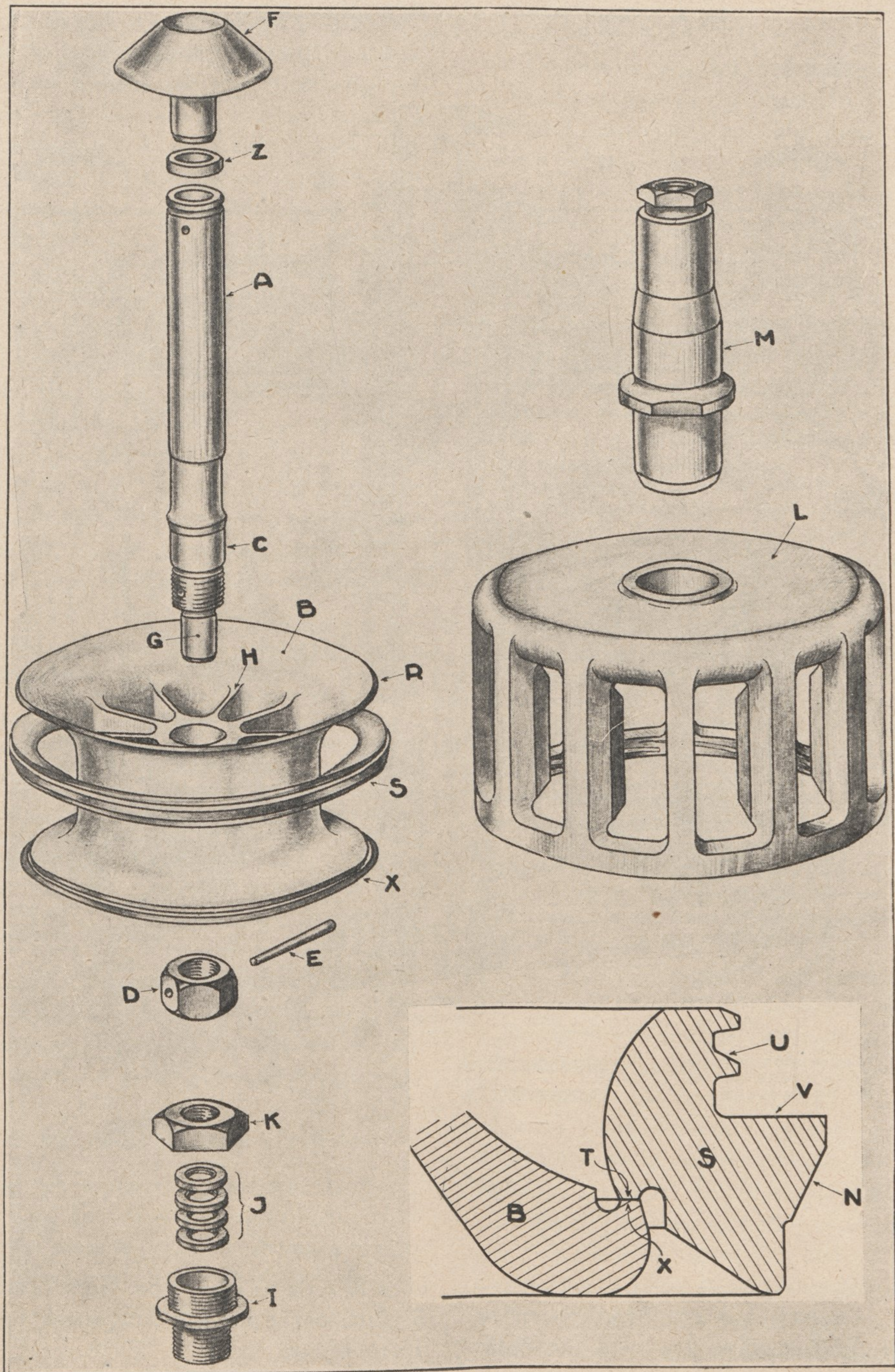
1^o Au fait que les sièges d'appui de la soupape T et Y appartiennent à un ensemble lanterne-bague soustrait à l'influence des dilatations et des déformations du bloc cylindre grâce à son siège conique et unique N;

2^o Au choix convenable de la matière de cette lanterne;

3^o A la combinaison sur une même soupape d'un siège inférieur X plan et d'un siège R conique.

Il se trouve, en effet, vérifié que, le siège inférieur plan de la soupape ayant ipso facto une position bien déterminée et toujours la même par rapport à la lanterne, les déformations élastiques du corps de soupape et de la lanterne,

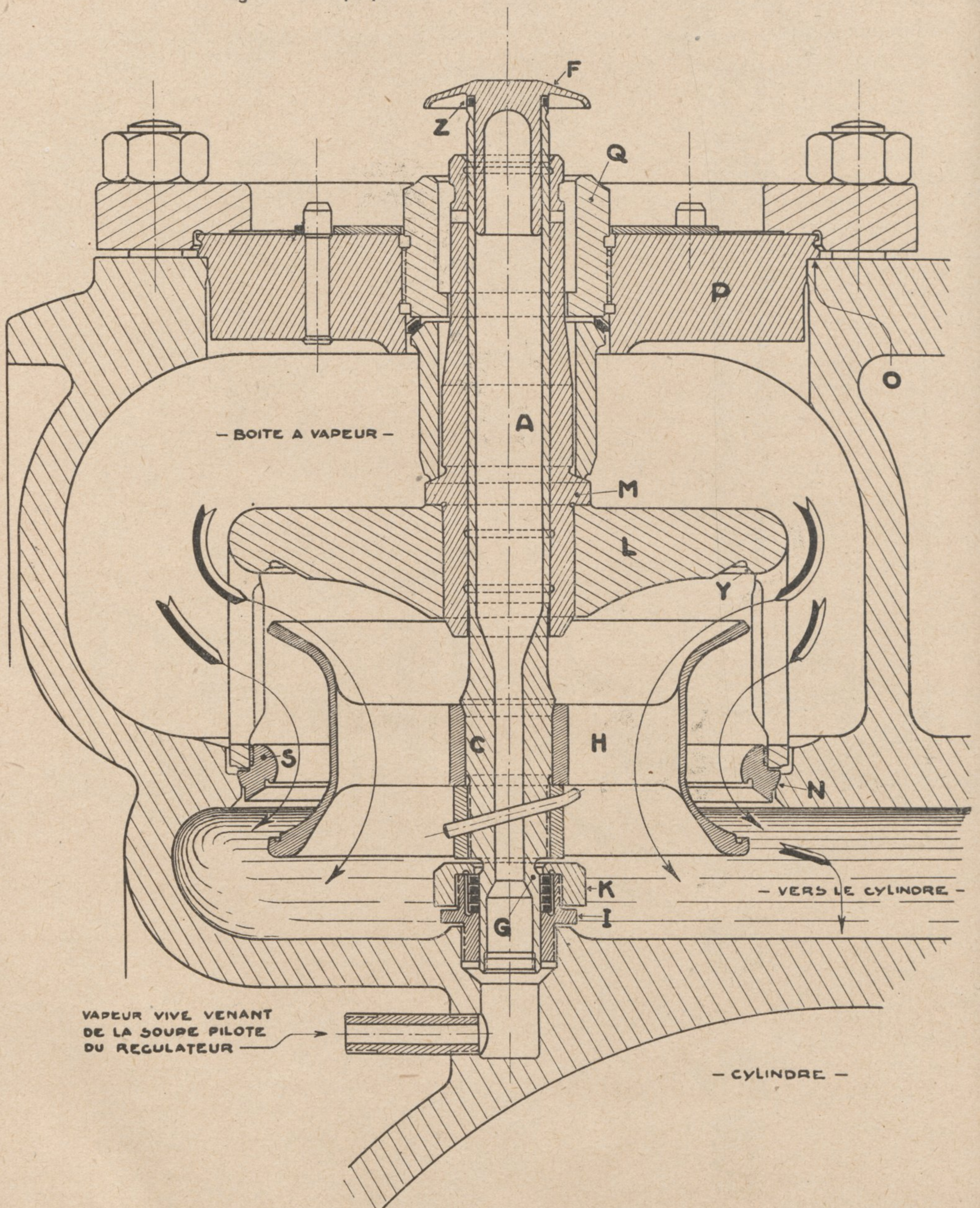
Fig. 5. — Éléments constitutifs de la soupape et de la lanterne.



sous l'influence des pressions, des différences de température et des dilatations, sont telles que, pour une cônicité convenable des sièges supérieurs R,Y, leurs déplacements relatifs se font suivant les génératrices de la surface cônique qui leur est commune.

(épreuve hydraulique) et que, à chaud, sous 20 Hpz, elle reste très satisfaisante malgré les variations du degré de surchauffe. Bien entendu, il convient de ne pas oublier la rigidité du corps de soupape

Fig. 6. — Coupe par l'axe d'une des soupapes d'admission.



En fait, il résulte des expériences et des observations faites jusqu'ici que l'étanchéité, particulièrement importante pour une machine à **simple expansion**, est, à froid, absolue jusqu'à 35 Hpz

et de la lanterne qui, de par leurs formes et leur construction, ne peuvent pratiquement subir aucun gauchissement.

Il est, par ailleurs, fort intéressant, étant donné

le degré de surchauffe élevé, de constater que l'on est parvenu à supprimer totalement le graissage des tiges de soupapes A, et à éliminer ainsi les risques de carbonisation de l'huile du fait que les soupapes d'admission peuvent travailler à sec. Quant aux soupapes d'échappement, si elles sont léchées par la vapeur grasse sortant du cylindre, elles sont à une température trop basse pour que cela présente un inconvénient quelconque. Enfin, la tête à champignon F, qui coiffe chaque tige, s'oppose efficacement à toute adduction d'huile accidentelle. Les gommages, les blocages ou même le simple freinage des soupapes, qui pourraient alors et ne plus être rappelées correctement et engendrer des efforts anormaux dans les boîtes à cames, ne sont donc pas à craindre.

C'est la verticalité des tiges qui est à la base de cet important perfectionnement déjà apporté aux constructions antérieures, mais il ne faut toutefois pas se dissimuler que seule la nitruration des tiges et de leurs guides a permis de résoudre complètement le problème en ramenant pratiquement à zéro les usures, et en permettant d'obtenir une étanchéité quasi-absolue sans aucun artifice.

Le réglage de la longueur des tiges A, c'est-à-dire de la hauteur du sommet des têtes F au-dessus du plan de référence qui est matérialisé par l'usinage du bloc cylindre et que nous définirons plus loin, s'obtient par l'interposition de rondelles d'épaisseur Z sous les chapeaux F, la tolérance admise est de : 0,1 mm. A signaler qu'un jeu de 0,4 mm est normalement prévu entre le poussoir et sommet de tête F, quand la soupape est fermée, de façon à être sûr que la soupape sera certainement appliquée sur son siège par le dispositif de rappel.

Les corps de soupape et les lanternes sont en acier au chrome-nickel trempé et revenu, dont la limite élastique est de 80 kg par mm², tandis que les tiges, leurs guides et les pistons de rappel, sont en acier nitruré.

Remarquons enfin que l'allègement rationnel du corps de soupape et de la tige a permis de ramener la masse de l'équipage mobile à 4,7 kg pour l'admission et à 4,15 kg pour l'échappement.

BY-PASS ET RAPPEL DES SOUPAPES

Le rappel des soupapes uniformément assuré, ainsi que nous l'avons déjà indiqué, par de la vapeur vive, soutirée dans la chambre de la soupape pilote du régulateur et amenée sous les pistons de rappel G constitue une des particularités de la distribution.

Bien que fort simple à appliquer, ce mode de

rappel exige toutefois qu'il n'y ait dans le circuit aucune eau condensée, l'incompressibilité, l'inertie et la viscosité d'une masse d'eau, même faible, produisant des résistances dangereuses lors de l'ouverture des soupapes et entravant leur rappel.

C'est pourquoi il faut :

1° Chercher à éviter les condensations de vapeur d'où : calorifugeage des conduites (maintenues, en outre, aussi longtemps que possible dans la boîte à fumée) — emploi de vapeur surchauffée — création d'une circulation continue de vapeur par différence de pression entre régulateur et boîte à vapeur.

2° Assurer l'évacuation rapide de l'eau qui, malgré les précautions prises, pourrait se former dans le circuit de la vapeur de rappel.

On a donc établi un réseau de distribution se fermant, ainsi que le montre la figure 7, de chaque côté de la machine sur la boîte à vapeur et spécialement étudié en vue de la séparation des eaux de condensation éventuelles.

Leur évacuation est assurée à l'arrêt et au départ par des purgeurs à main et en marche par un purgeur détendeur à double canal hélicoïdal, n'occasionnant qu'une perte de vapeur pratiquement insignifiante. La figure 7 en montre les différentes pièces ; les sommets des filets carrés soigneusement tournés sont ajustés à frottement demi-dur dans l'alésage du corps.

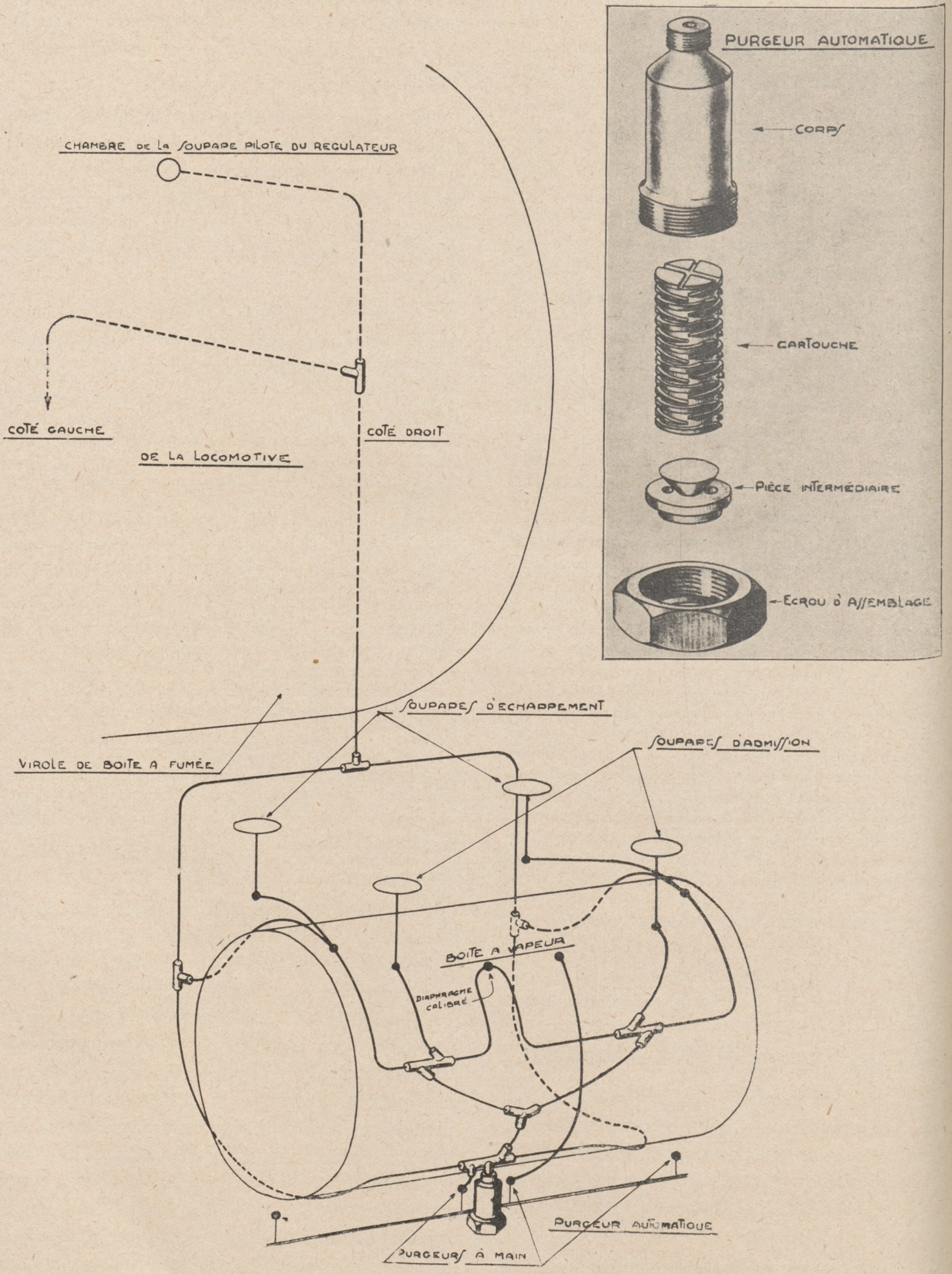
Quant aux pistons de rappel G, comme indiqué par les figures 5 et 6, ils se meuvent dans des douilles I contenant un empilage de bagues J, destinées à assurer l'étanchéité, tout en permettant de légers décalages ou de faibles inclinaisons des axes des pistons relativement à ceux des douilles, c'est-à-dire en conservant à la soupape une indépendance suffisante par rapport au bloc cylindre.

Il suffit, en effet, de donner à ces bagues la faculté de se déplacer latéralement et de leur fixer un diamètre intérieur un peu fort, en fait 0,07 à 0,1 mm de plus que le diamètre du piston, ceci n'affectant nullement l'étanchéité, puisque nous avons quatre bagues successives avec rainures de détente. Les pistons, ainsi que les bagues sur leurs faces actives et les portées des douilles, sont nitrurés. Le tout fonctionne à sec.

Ainsi établi, le dispositif de rappel n'a donné lieu à aucun incident ni remarque et l'expérience a montré ses avantages de simplicité, d'indérégibilité et de sécurité de fonctionnement.

Ce système de rappel permet, en outre, de résoudre d'une manière particulièrement simple le problème de la marche à régulateur fermé. En effet, les soupapes de la distribution Caprotti tombent et s'ouvrent par leur propre poids dès que l'on ferme le régulateur, puisque l'on cesse d'alimenter le circuit de rappel qui se vide presque instantanément dans la boîte à vapeur. L'ouverture simultanée des soupapes d'admission et d'échappement donne alors automatiquement un by-pass

Fig. 7. — Circuit de vapeur vive assurant le rappel des soupapes.



de très forte section, ce qui confère à la machine la possibilité de "courir" remarquablement à régulateur fermé.

On peut enfin laisser sans inconvénient le changement de marche dans n'importe quelle position, les poussoirs ne rencontrant plus les têtes des tiges des soupapes et les organes internes des boîtes continuant, comme nous le verrons, à être rappelés par leurs ressorts individuels.

Afin de bien préciser le mode d'action des rappels par la vapeur, nous donnons ci-dessous quelques résultats qu'il importe de connaître.

L'accélération maximum imposée aux soupapes, tant à l'ouverture qu'à la fermeture, étant de 30 g à l'admission et de 16 g à l'échappement, pour une vitesse angulaire des essieux moteurs de 360 tours/mn, ce qui correspond, quel que soit l'état des bandages, à une vitesse de la machine supérieure à 125 km/h, la force de rappel, à cet instant, doit, pour qu'il n'y ait pas perte de contact entre soupape et poussoir, être supérieure ou au moins égale à : $30 \times 4,7$ kg pour l'admission et à : $16 \times 4,15$ kg pour l'échappement (4,7 et 4,15 étant les masses des équipages mobiles d'admission et d'échappement).

Or, les pistons de rappel des soupapes d'admission et d'échappement sont égaux, leur diamètre commun étant : 26 mm, et les tiges de soupapes ont pour diamètre respectifs 34 mm et 24 mm. Les tiges des soupapes d'échappement ne peuvent donc jouer le moindre rôle au point de vue rappel, tandis que celles des soupapes d'admission fournissent un effort de rappel supplémentaire, dont la valeur dépend de la pression qui règne dans le cylindre. Cet effort tend à décroître, lentement d'ailleurs, dès que la soupape entame sa course de fermeture et il est minimum, pratiquement négligeable, pendant la phase d'échappement. Mais l'instant d'accélération maximum de la soupape se situe tout au début de la course de fermeture et cette accélération diminue par la suite jusqu'à devenir négative pour amener, ainsi que nous l'avons dit, la soupape sur son siège dans de bonnes conditions. Nous ne considérons donc que les instants d'accélération maximum et nous examinerons deux hypothèses d'un intérêt pratique évident.

Supposons tout d'abord le régulateur maintenu grand ouvert, ce qui est le cas général, et soit P la pression que nous supposons la même dans les douilles de rappel, et dans les cylindres. Les efforts de rappel respectifs sont pour l'admission et l'échappement

$$\frac{\pi}{4} \times 34^2 \times P \quad \text{et} \quad \frac{\pi}{4} \times 26^2 \times P$$

Les maxima nécessaires étant de : $4,7 \times 30 \times 0,981$ kg et de $4,15 \times 16 \times 0,981$ kg, la valeur minimum acceptable pour P est donc égale à 15,2 Hpz et il ne faut pas pratiquement laisser la pression à la chaudière, pression qui est évidemment supérieure à P par suite des laminages, tomber au-dessous de 16 Hpz, si l'on veut marcher à 125 km/h.

Supposons maintenant que la chaudière étant au timbre 20 Hpz, on lamine au régulateur de telle façon que la pression atteinte dans la boîte à vapeur, donc dans les cylindres, soit nettement inférieure à 20 Hpz et égale à P'. Le rappel des soupapes d'échappement est, quel que soit P', normalement assuré puisque nous avons 20 Hpz dans les douilles de rappel. Quant à celui des soupapes d'admission, il est dû à l'effort des pistons de rappel, soit : $\frac{\pi}{4} \times 26^2 \times 20$ augmenté de l'effort

dû aux tiges de soupapes, soit $\frac{\pi}{4} \times (34^2 - 26^2) \times P'$ et doit

être au moins égal à : $4,7 \times 30 \times 0,981$ kg. La valeur minimum acceptable pour P' est donc égale à : 8,5 Hpz, et il ne faut pas pratiquement laminer la vapeur au-dessous de 10 Hpz dans la boîte à vapeur si, la chaudière étant au timbre, on veut marcher à 125 km/h.

LES BOITES A CAMES

Les boîtes à cames sont au nombre de deux, une par cylindre, rigoureusement identiques en chacune de leurs pièces et disposées symétriquement par rapport au plan vertical passant par l'axe de la machine.

La figure 8 donne l'aspect extérieur de la boîte côté gauche vue de l'arrière de la machine et mise en place sur le bloc cylindre dont la table est esquissée.

En A et B sont les poussoirs qui commandent respectivement les soupapes d'admission et d'échappement (soupapes AR dans le cas considéré de la boîte de gauche). En V apparaît la pièce d'entraînement de l'arbre principal V de la figure 9. Quant à l'arbre L, perpendiculaire au précédent et qui se place parallèlement à l'axe de la machine, c'est l'arbre de changement de marche au sens habituel de l'expression, c'est-à-dire qu'il règle le sens de marche et le pourcentage d'admission. Enfin, F F', dont la face inférieure est soigneusement rabotée, est l'une des deux pattes de fixation de la boîte qui est simplement posée sur le cylindre pareillement usiné à cet effet. La boîte est maintenue en place par deux crapauds I et deux tire-fonds J, J'.

Le plan horizontal H, qui contient la surface d'appui K K', est, pour chaque cylindre, le plan de référence auquel les réglages de longueur des poussoirs et des tiges de soupapes sont rapportés. En outre, le mécanisme, liant les arbres principaux V des deux boîtes aux essieux accouplés, entraîne ces arbres en sens inverses.

Les boîtes à cames sont donc parfaitement interchangeables entre elles et avec toute boîte du même type, les réglages des soupapes et des poussoirs étant indépendants et les cylindres, ainsi que les soupapes et les boîtes, étant symétriques par rapport à un même plan.

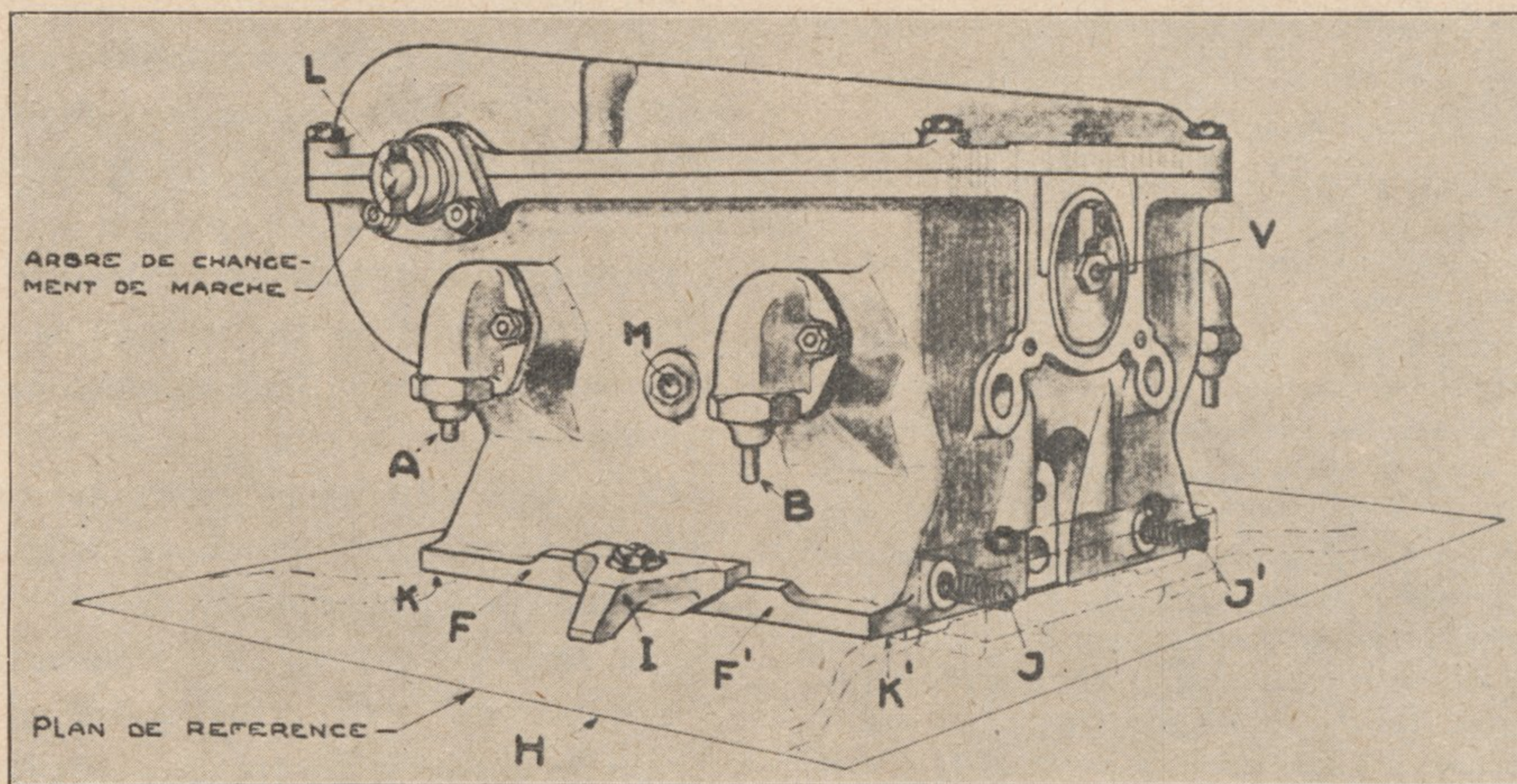
Le graissage se fait par barbotage et il suffit de maintenir le niveau de l'huile dans les limites données par le regard M. Nous verrons comment les projections et suintements d'huile au dehors sont évités et ils le sont si efficacement qu'il n'est

pratiquement jamais nécessaire de refaire le niveau entre deux levages de la locomotive.

L'étude détaillée et complète du mécanisme des boîtes à cames dépasse le cadre de cet article.

toutes portées et entraînées par un arbre V animé d'un mouvement de rotation synchrone de celui des essieux accouplés. Cette action s'exerce par l'intermédiaire de galets R, R', de leviers de

Fig. 8.

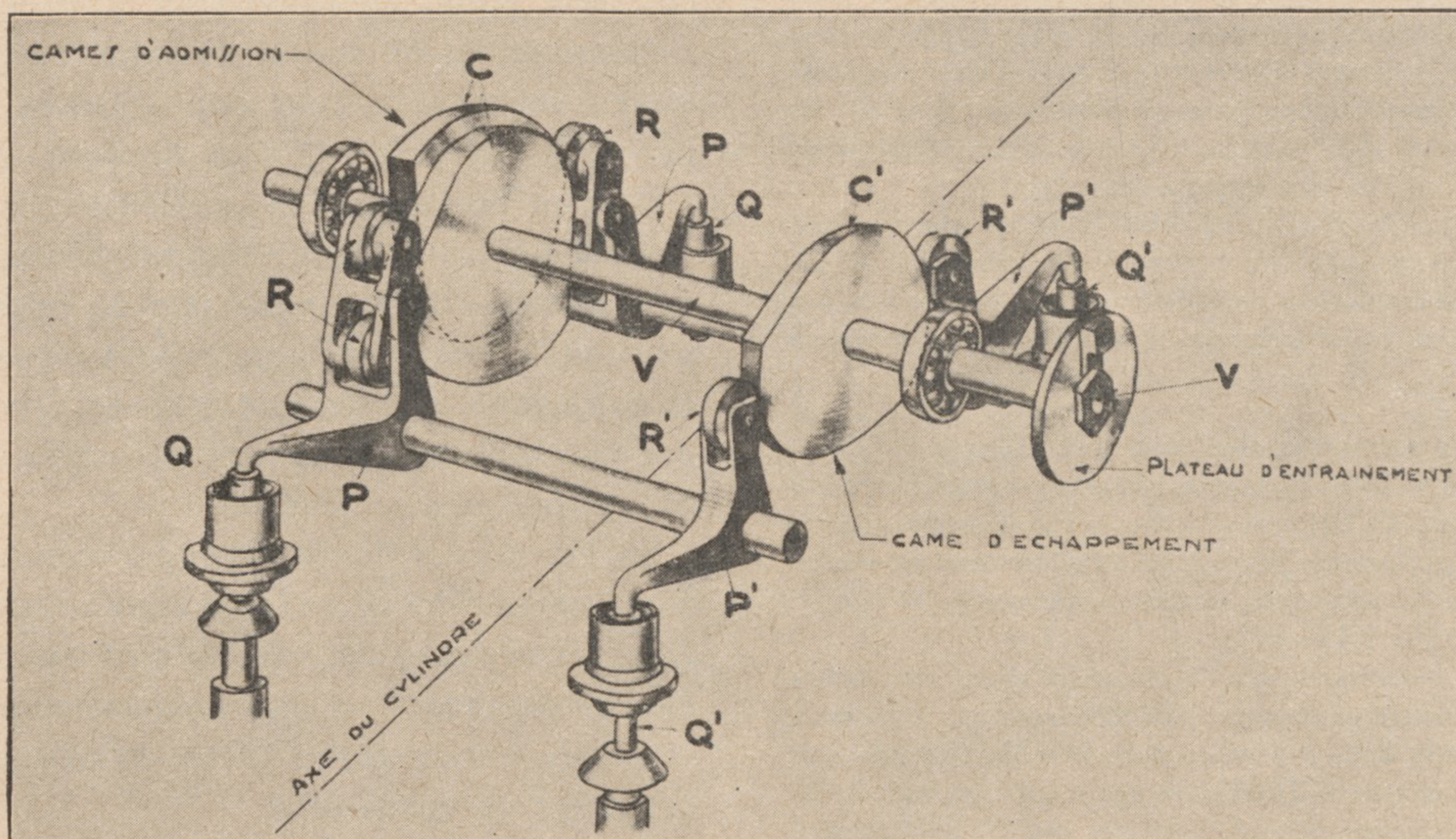


Ce mécanisme est d'ailleurs bien connu, à l'exception peut-être de quelques modifications de détail.

renvoi P, P' et enfin de poussoirs Q, Q' comme représenté par la figure 9.

Les deux cames accolées C assurent la commande

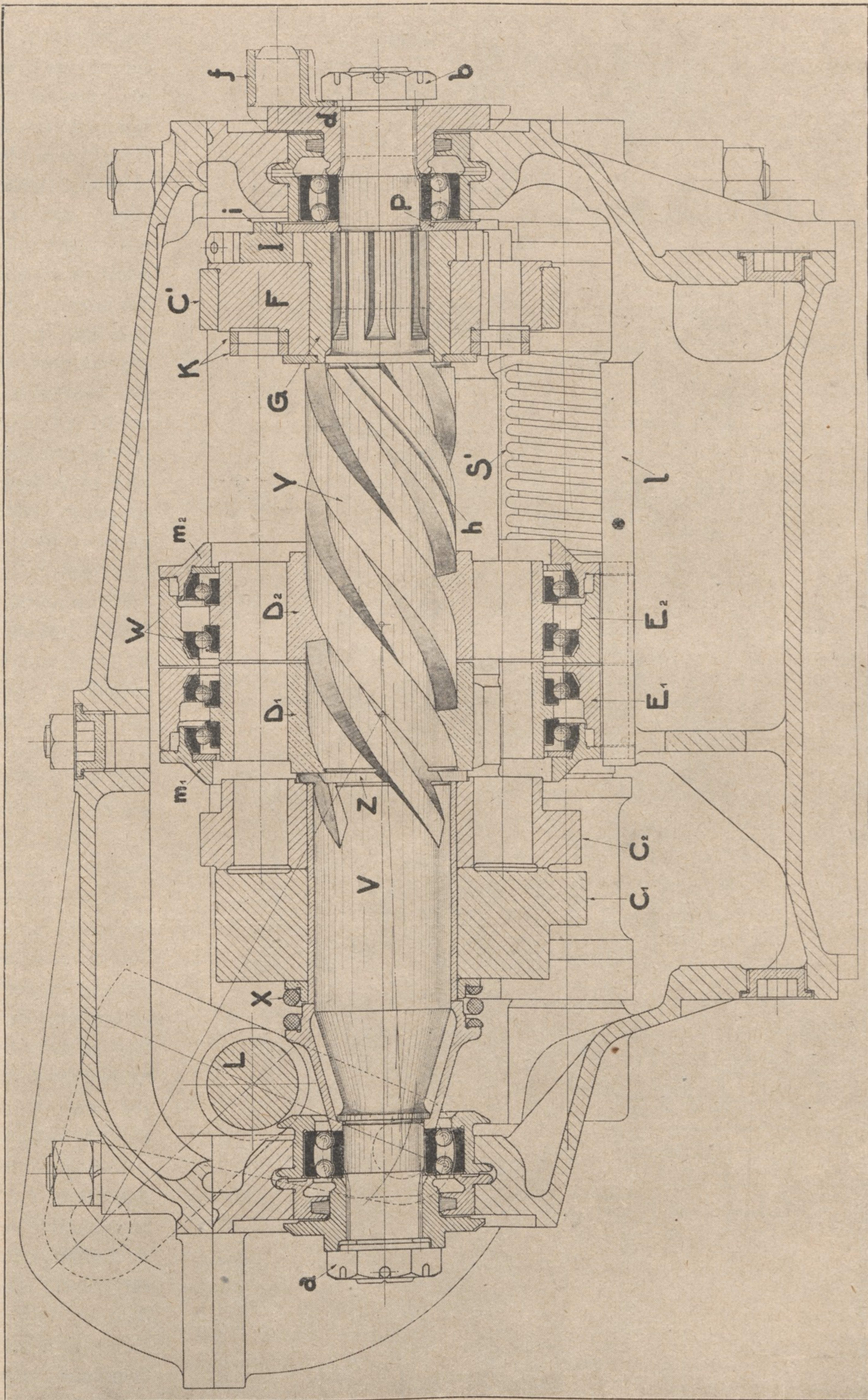
Fig. 9.



Aussi nous contenterons-nous de rappeler que les soupapes d'un même cylindre sont commandées par des cames C, C' qui, au nombre de trois, sont

des soupapes d'admission, mais il importe de remarquer que, sur les deux courbes de raccordement portées par chaque came, une

Fig. 10. — Boîte à cames. — Coupe longitudinale.



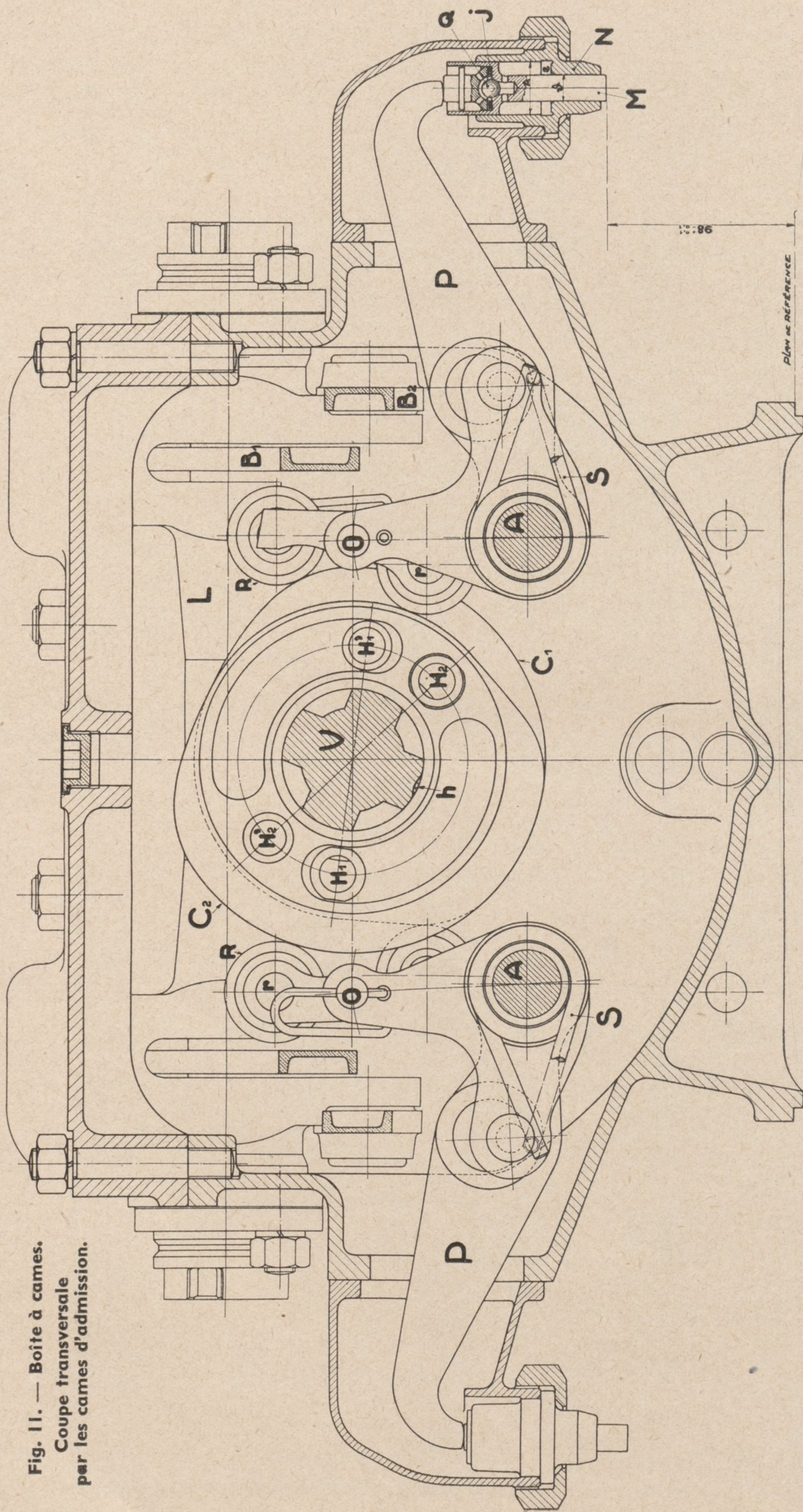


Fig. 11. — Boîte à cames.
Coupe transversale
par les cames d'admission.

seule, toujours la même, a une action directe sur les soupapes, l'autre, ne servant qu'à amener les poussoirs au contact des tiges de soupapes. Aussi a-t-on pu réaliser des profils qui, absolument indépendants, permettent, d'une part, d'amener les poussoirs au contact avec des vitesses aussi réduites que cela peut paraître désirable afin d'éviter tout heurt et tout matage, tandis que, d'autre part, les accélérations d'ouverture et de fermeture des soupapes rendues égales peuvent être choisies à leurs valeurs optima.

Par ailleurs, les cames, d'un diamètre moyen de 170 mm, sont en un acier spécial au chromenickel cémenté et trempé à haute limite d'élasticité : 100 kg/mm² environ et d'index Brinell de l'ordre de 350. Ce grand diamètre et la qualité de cet acier rendent possible la décomposition effective des courbes de raccordement en rampes d'accélération, de décélération et de vitesse constante dont la rectification, sur des machines à reproduire de grande précision, garantit la fidèle exécution. La réduction au minimum des périodes de laminage de la vapeur est ainsi alliée à la fatigue minimum des pièces et la soupape suit docilement le profil de la came sans que l'on soit

obligé de recourir à des forces de rappel surabondantes.

Nous insisterons enfin tout particulièrement sur le fait que les galets R sont **seulement** appelés à **rouler** sur les cames sans **jamais** être astreints à **glisser** sur celles-ci, ni parallèlement à leur axe, ni même obliquement, lors des changements de cran ou de sens de marche. C'est d'ailleurs un des brevets fondamentaux de M. Caprotti qui permet de résoudre cette difficulté.

Les coupes faisant l'objet des figures 11 et 12 donnent les détails des liaisons entre cames et soupapes pour l'admission et pour l'échappement.

Les axes A, autour desquels oscillent les leviers culbuteurs P, sont, ainsi que ces leviers, les axes O des balanciers d'admission, les axes r des galets R et R' et enfin les balanciers et les galets eux-mêmes, en acier à haute résistance de même qualité que celui adopté pour les cames. Les poussoirs proprement dits M et leurs guides N sont, eux, en acier nitruré, de sorte que l'usure étant pratiquement nulle, l'élasticité se conserve parfaitement en service.

Il faut d'ailleurs remarquer que les poussoirs et leurs guides forment, grâce à la différence des

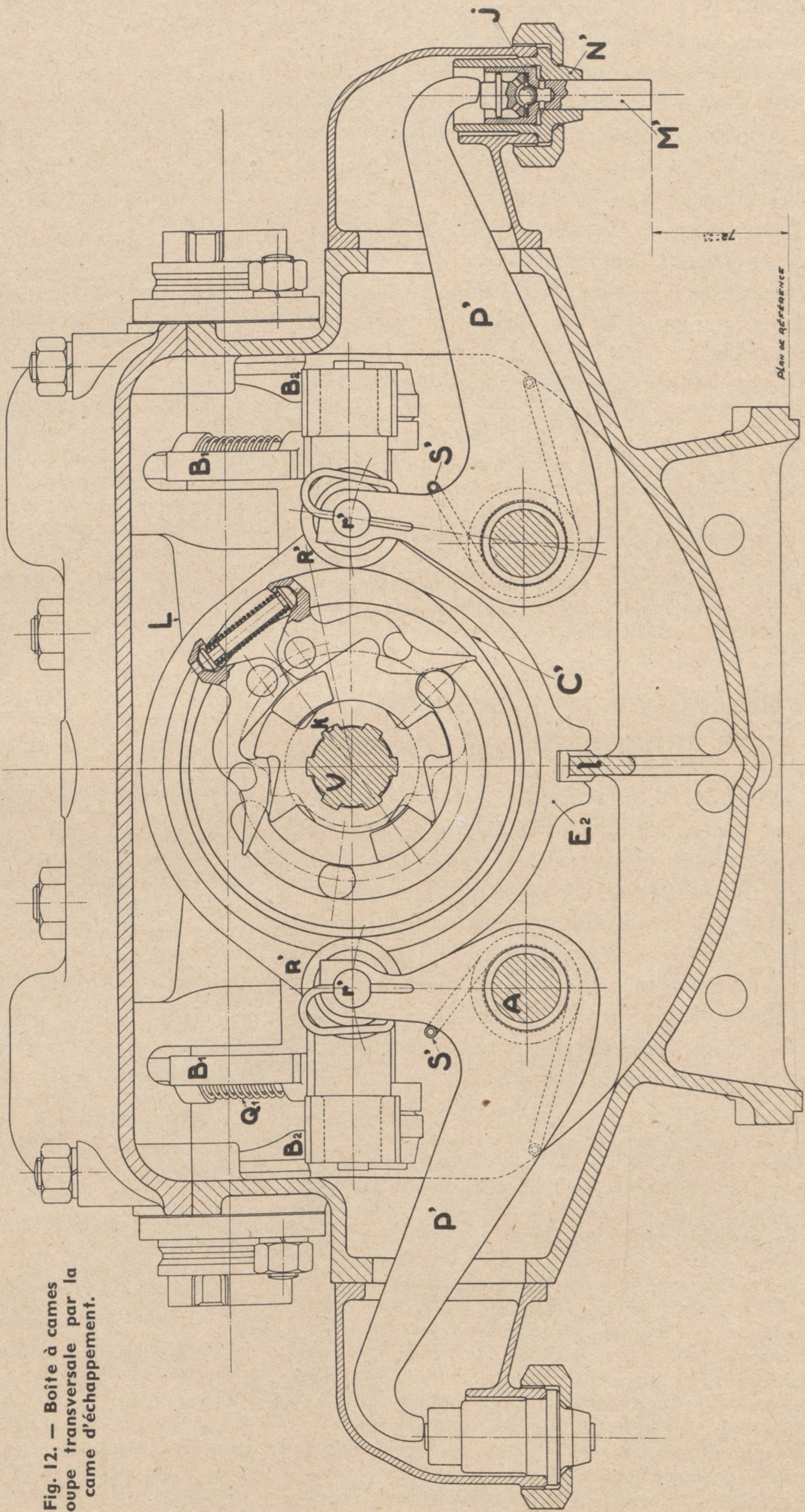


Fig. 12. — Boîte à cames
Coupe transversale par la
came d'échappement.

diamètres Δ et δ et à la présence de la bille Q, une véritable pompe aspirante et foulante tendant à rassembler dans l'espace mort l'huile qui suinte le long de M et à la refouler dans le carter. C'est, en effet, ce dispositif, d'un fonctionnement irréprochable, qui ramène pratiquement à zéro les pertes en huile des boîtes à cames.

D'autre part, les ressorts à boudin S, S' visibles sur les figures 10, 11 et 12 appliquent constamment les galets sur les cames en l'absence de toute réaction des poussoirs. Ils suppriment tout risque de matages et de glissements et permettent, en particulier, la marche à régulateur fermé, telle que nous l'avons décrite.

Quant au réglage des longueurs des poussoirs, rapportées comme nous le savons à un plan de référence bien déterminé pour chaque boîte, il s'effectue très simplement au moyen de rondelles d'épaisseurs convenables j disposées dans les poussoirs. La tolérance admise est au maximum de 0,1 mm. La longueur des tiges de soupapes étant également réglée à 0,1 mm près, le jeu de sécurité entre poussoir et soupapes, normalement égal à 0,4 mm, peut ainsi varier de 0,2 mm à 0,6 mm.

MÉCANISMES DE TRANSMISSION ET DE CHANGEMENT DE MARCHE

Les figures 1 et 2 montrent clairement l'agencement général du mécanisme d'entraînement des boîtes à cames. Il comprend un renvoi simple A porté par l'essieu accouplé avant, puis, afin de respecter les divers déplacements de cet essieu, un joint à la cardan B suivi d'un arbre tubulaire C et d'un second joint à la cardan télescopique B' et enfin un renvoi symétrique double D dont les deux demi-arbres secondaires T, T' entraînent directement les arbres à cames.

Les renvois sont à engrenages coniques cimentés et trempés sous carters fermés étanches et à bain d'huile. Une patte p solidaire du carter inférieur A et reliée à une entretoise du châssis de la machine, par une bielle q équipée de rotules r, r', s'oppose à toute rotation autour de l'essieu sur lequel le carter repose par deux paliers régulés s, s'. Deux couronnes de feutre x, x' assurent une bonne étanchéité. Un palier à billes g soutient de même le tronçon supérieur de l'arbre longitudinal et deux garnitures spéciales, système "Gits" k, empêchent l'écoulement de l'huile du carter supérieur. Tous les paliers de l'arbre longitudinal C et des arbres transversaux T, T' sont montés sur billes. Les joints à la cardan et l'arbre tubulaire d'une technique éprouvée sont du système "Glaenger Spicer"; ils sont noyés dans la graisse sous carters articulés à calottes sphériques étanches et des brides U, U', à huit boulons d'assemblage équidistants, les relient aux amorces d'arbres.

A remarquer l'indépendance des arbres transversaux T, T' qui sont conduits par deux engrenages symétriques w, w' et font

tourner les arbres à cames en sens inverses, rendant, ainsi que nous l'avons déjà dit, les boîtes interchangeable.

A remarquer également les rapports de transmission des renvois A et D respectivement égaux à 50/72 et à 36/25 et le fait que la liaison par brides U permet de décaler l'arbre tubulaire de 45° en 45° relativement à l'amorce d'arbre inférieure. Il en résulte, en effet, que des décalages successifs égaux à $45^\circ \times 25/36 = 31^\circ 25'$ peuvent être imprimés aux arbres T, T' relativement à l'essieu moteur, ce qui revient à dire qu'en faisant ainsi faire à l'arbre tubulaire un tour et demi, soit 12 fois 45° , on aura amené les arbres à cames des boîtes à 17° de leur position initiale. Or, 17 et 360 sont deux nombres premiers entre eux et, en répétant 9 fois la même opération on amènerait successivement les arbres à cames à : 34° , 51° , 68° , 85° , 102° , 119° , 136° , 153° , de leur position initiale. Ceci permet de régler à moins de 1° près (tolérance admise) le calage des arbres à cames par rapport à l'essieu moteur, comme nous le verrons plus loin.

La figure 13 donne les détails d'un arbre transversal T depuis la roue conique w jusqu'à l'arbre V de la boîte à cames. Nous remarquons les cannelures t liant l'arbre T à la roue w; au nombre de 36, elles ont pour profil celui des filets Whitworth. Ce mode d'accouplement, outre sa sécurité bien connue, en raison de laquelle on l'a aussi employé entre d et V, présente l'avantage de permettre en une seule manœuvre un calage des arbres des boîtes à cames approché à moins de $360/36 = 10^\circ$ du calage exact.

Supposons maintenant que nous ayons, après montage, une erreur de calage des arbres des boîtes à cames par rapport à l'essieu moteur de $18^\circ 5'$, par exemple. On commencera par faire tourner l'arbre tubulaire de 4 fois un tour $1/2$, ce qui amènera les arbres à cames à 68° de leur calage initial, puis, on décalera de 5 dents l'arbre T par rapport à la roue conique w. On aura ainsi corrigé de 18° l'erreur initiale qui ne sera plus que de $0^\circ 5'$.

Enfin la fourchette e et le coulisseau f donnent la possibilité de désaxer l'arbre V par rapport à l'arbre T et de parer ainsi au déséquilibre des travaux sur les faces avant et AR du piston moteur résultant de l'obliquité des bielles.

Si les axes V et T étaient dans le prolongement l'un de l'autre, donc si les angles de rotation de l'arbre V et de la manivelle étaient constamment identiques, on aurait, du fait de cette obliquité, une introduction plus petite sur la face du piston côté manivelle que sur l'autre face. Ce déséquilibre des introductions entraînerait le déséquilibre des surfaces des diagrammes et, par conséquent, celui des travaux.

En décalant les deux axes l'un par rapport à l'autre, comme indique la figure 14, on donne à l'arbre V de la boîte à cames un mouvement de rotation différent de celui de l'arbre T, ce dernier étant identique au mouvement de la manivelle. Quand cette manivelle, donc l'arbre T, tourne d'un angle α à partir du point mort AV, l'arbre V tourne d'un angle $\beta > \alpha$. Quand elle tourne du même angle à partir du point mort AR, l'arbre V tourne d'un angle $\beta' < \alpha$ donc, à fortiori, inférieur à β .

On peut ainsi équilibrer des deux côtés du piston les phases d'introduction et, par suite, les travaux.

Tout danger d'usure est éliminé :

1° par la nitruration du coulisseau f et l'application de plaquettes de frottement j, j' à la calotte à fourchette e (Fig. 13).

2° par le fait que la pièce y qui constitue, d'une part, entretoise entre châssis et boîte à cames et, d'autre part, support du carter D (Fig. 2) forme une sorte de gaine obturée de façon étanche par la boîte à cames grâce au joint n, gaine contenant les pièces f, e, le roulement à billes v, l'arbre T et débouchant à son autre extrémité dans le carter D (Fig. 2 et 13).

Fig. 13. — Détail de l'entraînement de l'arbre principal de la boîte à cames

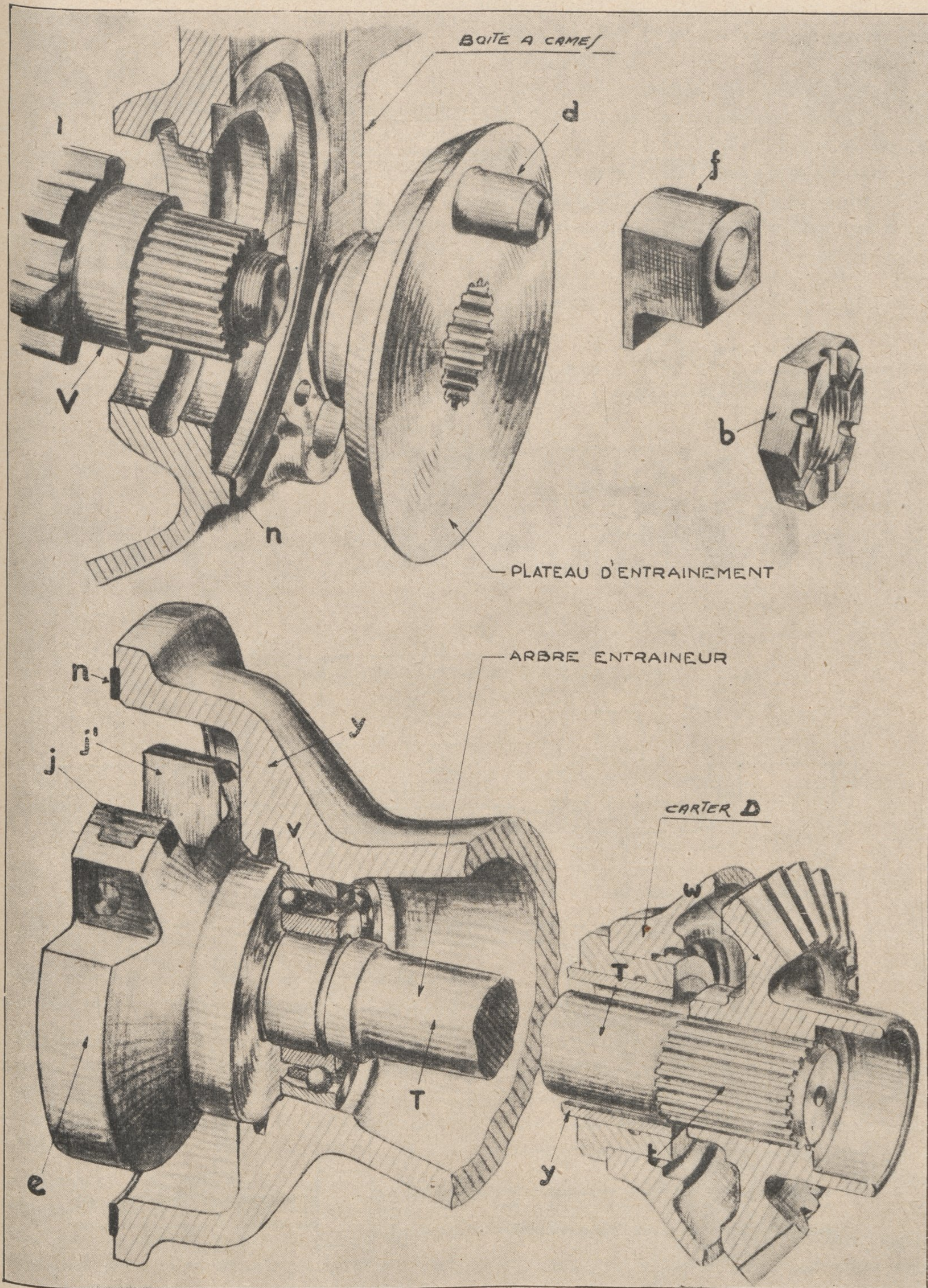
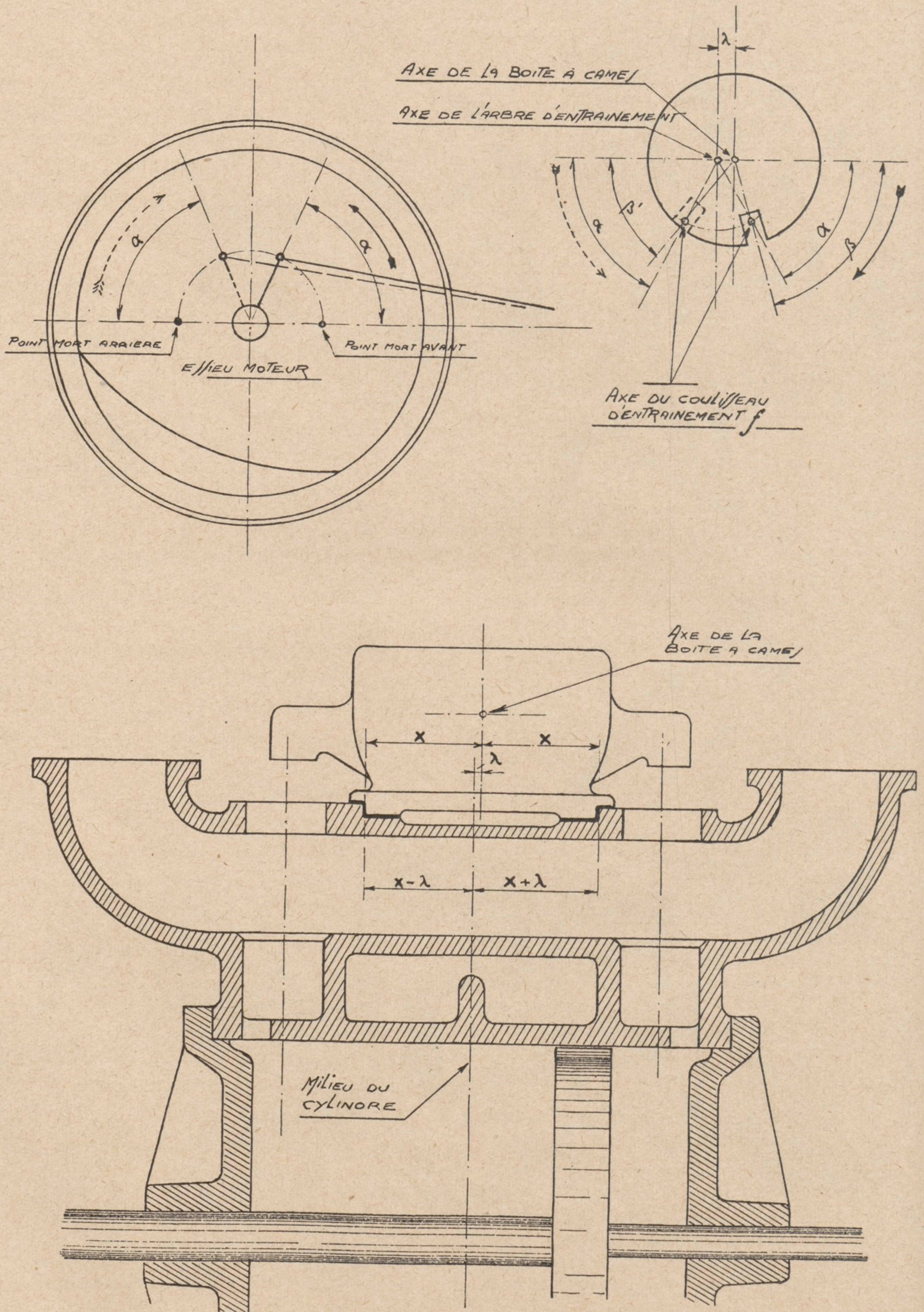


Fig. 14. — Compensation des effets de l'obliquité de la bielle motrice

— côté droit —



Cette disposition permet donc de refaire le niveau de l'huile du carter D depuis le graisseur z placé contre la virole de boîte à fumée (Fig. 1), et de lubrifier les pièces f, e et v d'une manière satisfaisante.

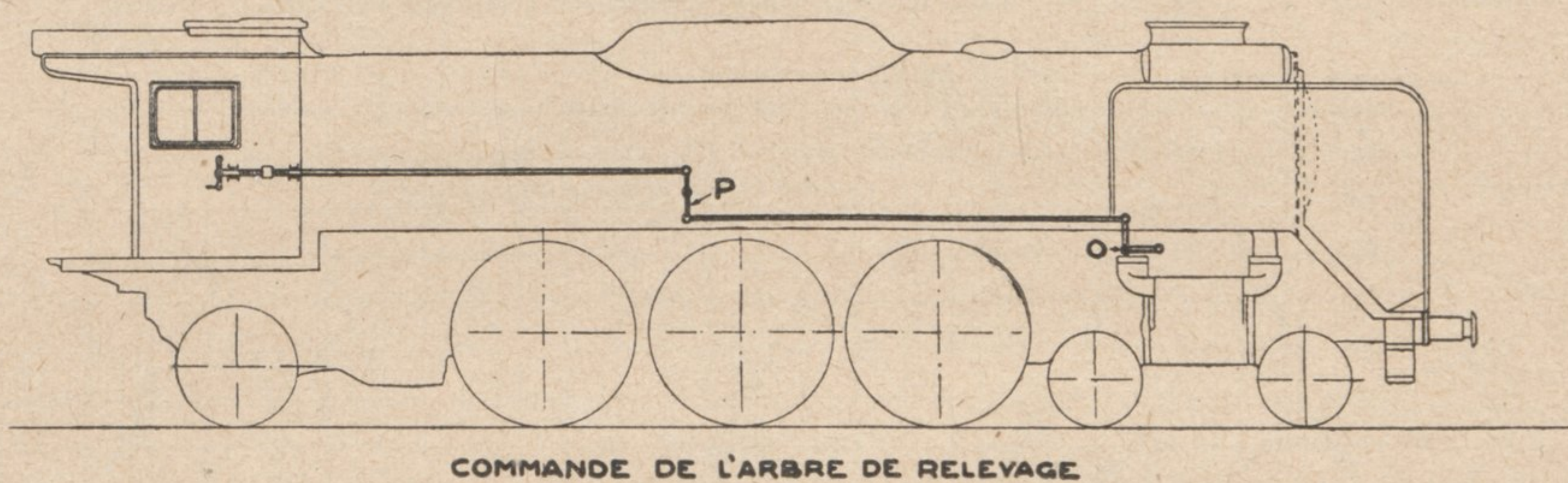
C'est par le mécanisme reliant les arbres de changement de marche L des boîtes à cames au chevalet de changement de marche disposé dans la cabine du mécanicien, que nous en terminerons.

Un aspect schématique de l'ensemble est fourni par la figure 15 et les figures 1 et 2 indiquent les

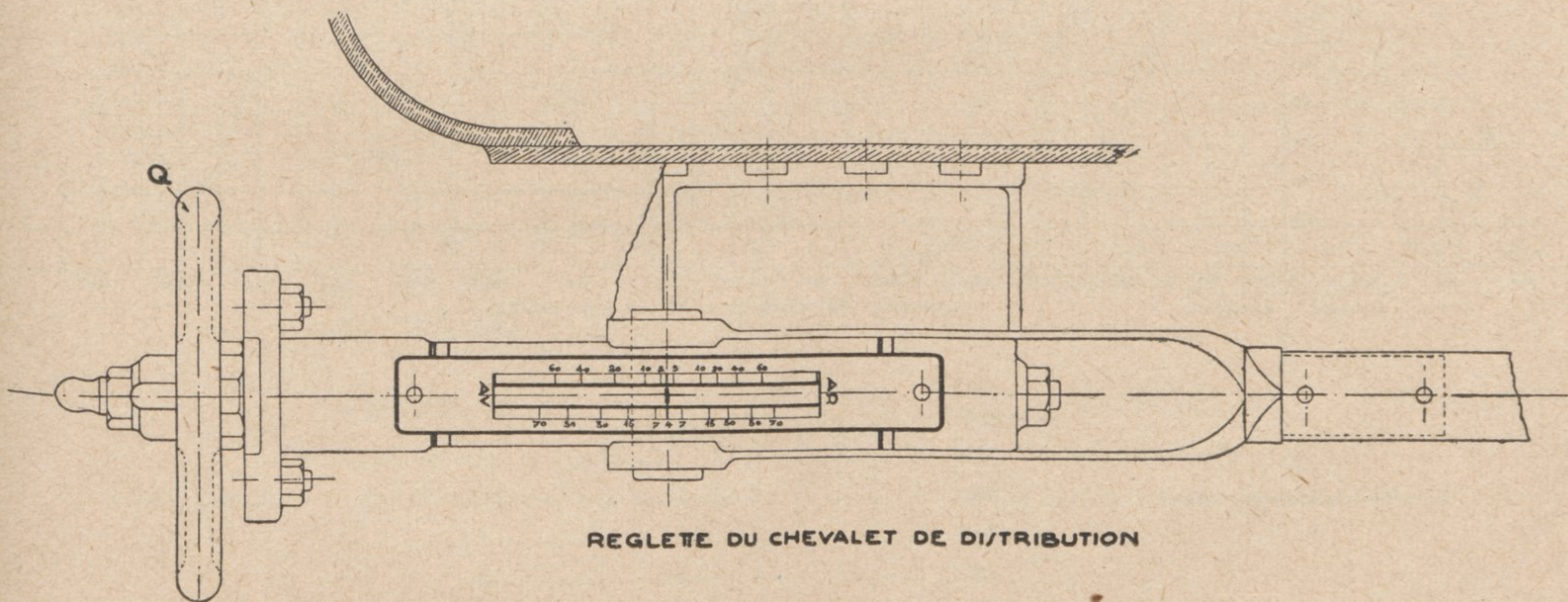
caractéristiques des distributions à cames et obturateurs des types piston-valve ou soupape étant, en effet, d'être douées d'une grande facilité de manœuvre.

Le simple examen de l'échelonnement des graduations sur la règle de distribution visible sur la figure 15, montre enfin que la région de plus grande précision, dans l'ajustement du degré d'admission, se situe précisément entre 4 % et 20 % encadrant l'admission économique normale de 10 % à 12 %.

Fig. 15.



COMMANDE DE L'ARBRE DE RELEVAGE



REGLETE DU CHEVALET DE DISTRIBUTION

liaisons entre le palonnier intermédiaire O et les leviers N solidaires des arbres L.

Nous ferons seulement remarquer le compensateur P, qui élimine l'influence des dilatations du corps cylindrique et de la boîte à feu, ainsi que le montage du palonnier O sur roulements à billes.

C'est que le couple à exercer sur le volant de changement de marche Q pour vaincre les résistances passives du mécanisme de liaison est au moins aussi élevé, sinon plus, que celui qui est nécessaire pour vaincre les résistances des mécanismes internes des boîtes à cames; une des

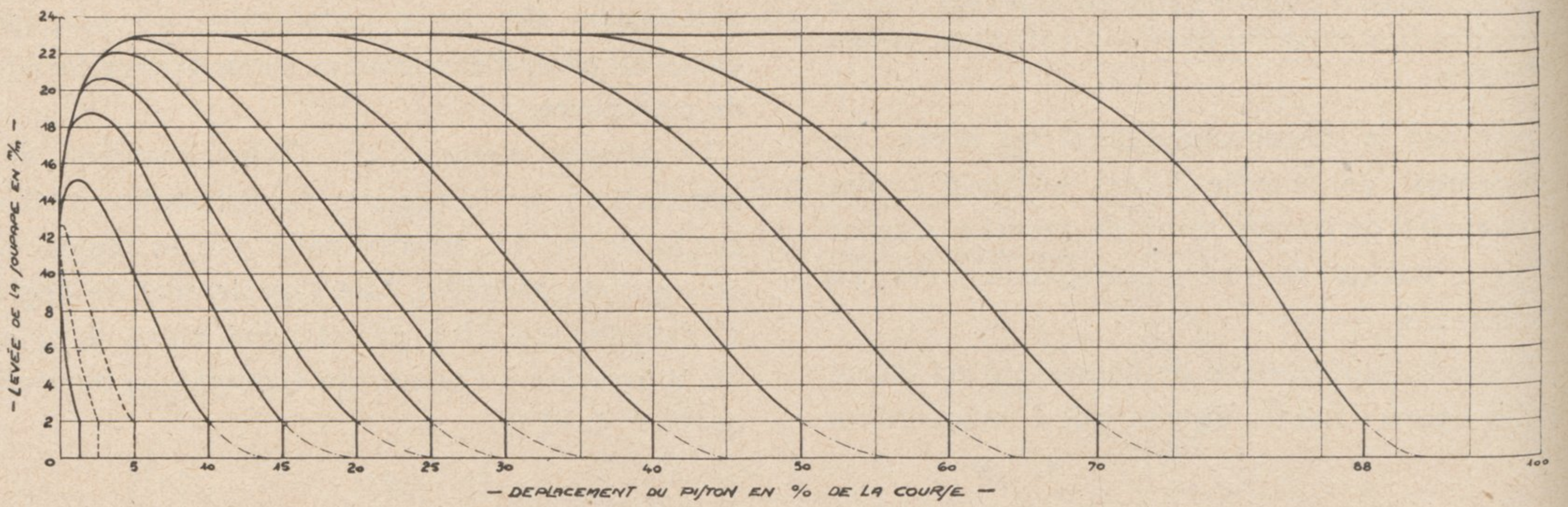
APPENDICE

Les figures 16 et 17 donnent les graphiques des levées des soupapes d'admission et les courbes représentatives des aires de passage offertes à la vapeur tant à l'admission qu'à l'échappement.

Les cylindres moteurs d'un diamètre de 540 mm seront convenablement alimentés pour peu que le dimensionnement et les tracés des canaux de vapeur soient adéquats.

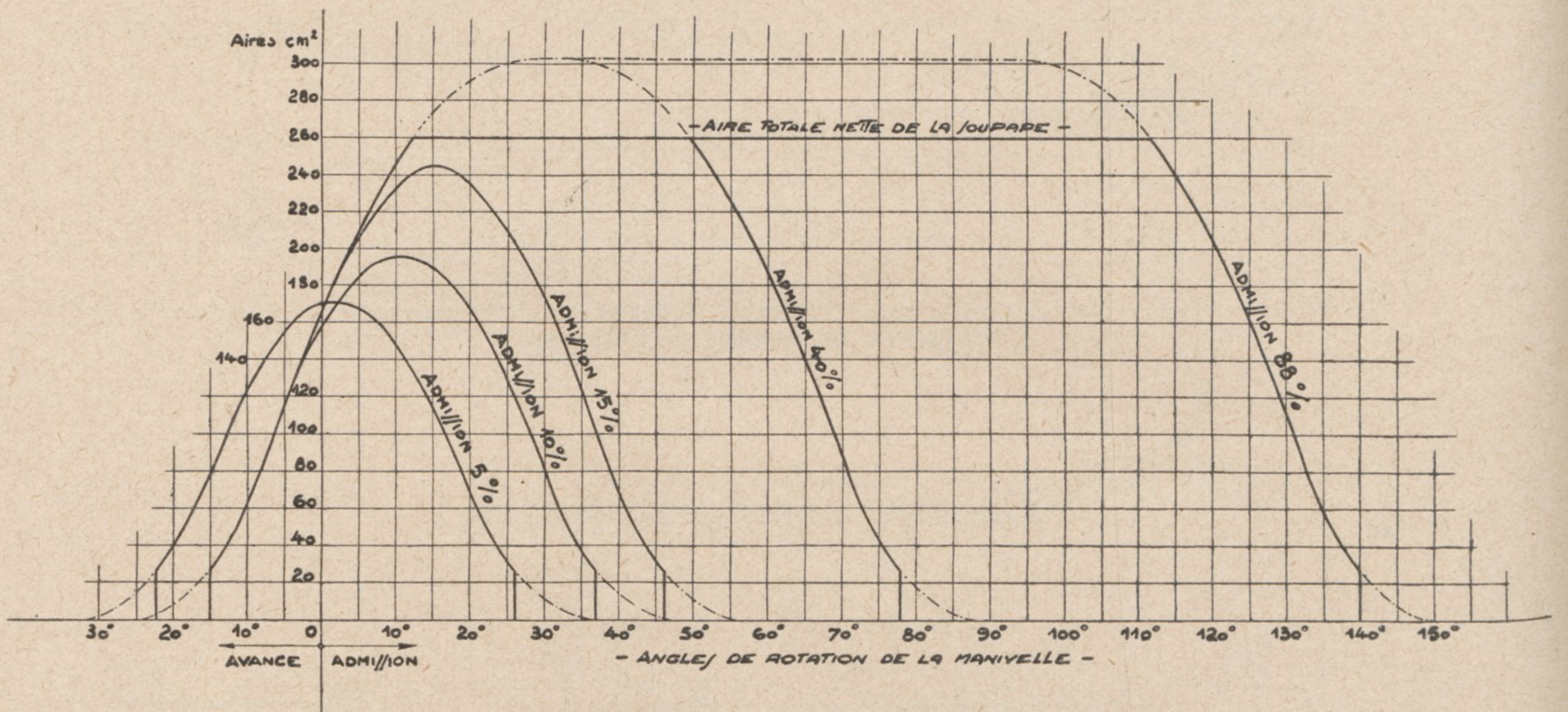
Traçons, en effet, (Fig. 18), les courbes de débit A des soupapes d'admission, en adoptant comme vitesse moyenne de passage de la vapeur : 80 m/s, ce qui n'est nullement exagéré. Portons,

Fig. 16. — Diagramme des levées des soupapes d'admission en fonction de la course du piston.

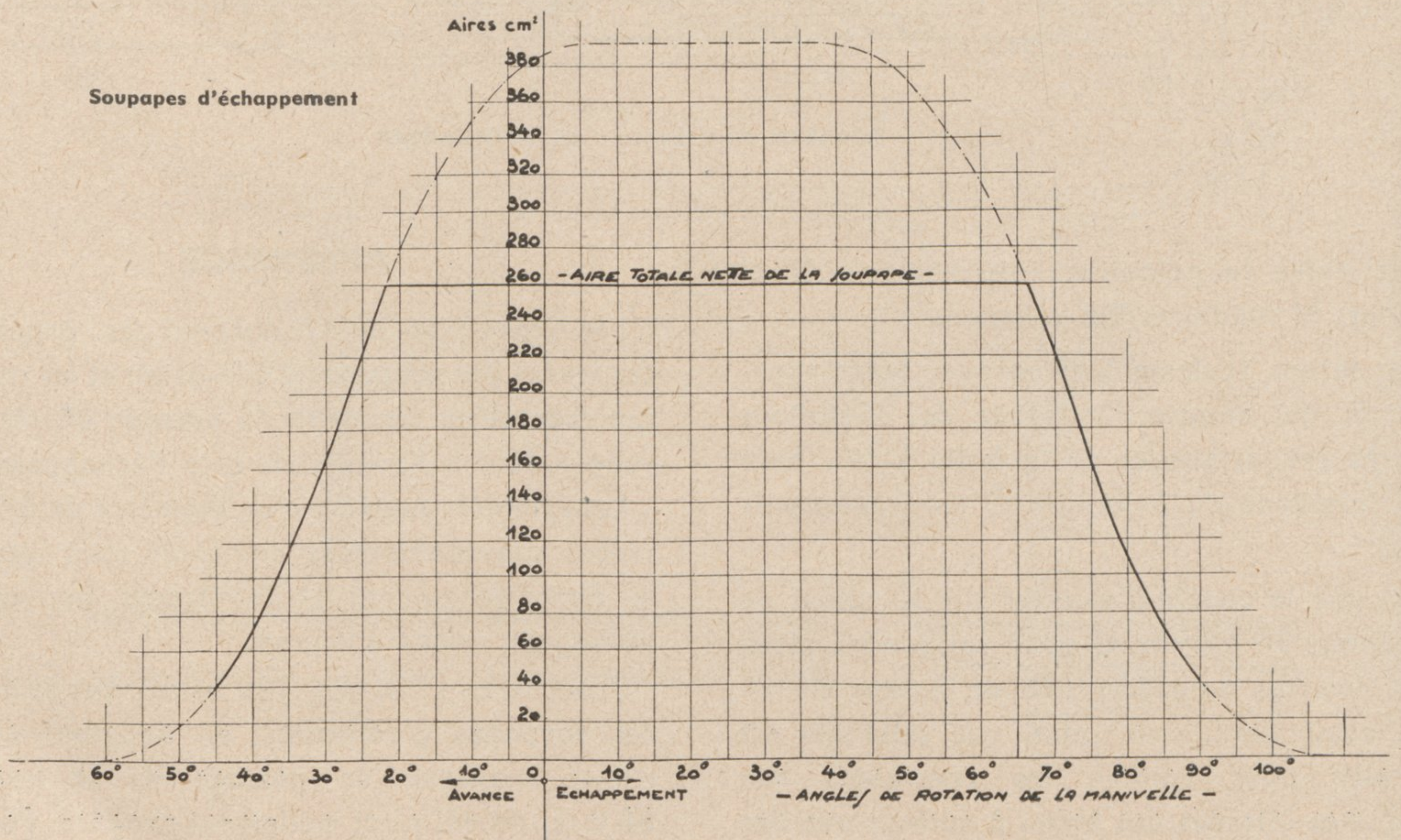


Soupapes d'admission

Fig. 17. — Diagramme des surfaces de passage offertes



Soupapes d'échappement



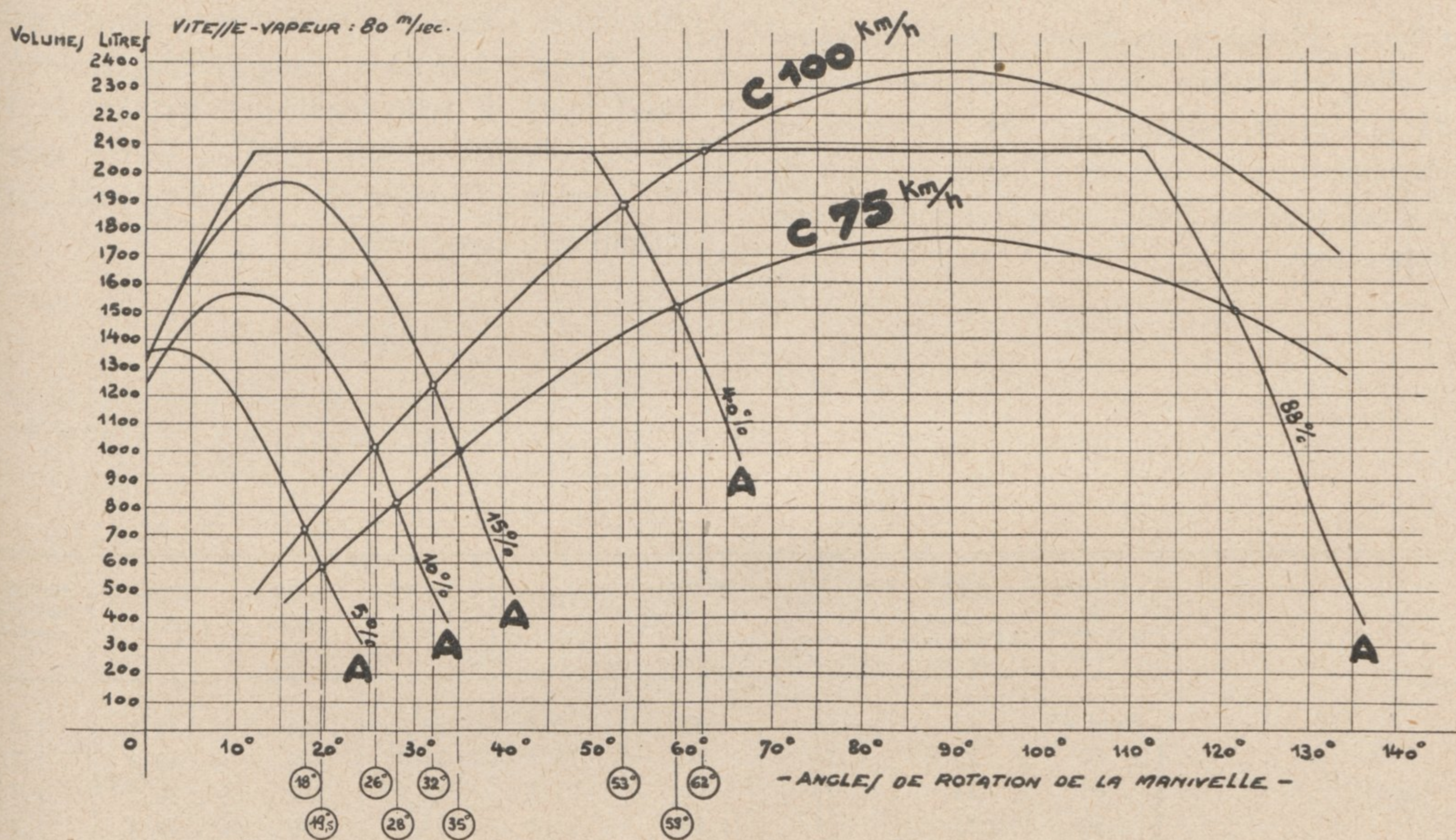
en outre, sur le même graphique les courbes C des volumes instantanés engendrés par le piston moteur; soit C_{100} pour une vitesse de la locomotive égale à 100 km/h, et C_{75} pour une vitesse de 75 km/h.

L'abscisse du point d'intersection des courbes

laminage de la vapeur par la soupape. Le tableau de la figure 18 donne les valeurs de ces abscisses ainsi que la fraction qu'elles constituent de l'admission totale pour les crans de marche 5, 10, 15% et 40% aux vitesses des 100 km/h et 75 km/h.

Or, à ces deux allures, la vaporisation normale

Fig. 18.



COURBES A

Volumes de vapeur admis par la soupape d'admission par seconde

COURBES C

Volumes engendrés par le piston moteur par seconde

ADMISSION en % de la course du piston	100 km/h		75 km/h	
	% de la course du piston sans laminage	% de l'admission totale sans laminage	% de la course du piston sans laminage	% de l'admission totale sans laminage
5 %	2,45	49,0	2,87	54,6
10 %	5,06	50,6	5,80	58,0
15 %	7,59	50,6	9,04	60,0
40 %	19,91	49,0	24,25	60,6
> 40 %	26,53	—	—	> 60 %

correspondantes des deux familles représente pour chaque admission et pour chaque vitesse la position du piston au-delà de laquelle il y a

de la chaudière ne permet pas de dépasser des admissions respectivement égales à 13% et à 16%, admissions pour lesquelles les pourcentages de

laminage respectifs ne sont que de 49% et de 40%. La distribution ne saurait donc à ce point de vue faire l'objet d'aucune critique sérieuse.

Nous ajouterons que, pour une vitesse de 100 km/h, les vitesses linéaires maxima des soupapes d'admission et d'échappement sont respectivement de l'ordre de 100 m/mn et de 105 m/mn. Ces vitesses sont peu élevées en comparaison de celles des soupapes des moteurs à explosion qui atteignent 300 m/mn.

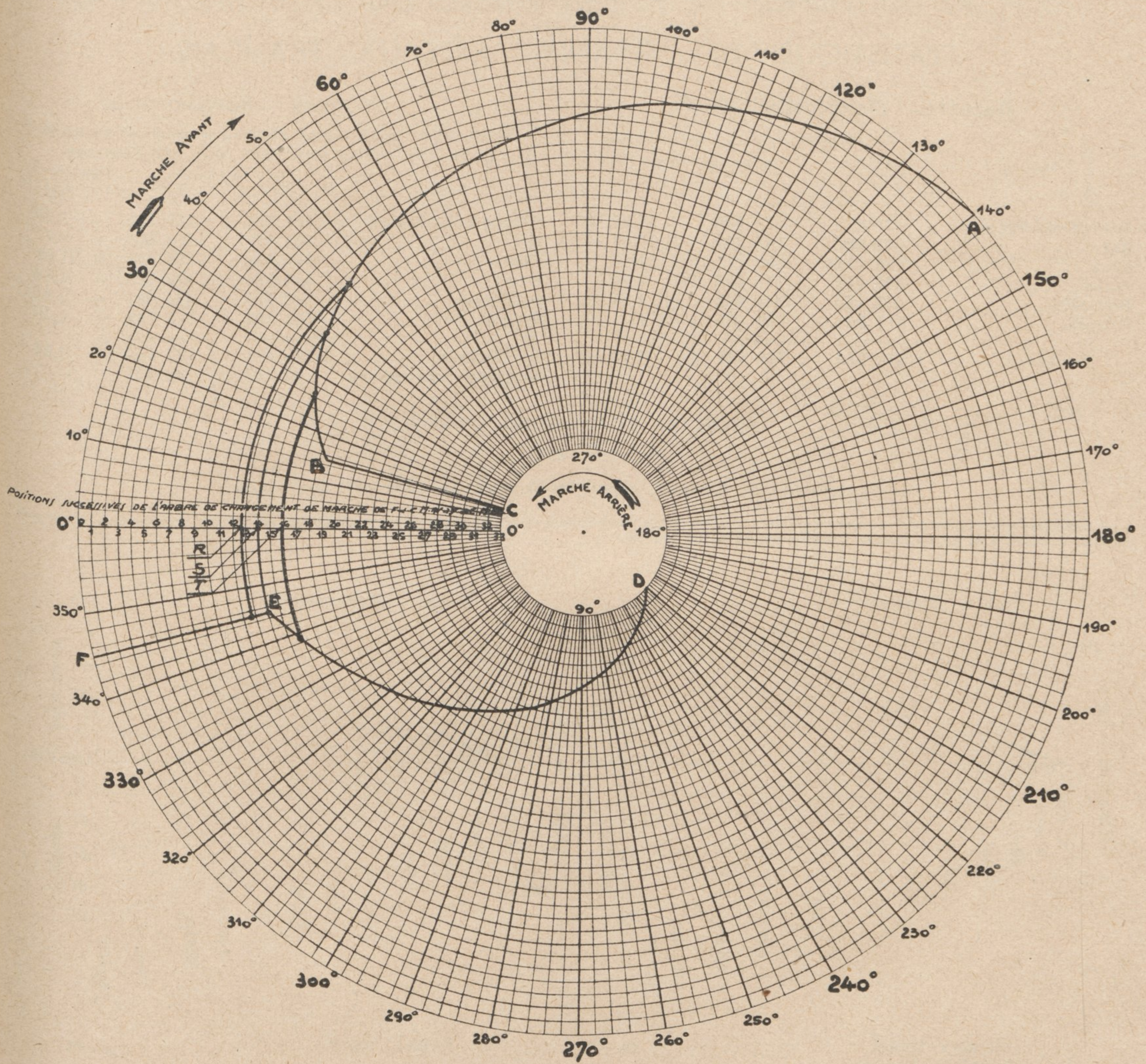
La figure 19 donne les divers relevés de régulation. Les admissions maxima ont été limitées à 85 % après ajustement de l'avance à l'échappement, afin d'éviter l'ouverture simultanée d'une soupape d'admission et d'une soupape d'échappement.

La figure 20 donne le diagramme circulaire des angles d'avance et de fin d'admission en fonction des positions successives de l'arbre de changement de marche. On remarquera l'augmentation de l'avance pour les très petites admissions. Le remplissage de l'espace mort est ainsi convenablement assuré. Il importe, en effet, que ce remplissage soit complètement effectué en un point de la course motrice d'autant plus rapproché du point mort que l'admission est plus faible. Ce point n'est d'ailleurs jamais, même aux fortes admissions, exagérément éloigné du point mort. Il varie également suivant le taux de compression adopté, mais la valeur actuelle de l'avance à l'admission, soit 1,7 %, peut parfaitement être conservée.

Fig. 19.

	CRAN % de la course du piston	LEVÉE maximum des soupapes à l'admission en mm	LEVÉE maximum des soupapes à l'échappe- ment en mm	INTRO- DUCTION %	DÉTENTE %	ÉCHAPPE- MENT anticipé %	ÉCHAPPE- MENT %	COM- PRESSION %	INTRO- DUCTION anticipée %
Marche AV	Fond AV	23	34	85	0,3	14,7	50	48,3	1,7
	70	23	34	70	15,3	14,7	50	48,3	1,7
	60	23	34	60	25,3	14,7	50	48,3	1,7
	50	23	34	50	35,3	14,7	50	48,3	1,7
	40	23	34	40	45,3	14,7	50	48,3	1,7
	30	22,6	34	30	55,3	14,7	50	48,3	1,7
	25	21,8	34	25	60,3	14,7	50	48,3	1,7
	20	20,3	34	20	65,3	14,7	50	48,3	1,7
	15	18,4	34	15	70,3	14,7	50	48,3	1,7
	10	14,7	34	10	75,3	14,7	50	48,3	1,7
	5	12,6	34	5	80,3	14,7	50	46,4	3,6
	P. M.	11,5	34	4	81,3 93,0	14,7 3	50 71,2	46,0 24,8	4,0
Marche AR	5	12,6	34	5	92	3	71,2	25,2	3,6
	10	14,7	34	10	87	3	71,2	27,1	1,7
	15	18,4	34	15	82	3	71,2	27,1	1,7
	20	20,3	34	20	77	3	71,2	27,1	1,7
	25	21,8	34	25	72	3	71,2	27,1	1,7
	30	22,6	34	30	67	3	71,2	27,1	1,7
	40	23	34	40	57	3	71,2	27,1	1,7
	50	23	34	50	47	3	71,2	27,1	1,7
	60	23	34	60	37	3	71,2	27,1	1,7
70	23	34	70	27	3	71,2	27,1	1,7	
	Fond AR	23	34	85	12	3	71,2	27,1	1,7

Fig. 20 — Locomotive S 16. Diagramme circulaire des angles d'avance et fin d'admission en fonction des positions successives de l'arbre de changement de marche de fin de course, marche avant, à fin de course marche arrière.



ABC : Courbe de fin de l'admission en marche avant et avance à l'admission en marche arrière.
 DEF : » » » » arrière » » avant.
 0° — 180° : Ligne des points morts.

Position R : Admission 15 ‰.
 » S : » 10 ‰.
 » T : » 5 ‰.