

CHAPITRE IV

DISTRIBUTIONS A PHASES INDÉPENDANTES

Nous avons expliqué au chapitre précédent comment dans les distributions à coulisses, les phases de la distribution se trouvaient « liées ». Les mécanismes à phases « indépendantes » ont été créés pour s'affranchir de cette liaison, de façon à pouvoir 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.

Remarquons tout d'abord que l'obturation des distributions à phases indépendantes peut être réalisée comme celle des distributions à phases liées, avec des tiroirs plans, des tiroirs cylindriques ou avec des soupapes.

1° Considérations générales.

a) Utilité de l'indépendance des phases.

Considérons le diagramme théorique de la *figure 69* et l'épure elliptique de la *figure 70* sur les quels 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.

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. 69*) l'aire du triangle curviligne $CC'D$, on perd donc celle du quadrilatère curviligne $E'E'F'F$.

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.

Pour améliorer le rendement ou réaliser des économies de combustible, il faut aussi faire de très longues détenteurs donc de très courtes admissions, de l'ordre de 5 à 15 % de manière à utiliser le plus complètement possible l'énergie contenue dans la vapeur. On peut donc s'assigner aussi comme but de réaliser une distribution dans laquelle deux phases varient seules : l'admission et la détente, les quatre autres restant constantes.

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

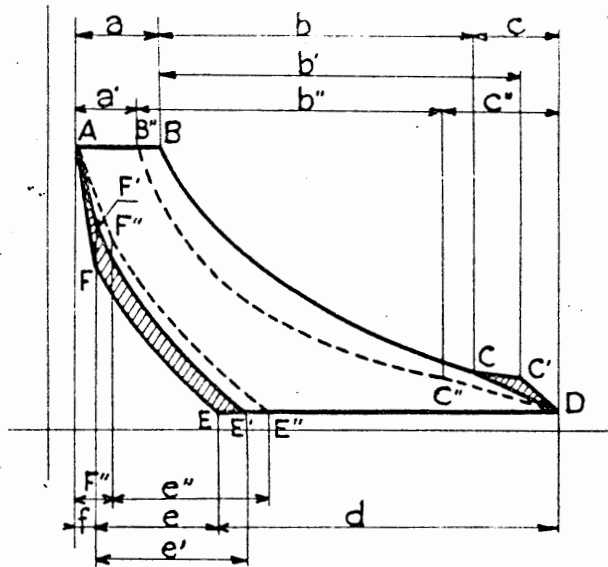


FIG. 69

- a - Admission
- b - Détente
- c - Echappement anticipé
- d - Echappement
- e - Compression
- f - Admission anticipée
ou contre-vapeur

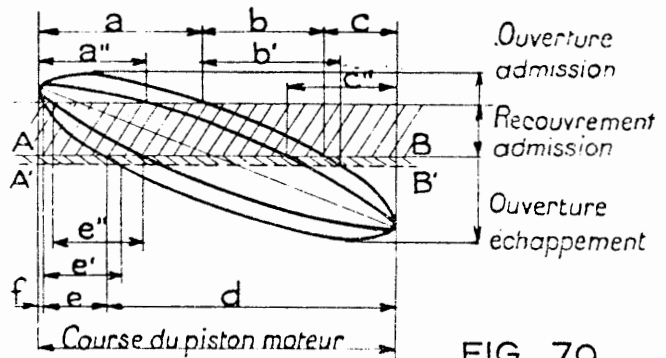


FIG. 70

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.

b) Résultats obtenus.

Au point de vue du gain de rendement moteur les dispositifs essayés n'ont pas montré de supériorité très nette par rapport à la distribution Walschaerts. La médiocrité de ces résultats relativement aux avantages escomptés provient :

— de ce que les phases de la distribution Walschaerts avaient été jugées à tort, comme très incorrectes pour les crans réduits. Ce défaut était relevé bien plus sur le tableau des phases que sur les diagrammes réels. L'expérience montre en effet, que même avec une grande avance à l'échappement et à partir d'une certaine vitesse, la courbe de détente se continue presque normalement jusqu'à fond de course malgré l'ouverture de la lumière d'ailleurs progressive si bien qu'aucune perte de travail n'est entraînée. Au contraire avec une faible avance la courbe de la ligne d'échappement s'en trouve modifiée et d'autant plus que la vitesse est plus grande parce que les orifices insuffisamment ouverts aux fonds de course ne permettent pas à la vapeur de s'échapper du cylindre. Il en résulte une contre-pression sur les pistons qui vient réduire sensiblement la surface du diagramme (surface C_1D_1K de la *figure 5*).

Les phases données par la coulisse sont aussi opportunes entre certaines limites en ce qui concerne la compression. Nous avons dit (chap. I, § A, 3^ob) qu'il existait un taux de compression optimum qui dépendait de la perte par troncature de la détente. Comme cette perte dépend à son tour du cran de marche, croissant avec elle, on voit que la compression doit être d'autant plus faible que la perte par détente tronquée est plus grande, c'est-à-dire que le cran de marche est plus fort, la meilleure compression étant obtenue lorsqu'on a égalisé les surfaces hachurées correspondant d'une part à la perte triangulaire par troncature de la détente et d'autre part, à l'aire limitée au sommet du diagramme par l'horizontale correspondant à la pression constante en fin de compression optimum. La compression doit donc varier en raison inverse du cran de marche, ce que réalise justement la coulisse.

— de l'influence prédominante sur la locomotive des phénomènes d'action de paroi pour un degré de détente élevé, réalisé en une seule fois, et cela malgré l'utilisation de hautes surchauffes.

— de l'impossibilité pratique de réduire les espaces morts à la valeur exigée par l'utilisation des crans réduits.

— de l'impossibilité d'assurer en simple expansion l'évacuation rapide de la vapeur sans arracher le feu.

— de la difficulté que l'on rencontre pour ramener l'introduction en dessous de 10 % par suite des chocs et des vibrations qui sont la conséquence des importantes fluctuations du couple moteur.

— des jeux et dérèglages qui amènent des perturbations relativement importantes pour les crans réduits.

— de la valeur incorrecte adoptée pour certaines phases (compression par exemple) en attendant que des essais méthodiquement conduits aient permis de les déterminer.

Enfin, en ce qui concerne la tenue mécanique, la plupart des dispositifs essayés se révèlent inférieurs à la distribution Walschaerts.

c) Conclusion.

La liaison des phases n'est pas une des causes principales du mauvais rendement moteur et c'est ce qui explique la médiocrité des résultats obtenus avec des dispositifs cependant séduisants. Les nombreuses et importantes modifications apportées durant cette dernière décade aux locomotives ont, en effet confirmé, que c'était dans l'insuffisance des sections de passage et dans la valeur trop élevée de la contrepression exigée pour un tirage donné que résidaient les raisons primordiales du mauvais rendement moteur, surtout à grande vitesse. Nous en avons parlé au chapitre I, § B, 1^o et nous en reparlerons au chapitre VIII décrivant les obturateurs.

Cependant, si l'on admet maintenant qu'une amélioration substantielle n'est plus à espérer de ce côté, particulièrement avec le compoundage qui résout automatiquement la question de l'utilisation des courtes introductions avec les distributions à coulisse, rien de définitif n'est encore établi relativement à cette question. La SNCF profitant des procédés d'investigation modernes dont elle dispose au banc d'essai de Vitry effectue une étude expérimentale sur la 231-523 avec distribution Renaud-Marty à phases variables en marche qui permettra sans doute de préciser définitivement nos connaissances sur ce point et si effectivement la souplesse des distributions à phases indépendantes peut être utilisée pour accroître la puissance et améliorer le rendement.

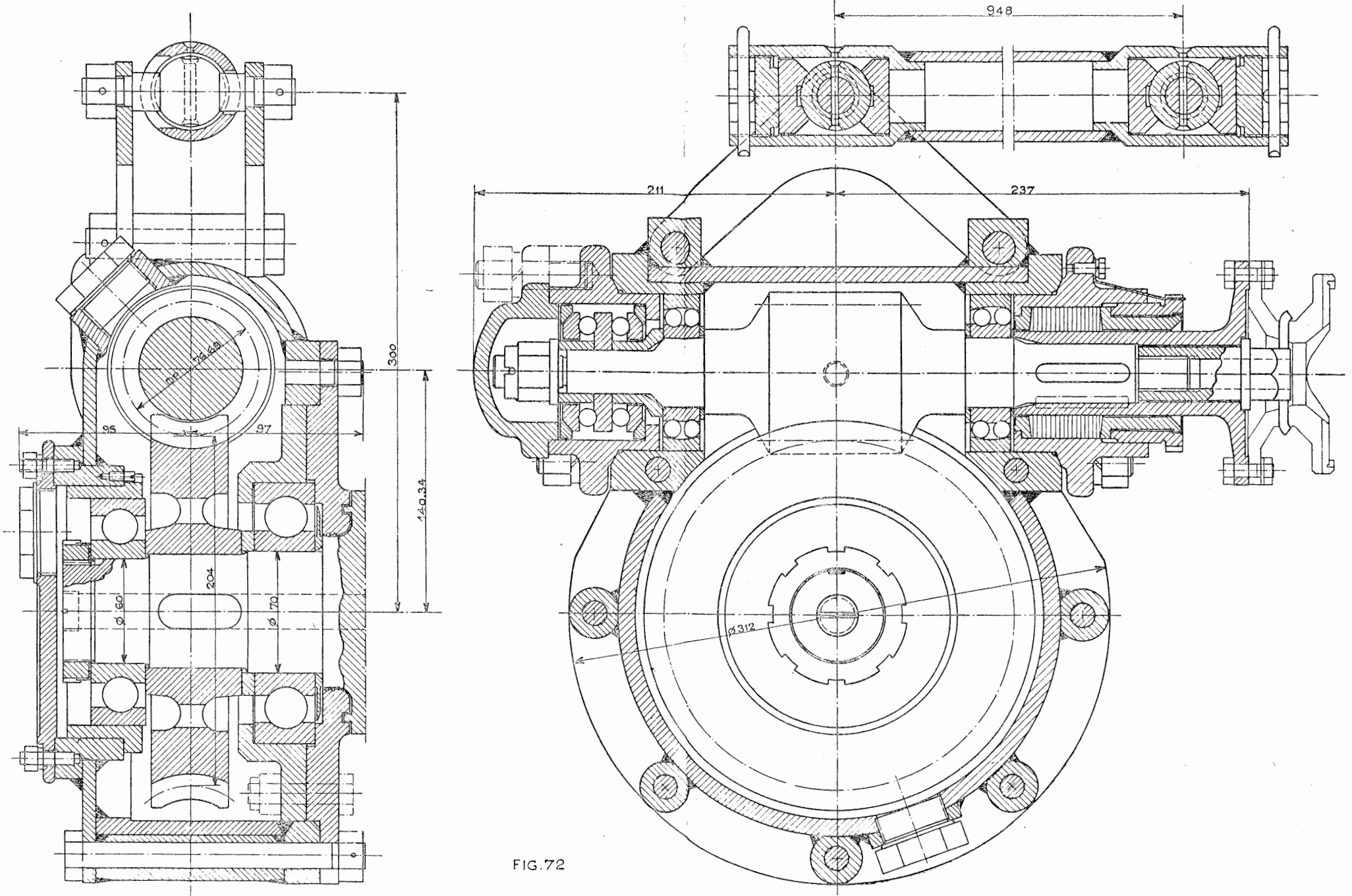


FIG. 72

2° Distribution Dabeg à cames rotatives types RC.

Nous décrivons d'abord cette distribution parce que c'est elle qui donne le plus de latitude dans le choix des phases et des sections de passage, et aussi parce qu'elle est la plus simple tant au point de vue mécanique qu'au point de vue facilité de compréhension.

a) Principe.

Comme le montre la *figure 71*, elle est essentiellement constituée par deux groupes de cames : l'un A correspondant à l'admission, l'autre E à l'échappement. L'arbre qui les entraîne tourne autour de l'axe OO' à une vitesse égale à celle du moteur. On peut donc à l'aide d'une vis tangente ou d'un engrenage d'angle calé sur un essieu moteur, actionner l'arbre à cames. Le changement de marche se fait à l'aide du dispositif C qui permet de déplacer les cames longitudinalement sur l'arbre qui les porte. On peut alors faire venir en face des galets de culbuteur qui commandent les soupapes les cames correspondantes au cran de marche désiré.

Ce type de distribution est certainement celui qui présente les caractères de généralités les plus complets puisqu'on est libre de donner aux cames, qu'il s'agisse de l'admission ou de l'échappement les profils que l'on désire et rien n'empêche de commander séparément les mouvements des cames d'admission et des cames d'échappement, si bien que l'on peut combiner de toutes sortes de manières l'utilisation des unes et des autres.

Pratiquement, il n'est pas nécessaire d'user de toutes ces ressources et comme l'expérience l'a montré on a été finalement conduit à tracer les profils des cames en se rapprochant sensiblement des phases données par une distribution à coulisse (*fig. 66 c*) pour les crans moyens. Il est toutefois possible d'utiliser des admissions très courtes 10 à 20 % sans compression exagérée.

En ce qui concerne la levée des soupapes, l'arbre à cames rotatives permet d'atteindre dès les premiers crans, les levées maxima à l'admission et à l'échappement afin de tirer tout le parti possible des soupapes de grand diamètre.

b) Description.

La prise de mouvement comporte d'un seul côté de la machine, une boîte de prise en bout de l'axe de l'essieu moteur et une boîte d'entraînement en bout de la boîte à cames reliées par un arbre incliné à cardans, partagé en deux tronçons par un support intermédiaire fixé au châssis.

La boîte de prise de mouvement (*fig. 72*) comporte dans un carter étanche une roue et vis sans fin qui permettent de transformer avec un rapport de vitesses angulaires constant une rotation continue en une autre également continue et perpendiculaire à la première. La vis est à filets triangulaires et du type « tangente » dans lequel le contact de l'une des dents de la roue et du filet de vis correspondant se fait suivant une ligne au lieu d'un point. L'avantage d'une telle vis est la répartition de l'effort sur une plus grande surface d'où une réduction de l'usure et la suppression du jeu et des chocs.

L'arbre à cames porte à côté les unes des autres, une série de cames dont les profils se raccordent de manière continue. Le galet a une forme sphérique. Le mouvement longitudinal des arbres à cames des deux cylindres est obtenu par un système de leviers à mouvements de renvoi ; commandé de l'abri et agissant par une fourchette sur un bossage au milieu de la barre solidarissant les deux arbres à cames. Le mouvement d'entraînement en rotation de l'arbre à cames est obtenu par l'intermédiaire d'un guide d'entraînement cannelé en bronze d'aluminium E claveté sur lui et pouvant coulisser lorsqu'on change le cran de marche dans une douille D (à quatre cannelures intérieures) (*fig. 73*). Cette douille est commandée par une roue tangente et tourne dans un manchon cylindrique fixe à l'intérieur du carter étanche en tôles d'acier soudé de la boîte à cames. Un guide central C en acier traité claveté sur l'arbre à cames tourne et peut coulisser dans un autre manchon fixe B.

A régulateur fermé les soupapes forment by-pass grâce à un dispositif qui sera décrit plus loin.

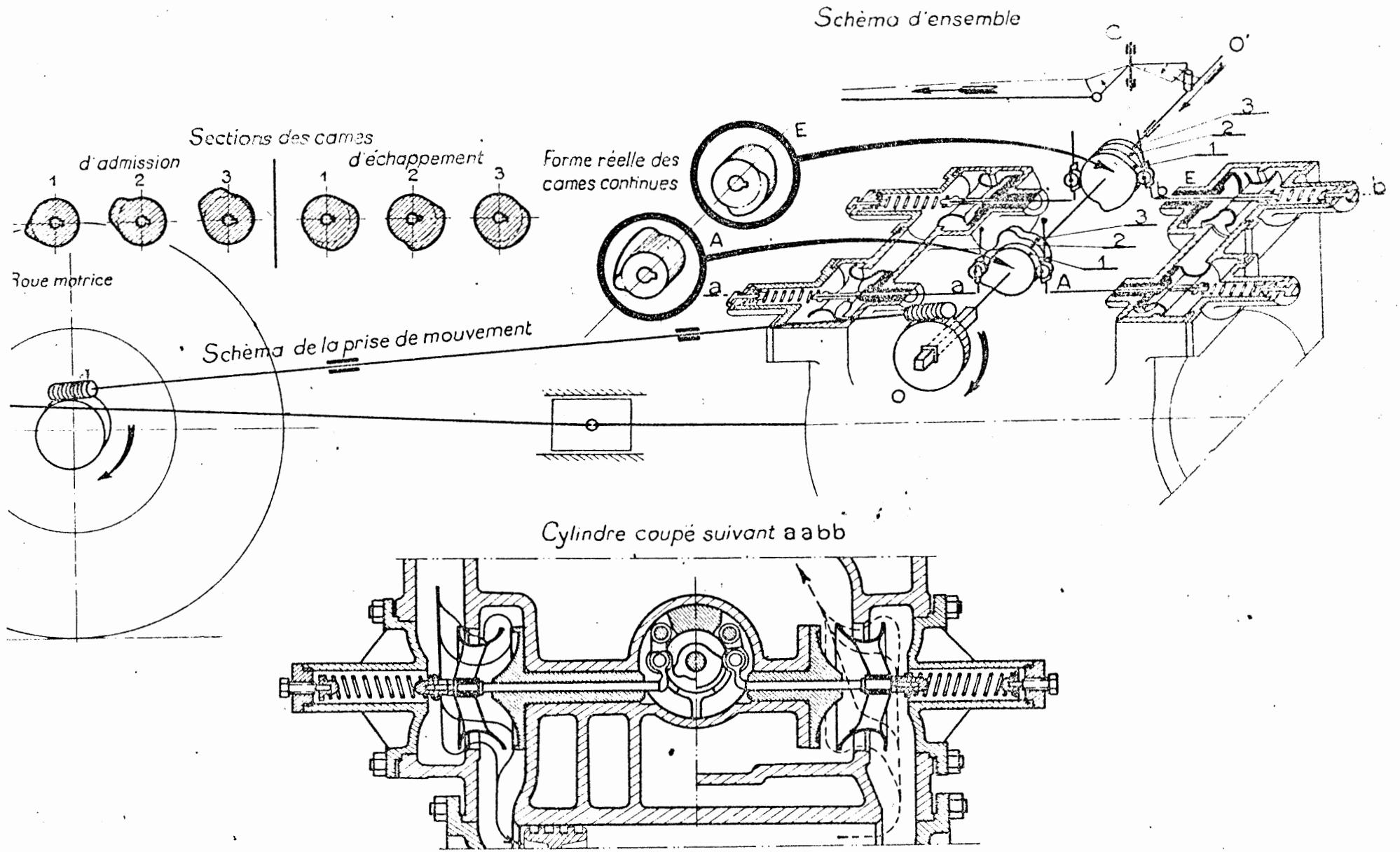


FIG. 71

3° Distribution Renault.

Cette distribution a été appliquée pour la première fois au Réseau en 1912 à la machine 030-729 à simple expansion à 2 cylindres et à vapeur saturée. Les condensations qui se produisaient dans les cylindres du fait des grandes détente firent disparaître en partie les avantages qu'on était en droit d'attendre d'elle et on ne fit aucune application nouvelle aux machines à vapeur saturée.

En 1928 elle fut appliquée à la 141-050 (1) puis en 1931 à la 231-523 transformée en machine à simple expansion et à 3 cylindres, puis à la 241-101 OCEM et enfin en 1933 aux cylindres BP de 6 machines 231-500.

Elle n'existe plus actuellement que sur la 231-523.

a) Principe.

Du point de vue cinématique cette distribution est celle présentant le plus d'intérêt. Tandis que dans les autres distributions la levée des soupapes est produite par la saillie constante d'une came qui tourne à la vitesse de l'essieu moteur, dans la distribution Renault les soupapes se lèvent actionnées par un galet *g* (fig. 74) qui roule sur un tambour *T* tournant à une vitesse 2 fois moindre que la machine et d'où émergent au moment voulu, des cames coulissantes *E* mues par un excentrique triangulaire fixe dans l'espace.

Les données qui conduisent à la détermination du contour de l'excentrique triangulaire dit de « Trézel » sont (fig. 75) :

- le plus petit rayon *r* de la came excentrique
- la course *l* du cadre coulissant ou came *E*

— l'angle *MON* formé par les droites qui joignent l'axe *O* de rotation au centres *I*₁ et *I*₂ des petits arcs de raccordement, il correspond à la période de repos de *E* (les arcs *MS* et *PQ* ont même centre *I*₁, de même *NP* et *SR* ont même centre *I*₂, *MN* a pour centre *O*). La figure 76 donne les lois du mouvement de saillie et de retrait de *E* lorsqu'elle tourne autour de l'excentrique fixe. Les phases de ce mouvement durant chaque tour sont successivement un mouvement direct varié, accéléré, puis direct varié retardé puis l'immobilité, puis un mouvement retrograde comprenant 3 phases identiques aux précédentes. Comme ainsi la came émerge tantôt d'un côté, tantôt de l'autre, c'est-à-dire 2 fois par tour de tambour on est tout naturellement conduit à faire tourner ce tambour à une vitesse 2 fois moindre que celle des essieux.

Il existe pour chaque sens de marche autant de cames, et par conséquent autant d'excentriques triangulaires que de soupapes à manœuvrer ; par cylindre où il y a 4 soupapes : 2 d'admission, 2 d'échappement il faut donc 8 cames réparties dans 2 tambours.

Le changement de marche et les divers crans d'admission sont obtenus en faisant tourner l'excentrique fixe.

Du point de vue mécanique cette distribution est extrêmement simple. Elle présente toutefois l'inconvénient de ne pas assurer une continuité complète au mouvement du galet puisqu'il n'est pas possible de réaliser un profil de came permettant dans toutes les positions de cette dernière d'obtenir une levée à accélération constante permettant d'éviter les chocs au moment où le galet rencontre la came qui émerge ou lorsqu'il retombe sur le tambour. Cet inconvénient est toutefois plus théorique que pratique car il suffit de dimensionner les pièces convenablement pour obtenir la robustesse désirable. Cependant sur la 231-523 (fig. 77) un dispositif à galets interposés entre la came et le coulisseau permet de supprimer ces chocs.

b) Description du mécanisme de la 231-523 (fig. 77).

Le mécanisme comporte 2 boîtes à cames par cylindre extérieur fixées sur le tablier. Les arbres à cames sont placés transversalement. Chaque boîte commande les 4 soupapes d'un cylindre extérieur et 2 soupapes (admission et échappement) du cylindre intérieur.

(1) Voir n° de décembre 1929 de la *Revue Générale des Chemins de Fer*.

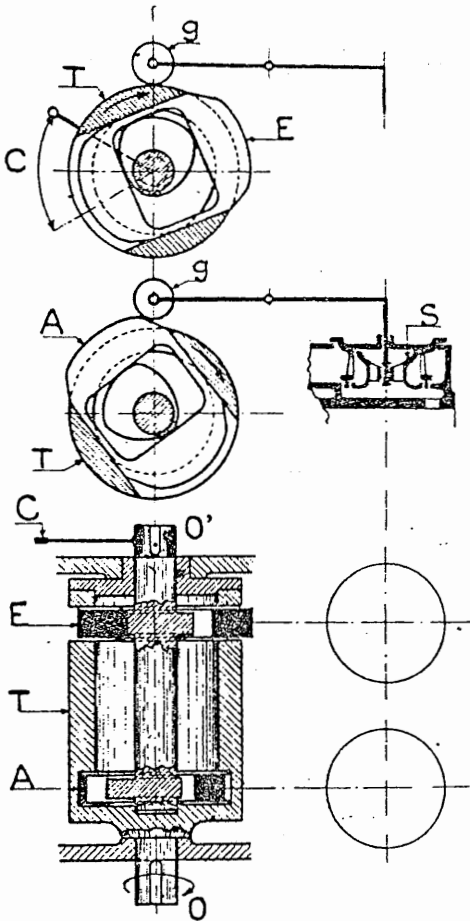


FIG. 74

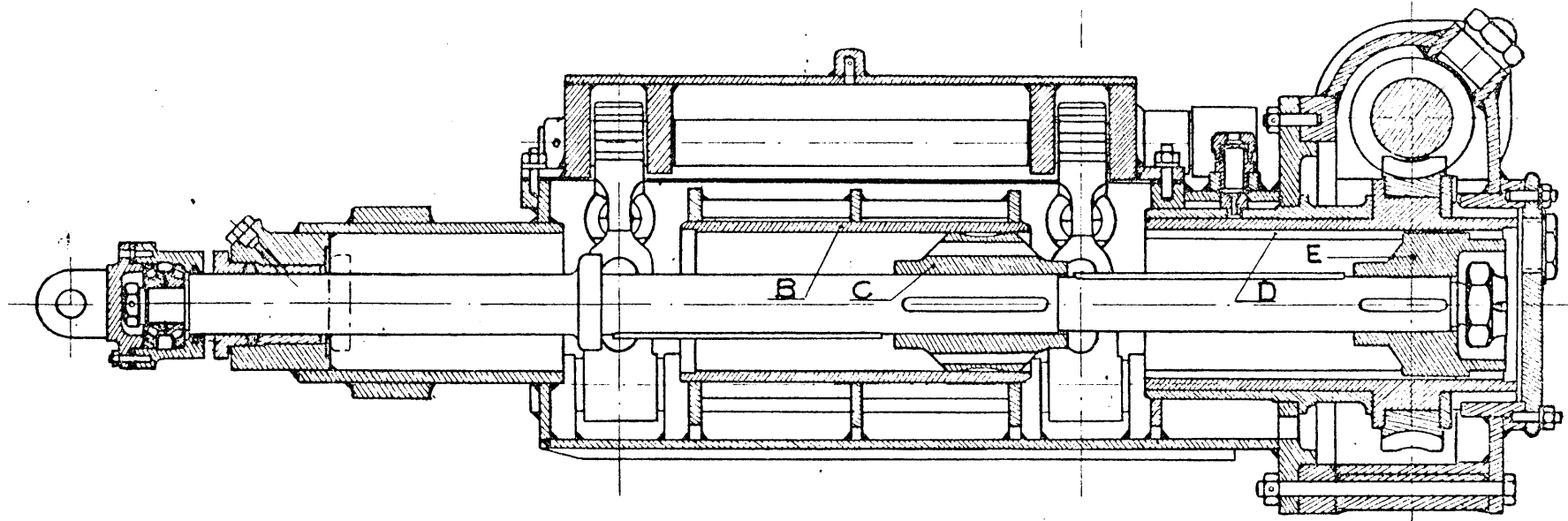
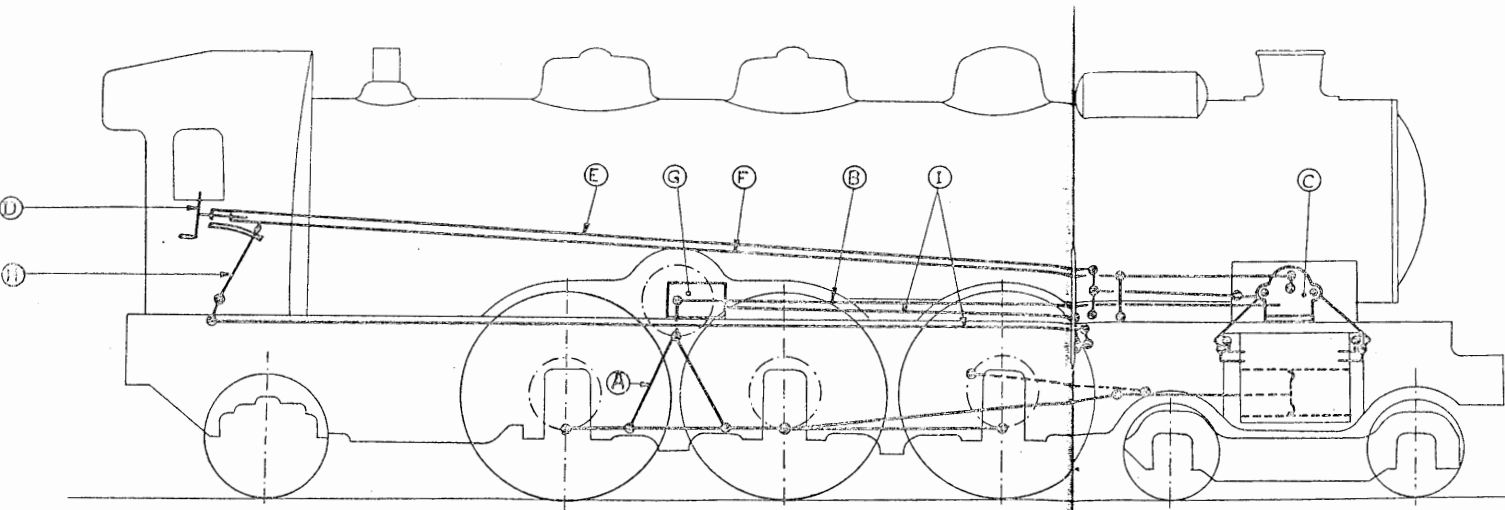


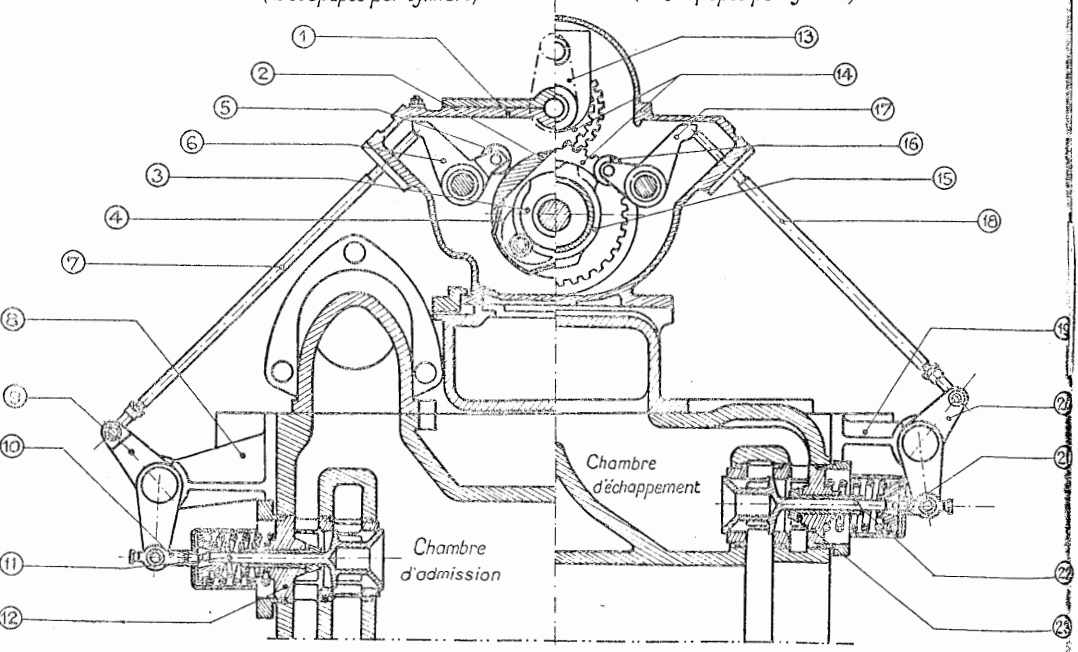
FIG. 73



A	Prise de mouvement
B	Arbre de commande des tambours
C	Boîte à cames
D	Vis de commande des barres de réglage
E	Barre de réglage des cames d'admission
F	Barre de réglage des cames d'échappement
G	Boîte de décalage général (donne les positions : démarrage A1, marche A1, marche A)
H	Levier de commande du décalage général
I	Barres de commande du décalage général

Commande des soupapes

Section par une soupape d'admission (2 soupapes par cylindre) Section par une soupape d'échappement (4 soupapes par cylindre)



1	Boîte à cames	13	Levier de comm ^{de} des cames d'échappement
2	Tambour	14	Pignon d'entraîn ^t d°
3	Came d'admission, réglable	15	Cames d'échappement, fixes et réglables
4	Coulisseau	16	Galet de roulement
5	Galet de roulement	17	Culbuteur de commande de bielle
6	Culbuteur de commande de bielle	18	Bielle de comm ^{de} de soupape d'échappement
7	Bielle de comm ^{de} de soupape d'admission	19	Support de levier de comm ^{de} de soupape
8	Support du levier de comm ^{de} de soupape	20	Levier de comm ^{de} de soupape d'échappement
9	Levier de comm ^{de} de soupape d'admission	21	Poussoir de tige d°
10	Poussoir de tige d°	22	Soupape d'échappement
11	Soupape d'admission	23	Lanterneau-siège de soupape d'échappement
12	Lanterneau-siège de soupape d'admission		

FIG. 77

Le changement de marche agit sur un arbre transversal qui, par l'intermédiaire de pignons coniques, commande un arbre longitudinal. Ce dernier actionne un second arbre transversal sur

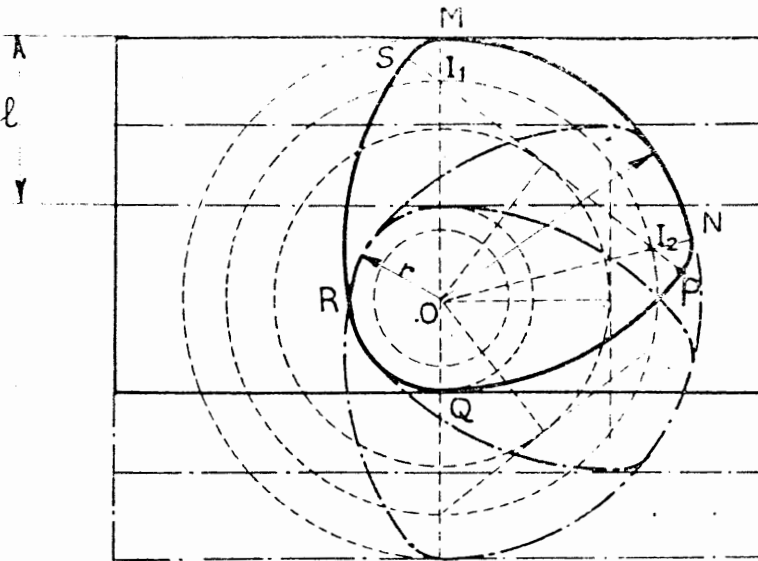


FIG. 75

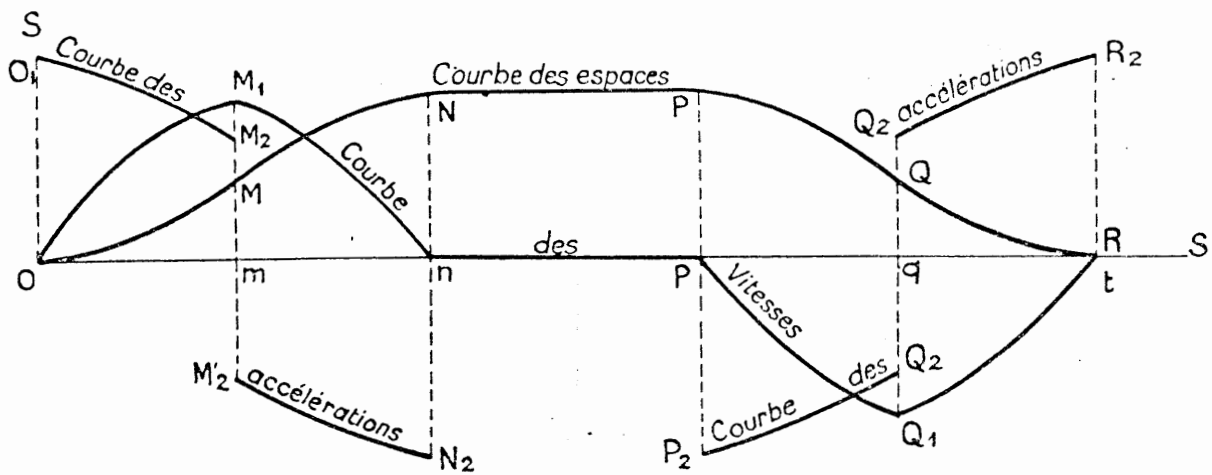


FIG. 76

lequel sont montées deux bielles (une par boîte à cames) : l'extrémité avant de ces bielles comporte une crémaillère, et comme l'arbre à cames est muni d'un pignon engrenant avec cette crémaillère, on fait tourner l'arbre à cames en manœuvrant le changement de marche ; on obtient ainsi la position voulue des excentriques triangulaires.

4° Distribution Caprotti.

Le système « Caprotti » comporte l'emploi de cames à saillie fixe, qui peuvent être calées de manière variable sur l'arbre d'entraînement. Ce calage peut être modifié en cours de route au gré du mécanicien. (1)

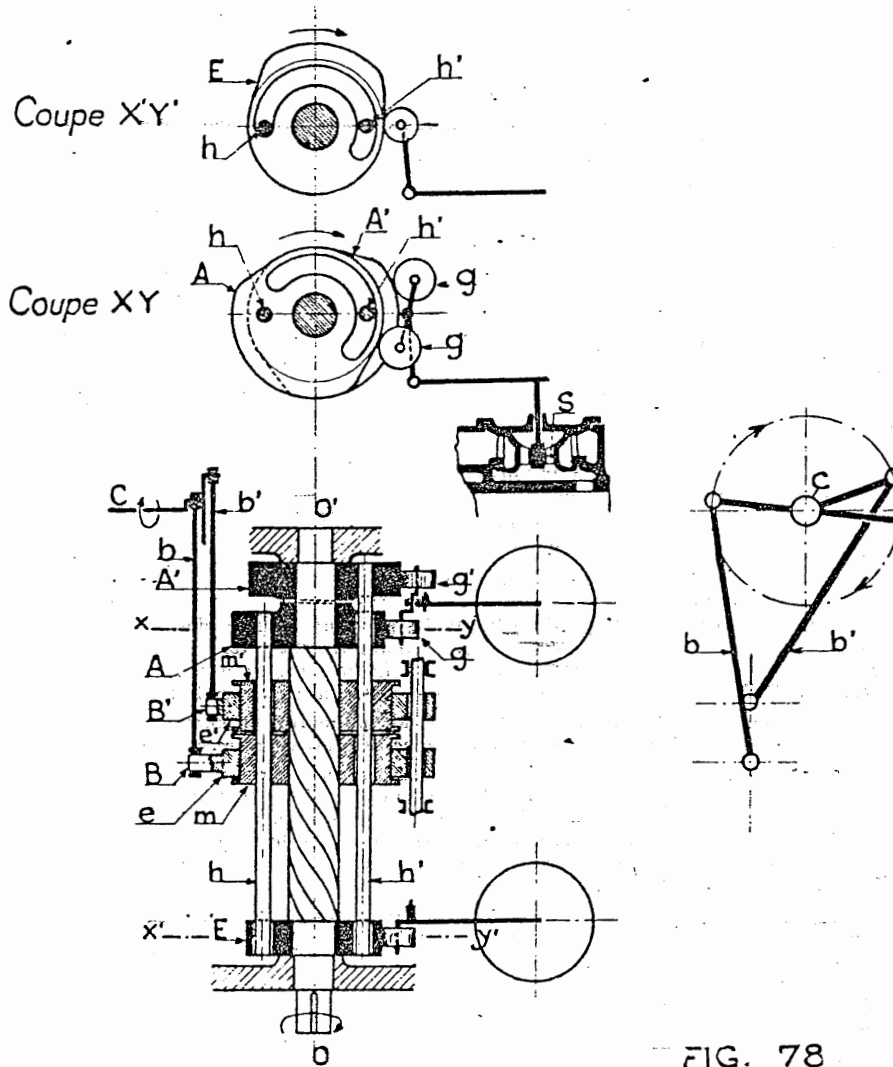


FIG. 78

On a réalisé, dans ce dispositif, assez compliqué, l'indépendance absolue de fonctionnement des soupapes d'admission et d'échappement, le but poursuivi primitivement étant toujours le même : faible introduction, avance à l'échappement et compression constantes indépendamment du cran (fig. 66 d). Les cames qui actionnent les soupapes sont contenues dans une boîte étanche ; il n'y a qu'une boîte par cylindre.

L'arbre à cames OO' , perpendiculaire à l'axe du cylindre, est disposé au-dessus de ce dernier (fig. 78). Il supporte deux cames A et A' juxtaposées pour l'admission ; ces deux cames actionnent alternativement les deux soupapes d'admission S . Les deux soupapes d'échappement sont actionnées par une seule came E .

Toutes ces cames sont, en réalité, doubles, car elles ont deux profils diamétralement opposés. C'est ce qui leur permet, d'actionner en même temps les deux soupapes placées à chaque extrémité du cylindre.

(1) Voir n° de décembre 1928 de la Revue Générale des Chemins de Fer.

L'originalité de ce dispositif réside dans le fait qu'on peut pour chaque poussoir de soupape, faire des combinaisons très variées avec les quatre bossages, que comportent au total les deux cames placées l'une contre l'autre. Ce résultat est obtenu en actionnant chaque basculeur par un levier articulé en son centre et terminé à chaque extrémité par un galet g et g' . Ces galets ne sont pas placés dans le même plan vertical ; ils sont au contraire dans deux plans parallèles correspondant aux plans médians des cames.

Il en résulte que chaque galet roule sur une came différente et que le point d'articulation du basculeur décrit une courbe résultant de la composition des mouvements provoqués par les deux cames juxtaposées. En modifiant le calage des cames indépendamment l'une de l'autre, on peut obtenir des séries de courbes différentes décrites par l'axe du basculeur.

Chaque came comporte, d'un côté, une circonférence de grand rayon et de l'autre côté une circonférence de petit rayon. Suivant que les galets g ou g' sont sur la circonférence de grand ou de petit rayon, on obtient quatre positions différentes de repos du levier porte-galets.

La came correspondant aux soupapes d'échappement est unique, mais elle comporte également deux bossages opposés à grand et à petit rayon. Le basculeur est simplement coudé à angle droit, comme un renvoi de sonnette et porte directement un galet unique à son extrémité.

Nous avons dit précédemment qu'on pouvait faire des combinaisons infiniment variées des quatre bossages des soupapes d'admission. Ce résultat est obtenu au moyen d'un dispositif qui permet de faire varier le calage de chacune des deux cames jumelles sur l'arbre d'entraînement indépendamment l'une de l'autre.

Chaque came A est montée folle sur l'arbre de distribution. L'entraînement de chaque came est obtenu au moyen d'une barre cylindrique h solidaire d'un manchon m entraîné lui-même par l'arbre de distribution. Ce manchon n'est pas calé d'une manière fixe ; il peut au contraire coulisser dans des rainures hélicoïdales, creusées dans l'arbre. En faisant avancer ou reculer le manchon au moyen du collier e dans lequel il est monté à frottement doux on provoque le décalage de la came correspondante. La deuxième came A' est reliée de même à un manchon m' par une tige h' . Le déplacement du manchon m' provoque une rotation de la came A' correspondant au décalage désiré.

Un arbre unique de relevage c placé dans chaque boîte perpendiculairement à l'arbre d'entraînement des cames, agit sur deux paires de leviers b et b' , provoquant le déplacement des manchons et par suite le décalage des cames.

La longueur et l'orientation des coudes de l'arbre de relevage ont été établies pour obtenir avec un seul arbre toutes les combinaisons de cames recherchées.

Des rainures circulaires traversant l'un des manchons permettent le passage de la tige d'entraînement de la came la plus éloignée des manchons. Ceux-ci peuvent donc coulisser sans gêner le décalage des cames.

Le changement de calage des cames d'échappement est obtenu d'une manière plus simple que celle qui est employée pour les cames d'admission.

La came porte deux rainures circulaires dans lesquelles peuvent coulisser deux doigts des tiges h et h' . Quand on change le sens de rotation de l'arbre à cames, les doigts abandonnent le fond de la rainure circulaire sans entraîner la came. Quand ils arrivent à l'autre extrémité de la rainure formant butée, ils entraînent la came en sens inverse, mais avec tout le décalage correspondant au manque de contact avant la butée à fin de course.

Ce retard dans la rotation en sens inverse de la came, au moment d'un changement de marche, permet de ne modifier en rien l'échappement jusqu'au moment où l'avance angulaire de l'ouverture de l'admission a atteint 48° .

La transmission est constituée par les arbres et engrenages qui servent à donner à l'arbre des boîtes à cames un mouvement rotatif de même vitesse que celui de l'essieu moteur. Cette transmission est généralement constituée par un arbre télescopique muni à ses deux extrémités d'engrenages coniques renfermés dans des boîtes étanches. Lorsque la transmission est disposée à l'extérieur du châssis, la prise de mouvement se fait sur le tourillon cintré d'une contre-manivelle motrice que l'on applique à l'extérieur d'un bouton de manivelle de roue motrice ou accouplée.

Les dispositifs décrits ci-dessus ont été mis en service, sur de nombreuses locomotives sans avoir fait apparaître jusqu'à présent des inconvénients sérieux, principalement en Amérique, en Autriche, en Italie et sur quelques réseaux français.

5° Distribution Cossard.

Le Réseau du Nord, à la suite d'essais satisfaisants effectués avec la machine prototype 4.1201 à distribution par pistons-valves, a mis en construction une importante série de machines de ce type (1).

Cette distribution présente des dispositions assez analogues à celles de la distribution Caprotti. L'admission notamment est réalisée à l'aide d'un équipage à deux galets roulant sur deux cames dont on modifie l'angle de calage. Elle en diffère cependant :

- par de nombreux détails de réalisation ;
- par la commande du changement de marche ;
- par l'utilisation de pistons-valves.

(1) Voir n° de février 1933 de la *Revue Générale des Chemins de Fer*.

Le piston-valve est à la fois une soupape et un tiroir cylindrique (fig. 79). Il est déjà en mouvement au moment de l'ouverture des lumières, ce qui réduit le laminage. Il doit être étanche, les dilatations de la chemise de l'obturateur n'empêchant pas les segments de porter. Il est équilibré de telle manière qu'il n'y ait pas d'effort supplémentaire à fournir pour vaincre la pression de la vapeur au début de son déplacement.

Le principe de cette distribution est la séparation complète des deux problèmes suivants :

- Renversement du sens de marche.
- Variation de la période d'admission, donc de celle de détente.

Il est ainsi possible de mettre à la disposition du mécanicien deux appareils de commande différents : l'un « l'appareil de changement de marche », qui donne la marche avant ou la marche arrière, l'autre « l'appareil de réglage de la détente » qui peut prendre toutes les positions pour faire varier l'admission de 0 % à 80 %, dans chacun des deux sens de marche. Mais pour respecter les habitudes du personnel de conduite, on a relié, dans les boîtes de distribution mêmes, par un moyen simple, ces deux commandes bien distinctes en une seule, pour ne laisser au mécanicien qu'un seul appareil analogue au changement de marche.

Les pistons-valves sont actionnés par des culbuteurs placés dans la boîte à cames, qui est fixée sur le cylindre. La figure 80, indique la position de ces culbuteurs : $c^1 c^2$ pour les pistons-valves d'admission, c^3 et c^4 pour les pistons-valves d'échappement.

La distribution est obtenue au moyen de trois cames :

— la *came d'échappement*, qu'on voit aux figures 83 et 84, sur laquelle reposent les galets des culbuteurs et dont les deux bossages ont chacun une longueur $(e + e')$ e étant la période d'échappement constante, et e' l'avance à l'échappement également constante). Cette came commande l'ouverture et la fermeture des 2 pistons-valves d'échappement avant et arrière des figures 80 et 84 par l'intermédiaire des culbuteurs c^3 et c^4 .

— la *came d'admission* dont la longueur du bossage mn est (fig. 82) $a + a' + x$ dans laquelle a est la période d'admission maximum a' l'avance à l'admission constante, x une fraction de bossage correspondant à celle de la rampe de descente de la came de détente ; à noter que la rampe de descente de la came de détente précède la rampe de descente x de la came d'admission dans le sens marche avant de la flèche.

La *came de détente* dont la longueur du bossage est (fig. 82) : $\alpha + a' + y$, dans laquelle a est toujours la période d'admission maximum, a' l'avance à l'admission, y une portion de bossage correspondant à celle de montée de la came d'admission qui suit la rampe de montée de la came de détente.

Nous verrons ci-après que l'arbre à cames tourne moitié moins vite que l'essieu moteur. Chaque came ne fait donc qu'un demi-tour pour un aller et retour du piston ; ce qui a permis de prévoir, sur l'une des demi-circonférences de la came, le bossage pour la distribution de l'arrière-cylindre et sur l'autre demi-circonférence le bossage commandant la distribution de l'avant-cylindre.

La commande des obturateurs d'échappement se fait par le moyen classique d'un culbuteur à un galet (fig. 84) : le culbuteur c^3 de gauche commandant le mouvement de l'obturateur d'échappement arrière, le culbuteur c^4 , l'obturateur d'échappement Avant.

La commande des obturateurs d'admission est constituée par un équipage d'un type spécial (fig. 86). Le point d'attaque de l'obturateur est en O quand les deux galets roulent sur les 2 circonférences de petit diamètre des cames de détente et d'admission (circonférences de rayon om et op égaux).

Les rampes des deux cames étant décalées, comme nous l'avons vu figure 82, quand un galet reste sur la circonférence de rayon minimum (admission par exemple) et l'autre sur un rayon d'admission maximum $o_1 s$ (détente) le point d'attaque O de l'obturateur passe en O'' . Cet obturateur s'est déplacé, mais la lumière n'est pas encore ouverte. Quand les deux galets sont sur les deux circonférences de rayon maximum, or et os le point d'attaque devient O' et l'obturateur est ouvert (fig. 86)

En ce qui concerne la variation et l'admission et de la détente reprenons la figure 82 pour laquelle les positions respectives des deux cames admission $m n$ et détente $p q$ nous donnent l'admission maximum. Les cames de la figure 82 tournent dans le sens de la flèche. La came de détente attaquera son galet en q et le point d'attaque de l'obturateur qui était O deviendra O'' (fig. 86) préparant ainsi l'ouverture de la lumière. La came d'admission soulèvera son galet quand le bossage n viendra à son contact, d'où passage du point d'attaque de O'' à O' et ouverture de l'obturateur, pendant : a' (avance à l'admission) et a (admission maximum). A la fin de a , le galet de détente étant descendu sur la circonférence de petit rayon, le point d'attaque de l'obturateur est ramené en O'' d'où fermeture intermédiaire du piston-valve ; la fermeture complète se fait quand le galet d'admission descend à son tour en m sur la petite circonférence.

Pour faire varier l'admission et par suite la détente, la came de détente est déplacée dans le sens du mouvement. Mettons-la dans une position intermédiaire $p'q'$. Le galet de la came de détente est attaqué plus tôt en q' , mais la soupape ne s'ouvre néanmoins qu'à la montée du galet d'admission en n et cesse à la descente du galet de détente en p' l'admission n'est plus égale qu'à np' .

Décalons la came de détente jusqu'à l'extrême limite de la quantité $a - (a' + y)$. Elle prendra la position $p''q''$ pour laquelle les points p'' et q'' sont symétriques de q et p par rapport à l'axe horizontal.

Le galet de détente monte bien en q'' sur la came de détente, mais l'ouverture de l'orifice ne se produit qu'à la montée du galet d'admission sur la came d'admission en n , et l'admission ne sera plus que np'' .

Coupe d'un obturateur d'admission

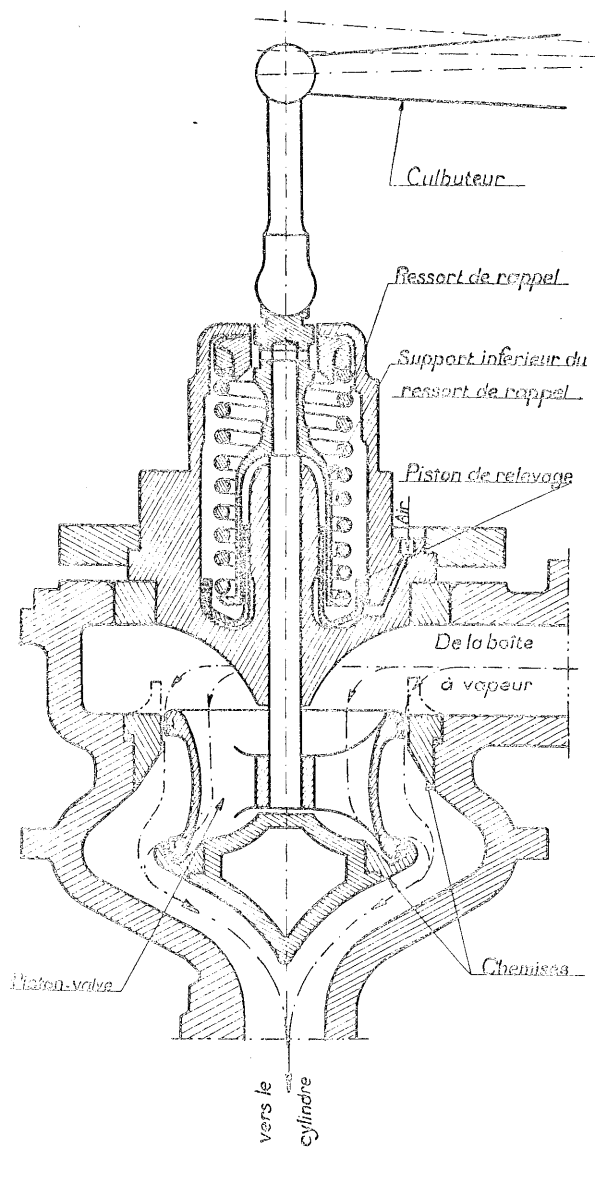


FIG. 79

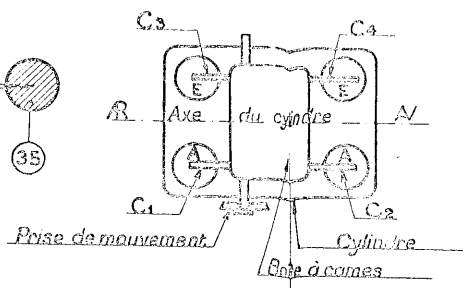


FIG. 80

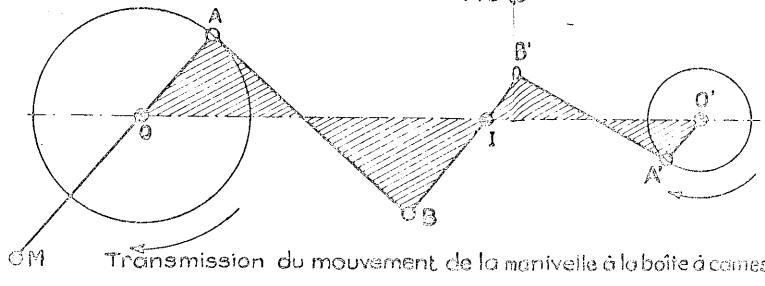


FIG. 81

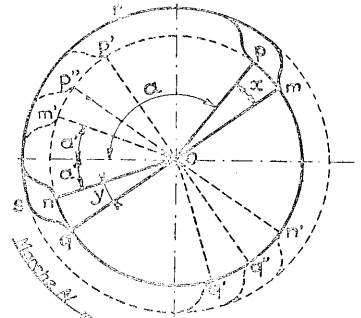


FIG. 82

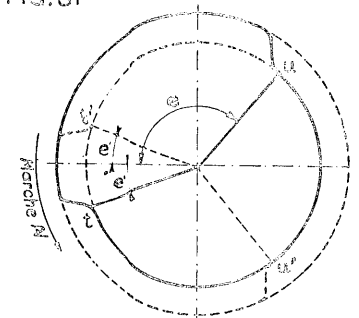


FIG. 83

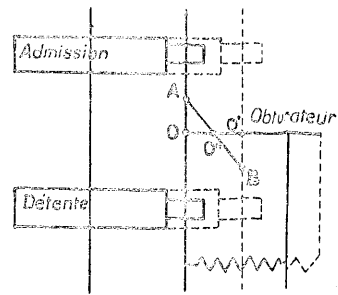


FIG. 86

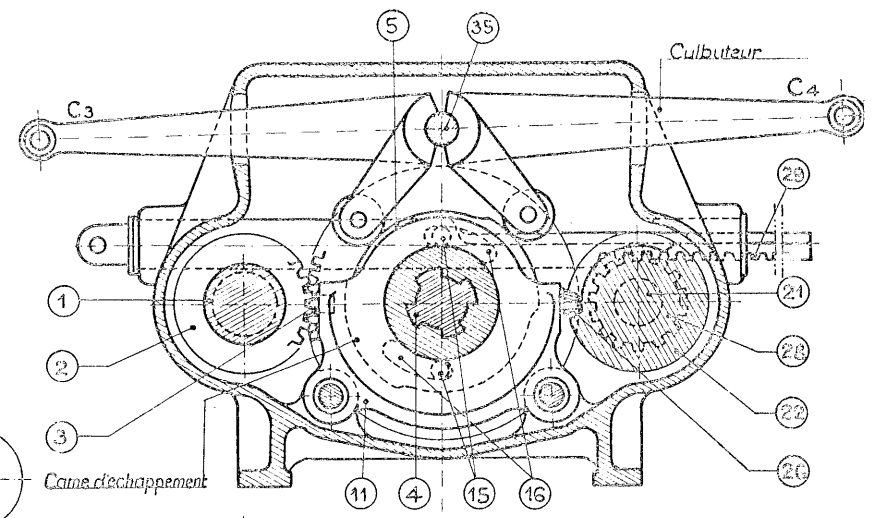


FIG. 84

Plan (culbuteurs enlevés)

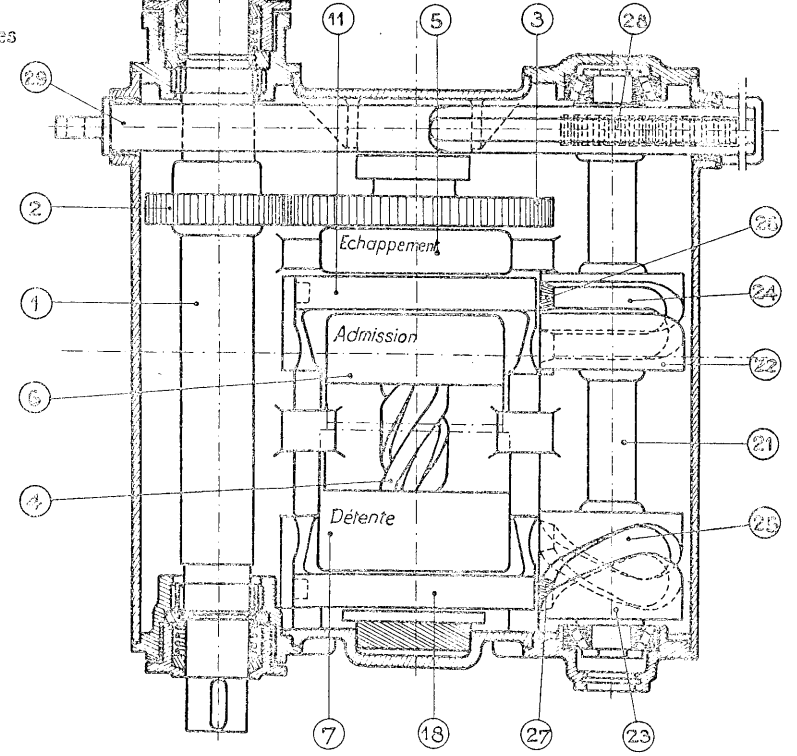


FIG. 85

Nous avons vu que le bossage de la came d'échappement (*fig. 83*) était égal à $e' + e$ (avance à l'échappement + échappement).

Dans le sens de rotation de la flèche correspondant à la marche avant, le culbuteur ouvre bien le piston-valve pendant $e' + e$ (somme constante).

Finalement le tableau des phases est conforme à celui de la *figure 66 d*.

Pour renverser le sens de marche, on décale simultanément :

Dans le sens de rotation de la flèche correspondant à la marche avant, le culbuteur ouvre bien le piston-valve pendant $e' + e$ (somme constante).

Finalement le tableau des phases est conforme à celui de la *figure 66 d*.

Pour renverser le sens de la marche on décale, simultanément :

— La came d'admission de $(a - a' + r)$.

Elle vient occuper la position $m'n'$ pour laquelle les points m' et n' sont symétriques de n et m par rapport à l'axe horizontal.

On remarque que la came $m'n'$ est venue se placer à proximité de $p''q''$, position de la came de détente au point mort marche avant. Si nous changons le sens de marche, le galet de la came de détente sera d'abord soulevé par p'' puis le galet d'admission en m' pour l'avance à l'admission à l'arrière-cylindre, l'admission durera ensuite jusqu'à q'' l'admission totale marche arrière étant $a' + a$ comme pour la marche avant.

— La came d'échappement de $(e - e')$.

Le bossage qui était (*fig. 83*) dans la position $t u$ occupe, de ce fait la position $t' u'$, les points t' et u' occupant les positions symétriques de t et u par rapport à l'axe horizontal. Si le mouvement change de sens, la came d'échappement attaque son galet par u' et ouvre le piston-valve de u' à t' soit pendant $e' + e$ comme pour la marche Avant.

Pour la transmission du mouvement la distribution à cames rotatives est assuré par un système articulé dont le principe est le suivant :

La fusée M de la manivelle motrice (*fig. 81*) est solidaire d'une contre-manivelle A calée à 180 degrés. Un balancier $B I B'$ oscille autour d'un axe I fixé sur le châssis. Les extrémités B et B' sont reliées respectivement aux extrémités A de la contre-manivelle, déjà définie, et à l'extrémité A' d'une manivelle $O'A'$ montée sur l'arbre O' d'entraînement des cames.

Si nous supposons que l'essieu moteur tourne dans le sens de la flèche, le point A décrit une circonférence et transmet le même mouvement au point A' . O' tournera donc dans le même sens et à la même vitesse que l'essieu moteur.

L'arbre O' (*fig. 81*) n'est autre que l'arbre (1) de la *figure 84*. Il entraîne le pignon denté 2, engrénant avec la roue dentée 3 portée par l'arbre à cames 4. La roue 3 ayant un diamètre double de celui du pignon 2, l'arbre à cames tourne à une vitesse moitié de celle de l'essieu moteur. Cet arbre 4 forme sur toute sa longueur une vis à filets multiples à pas très allongé. Les trois cames (5 échappement), 6 (admission), 7 (détente), forment écrou sur cet arbre.

Un arbre 21 porte deux tambours 22 et 23. Des rainures de formes particulières 24 et 25 sont pratiquées respectivement dans ces tambours.

Dans la rainure 24 coulisse un galet 26 commandant par le collier 11, les cames 6 d'admission et 5 d'échappement.

Dans la rainure 25 coulisse un galet 27 commandant par le collier 18 la came 7 de détente. L'arbre 21 porte une roue dentée 28 engrénant avec la crémaillère 29, coulissant dans la boîte. Cette crémaillère est manœuvrée au moyen de l'appareil normal de changement de marche et permet de faire tourner l'arbre 21 de 180 degrés et en déplaçant les colliers de décaler les cames sur l'arbre 4 pour obtenir la distribution nécessaire.