

Ce livre a été numérisé et mis gratuitement à votre disposition par une équipe de bénévole.

Ils se sont procuré l'ouvrage, le plus souvent acheté parfois prêté.

Ils ont passé du temps à le numériser, nettoyer image par image assembler le tout.

Ils l'ont mis gratuitement à votre disposition sur un site qui est à leur frais.

Soyez respectueux et ne vous appropriez pas leur travail comme on le voit souvent.

Laissez cette entête en place et préférez un lien sur le site internet d'origine à une copie sur votre propre site.

Et surtout laissez au moins cette entête.

Ce livre à été numérisé par Treal le 19 octobre 2012,

Logiciels utilisés :

Irfanview

PDFCreator

ScanTailor

Déposé sur le site <http://users.fini.net/~bersano/>

SOCIÉTÉ NATIONALE DES CHEMINS DE FER FRANÇAIS

COURS DE FREIN

à l'usage des écoles de perfectionnement et des attachés
du Service du Matériel et Traction



Tome II

AUTORAILS

Édition 1950

AVANT-PROPOS

Situation actuelle.

Depuis la création des prototypes jusqu'à l'époque actuelle les freins d'autorails ont différé sensiblement entre eux et par rapport à ceux des véhicules classiques ferroviaires pour les trois raisons suivantes :

1° parce que l'accroissement de la vitesse, particulièrement recherché sur les autorails, était subordonné à l'efficacité et à la légèreté des freins (1);

2° parce qu'à l'origine, les constructeurs auxquels une liberté totale d'étude avait été laissée se sont inspirés des techniques admises sur les véhicules automobiles routiers;

3° du fait de la circulation en véhicule isolé. Cette dernière particularité impose en cas d'emploi du frein à air comprimé la nécessité de pourvoir l'autorail de tout l'équipement de production, de filtrage et de régulation d'air, placés d'ordinaire sur la locomotive. En revanche, l'autorail ne remorquant en général, jamais plus d'un ou deux véhicules, les réactions d'attelage ne sont plus à craindre et l'action des freins peut être très rapide.

Ce sont ces trois raisons qui ont fait apparaître simultanément parmi les prototypes de l'époque 1934 des tendances très diverses et ont conduit beaucoup de constructeurs à utiliser les freins à tambours combinés avec la commande à huile.

Sur les autorails relativement légers du début, on pouvait en effet transmettre l'effort musculaire du conducteur aux mâchoires de frein, grâce à une transmission par huile à haute pression (10 à 70 kg par cm²), légère et d'un rendement pratiquement égal à 1.

En outre, l'efficacité du freinage, pour une même valeur de l'effort de commande, était plus grande avec les mâchoires qu'avec les sabots, pour deux raisons :

1° par suite du grand coefficient de frottement de la garniture sur le tambour (0,35 environ) et de la constance de ce coefficient avec la vitesse, alors que le coefficient de frottement du sabot fonte sur le bandage, varie de 0,35 aux faibles vitesses à moins de 0,10 aux vitesses élevées;

2° par suite de l'effet d'autoserrage de certains types de freins à garnitures, dérivés du frein à bande.

On sait en effet que si l'on entoure d'une courroie un disque en mouvement et que, l'une des extrémités de la courroie étant attachée à un point fixe, on tire tangentiellement sur l'autre, il faut pour arrêter le disque un effort bien inférieur à l'effort tangentiel qui serait nécessaire avec un sabot.

Mais le poids des autorails s'est rapidement accru, leurs caractéristiques se sont modifiées, l'air comprimé est devenu nécessaire pour réaliser diverses commandes. Certains constructeurs, sous l'influence d'ailleurs des Réseaux, ont décidé d'appliquer des freins pneumatiques, mais en essayant de conserver les avantages de simplicité et d'efficacité des premiers freins d'autorails.

D'autres ont conservé les freins à huile en accroissant leur puissance au moyen de servomoteurs

(1) On avait envisagé sur les lignes tant principales que secondaires des autorisations de circuler à des vitesses plus élevées que celles admises pour les trains. De plus on avait posé le problème de l'arrêt à vue aux passages à niveau non gardés des lignes secondaires.

C'est également pour accroître leur vitesse; tout en les arrêtant sur la distance réglementaire, que certains autorails ont été équipés de freins magnétiques : en effet, l'action de ce frein indépendante de l'adhérence, peut être poussée, sans autres limites que la résistance des pièces, le poids, l'encombrement et l'énergie électrique disponibles.

De cet ensemble de conceptions est née une diversité des freins, telle, qu'il existe actuellement presque autant d'équipements que de séries d'autorails et qu'il apparaît impossible de définir quelques séries types.

Orientation future.

Dans les cinq ou dix prochaines années la moitié environ du parc d'autorails de 1948 qui représentait 75 % de celui de 1939 aura une quinzaine d'années d'existence et se trouvera de ce fait appelée à disparaître. Cette fraction vieillie comprend en particulier les types d'autorails sur lesquels sont encore en usage des équipements de freins inspirés de techniques variées et non classiques au chemin de fer. Elle sera remplacée par la construction d'environ 400 autorails de trois types (150 CV, 300 CV, 600 CV) et de 500 remorques spécialisées sur lesquels l'unification aussi poussée que possible de leurs organes inclut bien entendu celle de l'équipement de freinage.

Les freins d'autorails évoluent vers le type classique de matériel ferroviaire, surtout à cause de l'obligation de pouvoir remorquer des véhicules ordinaires du parc.

Les freins à tambours sont abandonnés pour les freins à sabots, mais à sabots doubles, afin de réduire les pressions spécifiques et d'améliorer ainsi les performances.

Les freins hydrauliques sont abandonnés pour les freins pneumatiques à air comprimé.

L'équipement est par exemple du type JMD qui combine dans l'emploi d'un seul distributeur le frein direct de service modérable au serrage et desserrage au frein automatique de secours, ou du type JMR (frein automatique modérable au serrage et desserrage et inépuisable).

Le freinage à la charge à réglage automatique est appliqué sur les véhicules dont les tares sont faibles comparées aux charges utiles.

Les progrès récents réalisés dans la conception des freins électro-magnétiques permettant d'espérer l'extension de leur application comme frein d'urgence.

Plan de l'ouvrage.

Pour passer en revue les diverses réalisations existantes nous les classerons d'abord suivant différents aspects (chapitre I).

Nous décrirons ensuite et successivement :

1° en les groupant par chapitre tous les organes de *frein pneumatique* répondant à un même but général (certains de ces organes étant souvent d'emploi commun à plusieurs séries d'autorails);

— production d'air comprimé (chap. II);

— organes de commande (chapitre III);

— distributeurs d'air comprimé (chap. IV);

— organes divers (chap. V);

— dispositifs autorégulateurs de la pression aux cylindres (chap. VI);

2° le frein électro-magnétique (chap. VII);

3° les freins hydrauliques (chap. VIII);

4° les organes d'application des freins mécaniques à frottement (tambours, sabots et transmissions) (chap. IX)

5° les équipements schématiques de chaque série d'autorails avec leurs particularités essentielles (chap. X).

Nous conclurons par quelques considérations sur l'emploi et l'utilisation du frein par le personnel de conduite (chap. XI).

CHAPITRE PREMIER

CLASSIFICATION DES FREINS D'AUTORAILS

A. — CLASSIFICATION DES FREINS SUIVANT LE MODE D'APPLICATION DE LA FORCE RETARDATRICE

Cette force retardatrice peut prendre appui soit sur le rail soit sur l'air.

Deux cas sont encore à considérer lorsque cette force prend appui sur le rail.

a) Le cas où l'appui est indirect et se fait sur les roues ou sur un organe intermédiaire lié aux roues.

b) Le cas où l'appui est direct (frein électromagnétique à patins frottant sur le rail).

Les freins dont la force retardatrice prend indirectement appui sur le rail par l'intermédiaire des roues ont leur puissance limitée à la valeur de l'adhérence des roues freinées.

Les freins dont la force retardatrice prend appui sur l'air ou directement sur le rail sont indépendants de l'adhérence. Ils ont donc la caractéristique importante d'être de puissance théoriquement illimitée.

Le groupe des freins ayant la caractéristique commune d'avoir leur efficacité limitée par l'adhérence comprend les freins à frottement, les freins électriques et les freins moteurs.

1° Freins à frottement.

a) Freins à sabots suspendus au châssis et pressés sur bandages.

C'est la formule classique des chemins de fer.

On peut subdiviser ces freins suivant la nature des sabots employés : sabots en fonte (simple ou double par roue) sabots en matière amiantée (frein NR ou dérivés constitués d'un sabot fonte et d'un sabot amianté superposés ou de doubles sabots amiantés).

L'inconvénient des freins à sabots est l'usure corrélative des bandages dont le tournage ou le remplacement sont généralement plus coûteux que celui des tambours disques ou volants utilisés dans les autres types de freins à friction. L'accroissement de la durée des bandages dû à la suppression du frottement des sabots a pu être évalué dans certaines conditions à 70 %.

Il serait possible à cet égard d'obtenir de meilleurs résultats si l'on exploitait plus complètement l'avantage de la suppression des contraintes thermiques dans les bandages en choisissant pour la confection de ces derniers un acier de composition et de dureté optima.

b) Freins à mâchoires pressées sur tambours de roues.

Le frottement s'effectue entre un tambour fixé sur roue et des mâchoires articulées garnies d'amiante montées sur un plateau, solidaires d'un faux essieu ou de la boîte à graisse.

Le tambour peut être intérieur ou extérieur à la roue.

Les mâchoires sont le plus souvent intérieures au tambour.

c) Frein à bande sur arbres de transmission.

Jugé insuffisant dans ses premières réalisations il a été abandonné.

Les autorails Renault TE avaient été munis d'un dispositif agissant sur deux mâchoires emprisonnant un volant calé sur l'arbre de transmission du mouvement moteur au pont arrière (1).

Ce frein tournant à une vitesse différente des roues motrices, son effort de freinage, au rendement près, est égal à :

$$\frac{M}{r} \times \frac{n'}{n}$$

$\frac{M}{r}$ étant le moment de freinage total de l'ensemble des roues sur lesquelles le frein agit.

$\frac{n'}{n}$ le rapport des vitesses angulaires des roues et du frein.

d) Freins à disques.

Non seulement l'énergie totale à transformer en chaleur et à dissiper croît proportionnellement au carré de la vitesse, mais la rapidité avec laquelle cette transformation doit se faire croît à mesure qu'on s'impose des décélérations plus élevées. Pour résoudre ce problème thermique difficile des freins à frottement fonctionnant à grandes vitesses, on a pensé substituer aux tambours de dimensions forcément limitées de larges disques circulaires calés sur l'essieu dont la surface frottante totale peut être beaucoup plus importante et sur lesquels s'appliquent plusieurs sabots.

Le sens de l'effort d'application des sabots n'est plus radial mais axial. Alors que pratiquement dans le frein radial à tambour la pression et par suite la production de chaleur diffèrent localement, dans le frein axial, la pression unitaire à la surface de friction est partout constante mais le dégagement de chaleur et l'usure augmentent en allant vers l'extérieur en raison de la proportionnalité entre la vitesse et le rayon (2) (3).

2° Freins électriques.

L'intérêt des freins électriques est de ne produire aucun frottement, donc aucune usure de pièces durant le freinage. Il peut se combiner judicieusement au frein à air.

(1) Les véhicules utilitaires routiers gros porteurs sont équipés de ralentisseurs montés sur la transmission et comportant le dispositif proprement dit de freinage : ralentisseurs électriques ou ralentisseur utilisant la friction sur un plateau refroidi par circulation d'eau (appareil ralentisseur Westinghouse « WESTRAL »).

(2) Le frein à disques Budd utilisé en Amérique comporte des sabots munis de garnitures dont les propriétés isolantes obligent la chaleur à se propager dans le disque en fonte sur lequel le sabot frotte. Le disque dissipe rapidement la chaleur à l'atmosphère grâce à sa rotation, à sa large surface de refroidissement et à ses ailettes. De la sorte, la température ne peut s'élever suffisamment pour provoquer l'effritement ou une usure anormale de la garniture de frein.

Chaque disque a une capacité suffisante pour absorber l'inertie d'une masse de 12 tonnes à 160 km/h. Ce frein est silencieux, doux par suite de l'absence de vibrations et a une puissance de freinage presque rigoureusement proportionnelle à la pression admise au cylindre de frein en raison de la constance du coefficient de frottement, quelles que soient la vitesse, la durée d'application et la pression aux sabots (très faible élévation de température de la matière amiantée spéciale de la garniture). Il n'est pas alors nécessaire de prévoir de régulateur autovariable de freinage.

(3) Les autorails à gazogène De Dion-Bouton du département des Landes (voie normale) possèdent un système de frein mis au point par le constructeur qui comporte sur chaque boîte d'essieu (extérieure à la roue) un cylindre à air de matière aimantée frottant sur la face externe de la roue correspondante. Le piston agit par des leviers appropriés sur deux sabots garnis d'usure des bandages, de supprimer la timonerie habituelle parfois difficile à loger et de rendre très facile la visite et le remplacement éventuel des organes.

a) **Frein électro-dynamique à disques parcouru par courants de Foucault.**

Il est constitué d'une masse d'acier calée sur l'essieu et tournant entre les pôles d'un électro-aimant excité au moment opportun. Cette masse n'étant pas feuilletée est le siège de courants électriques dits de Foucault, fermés sur eux-mêmes, qui provoquent un couple de réaction et qui l'échauffent et la freinent.

L'énergie nécessaire pour la création de ces courants est empruntée à la force vive de l'autorail ainsi obligé à ralentir.

L'inconvénient du frein électro-dynamique est son poids, son encombrement et la consommation de courant qui le rendent généralement prohibitif dans l'état actuel de la technique. Il n'a été appliqué qu'à titre d'essai (1) (2).

b) **Freins électriques sur véhicules moteurs à transmission électrique.**

Ces freins existent sous deux formes :

— *Freinage rhéostatique* (3).

L'effort de retenue est appliqué à l'induit du moteur de traction, en faisant travailler ce moteur en génératrice. Le courant continu produit est dissipé sur des résistances.

— *Freinage en récupération.*

Les moteurs sont transformés en génératrices produisant directement ou par l'intermédiaire de transformateurs, de l'énergie électrique de même forme et de tension un peu plus élevée que celle disponible sur la ligne de contact.

(1) Voir Revue E. T. Z. du 14-5-31 une étude d'un frein à courant de Foucault avec tambour en fonte pour absorber 3 kw à 1500 t/m. L'auteur donne les résultats d'essais au banc et un certain nombre de courbes liant le couple résistant, au courant d'excitation et à la vitesse de rotation.

Le tambour de fonte de 200 mm de diamètre et long de 80 mm tourne dans un système inducteur à 8 pôles excité par courant continu, l'entrefer simple étant de l'ordre de 2 mm.

Voir également le numéro du 1^{er} avril 1937 de la revue *Glaser's Annalen*.

(2) **Frein Safe-Somua.**

Ce frein, monté sur un autorail SOMUA, est représenté schématiquement *figure 1*.

Une roue en fer R, calée sur l'arbre A, tourne entre deux plateaux P sur lesquels sont fixés des pôles N et S portant des bobinages B. Les plateaux P sont réunis par l'entretoise E, constituant ainsi la carcasse du dispositif.

Des ouvertures sont ménagées en O₁ sur les plateaux, autour des roulements r, et en O₂ sur l'entretoise E, pour permettre une circulation forcée de l'air entraîné par les ailettes (a) placées à la périphérie de la roue R.

Lorsque l'on veut freiner, il suffit d'envoyer dans les bobinages B du courant continu pris sur la batterie normale du véhicule. On en règle aisément la valeur à l'aide d'un rhéostat suivant l'intensité de freinage désirée.

La rotation de la roue dans le champ magnétique y développe des courants dont la réaction dans le champ donne lieu à un couple résistant de freinage.

Ce couple est, dans de grandes limites, indépendant de la vitesse de rotation de la roue, et il est encore fort appréciable à de basses vitesses, ainsi que le montre la figure.

Il donne évidemment un freinage nul à vitesse nulle, ce qui, en contre-partie, évite tout risque d'enrayage.

Les courants développés dans la roue se transforment en calories qui sont évacuées par le courant d'air produit par les ailettes (a).

L'air frais entrant dans l'appareil par les trous percés dans les plateaux empêche la chaleur de se propager aux roulements, dont la bonne tenue est ainsi parfaitement assurée.

La dépense de courant d'excitation du frein n'est pas très importante. Ainsi, pour un frein pesant 280 kilogrammes et donnant un couple résistant de 120 kilogrammes-mètre, la puissance maximum prise par l'excitation pendant le freinage est de l'ordre de 1000 watts. Il est d'ailleurs possible d'obtenir avec ce même frein un couple de freinage plus élevé à condition d'augmenter l'excitation.

Le frein peut être placé en n'importe quel endroit de la transmission, en série ou en parallèle sur celle-ci.

Sur l'autorail SOMUA, le frein SAFE essayé était composé de deux groupes symétriques disposés sur un arbre auxiliaire parallèle aux essieux qui prenaient son mouvement sur la grande couronne droite du pont, par l'intermédiaire d'un pignon droit multiplicateur de vitesse.

Au cours d'essais exécutés sur la ligne de Grenoble à Marseille, l'autorail dont le poids à vide était de 42 tonnes a pu avec le frein électrodynamo seul, être retenu en déclivité de 25 ‰ à la vitesse de 37 km.

En déclivité de 14 ‰, le rhéostat de commande étant en première position, le frein a permis de maintenir à 50 km/h le convoi autorail + remorque (74,5 t) pendant 10 km avec une interruption sur 1 km. L'effort retardateur était donc :

$$74,5 \times 14 - \left[0,69 \times \left(\frac{50}{3,6} \right)^2 + 74,5 \times 1,8 \right] = 774 \text{ kg.}$$

(Pour l'explication générale de ce calcul, voir chapitre II § 1^o du « Supplément »).

L'échauffement n'a pas été mesuré.

En seconde position du rhéostat de commande, l'effort retardateur était supérieur à 1100 kg.

(3) On lira avec profit à ce sujet l'article de M. BLONDET dans la revue d'Electricité et de Mécanique éditée par l'ALSTHOM, relatif à l'application de ce frein aux automotrices de ramassage de la ligne de Paris-Le Mans (N^o 62 et 63 de 1939).

Le freinage électrique sous ses deux formes complique sérieusement l'équipement électrique et oblige dans le premier cas à transporter des résistances lourdes et encombrantes. Le freinage électrique sera étudié avec l'équipement des engins moteurs électriques.

3^o Frein moteur.

L'utilisation du moteur de traction, employé comme compresseur pendant les descentes, a donné dans des cas particuliers de bons résultats, mais n'a pas été développée (1).

Si l'on vient en marche à supprimer l'admission des gaz et à couper l'allumage (cas du moteur à explosion) ou à couper le combustible (cas du moteur Diésel), on sent immédiatement le véhicule ralentir, comme sous l'effet d'un léger coup de frein; le moteur au lieu de fournir du travail, absorbe alors de l'énergie en opposant une résistance à la rotation des organes de transmission.

Cette action de freinage a sur le moteur à explosion une puissance relativement faible (2). Son élément le plus important est la dépression causée au-dessus des pistons quand l'admission des gaz est coupée. Elle est de l'ordre de 0,6 kg/cm².

La compression crée également une résistance, plus grande, mais qui est presque annulée par l'effet contraire du temps de détente qui suit immédiatement la compression (*fig. 1 bis A*).

Sur le moteur Diésel rapide au contraire cette action de freinage est relativement importante. Bien qu'il n'existe pas de dépression au premier temps, son élément le plus important est la compression du deuxième temps dont une grande partie du travail n'est pas rendue lors de la détente du troisième temps. Cette compression est en effet beaucoup plus élevée que dans le cas du moteur à explosion (30 à 40 kg contre 2 kg environ), parce que d'une part la pression dans le cylindre au point mort bas du piston n'est plus négative mais égale à la pression atmosphérique et que d'autre part le taux de compression des moteurs Diésel rapides est de 13 à 18 contre 5 à 6 pour les moteurs à essence. L'air comprimé est porté à beaucoup plus haute température (400 à 500°) et une assez grande quantité de travail est dissipée sous forme de chaleur évacuée par le bloc cylindre durant les deuxième et troisième temps.

L'emploi du frein moteur ordinaire présente deux principaux inconvénients.

1^o Il a son efficacité croissante avec la vitesse d'entraînement du moteur, le conducteur peut donc être tenté d'employer une multiplication mettant le moteur en survitesse (> 1500 t/m) :

troisième vitesse pour une vitesse de l'autorail supérieure à 82 km/h dans le cas de la *figure 24*;

deuxième vitesse pour vitesse de l'autorail supérieure à 48 km/h;

première vitesse pour vitesse de l'autorail supérieure à 48 km/h.

Les efforts d'inertie développés dans ce cas seraient rapidement suffisants pour avarier gravement le moteur (rupture de bielles par exemple).

2^o L'emploi du frein moteur qui peut être recommandé comme frein de ralentissement est généralement à proscrire simultanément avec celui des freins à frottement sur les

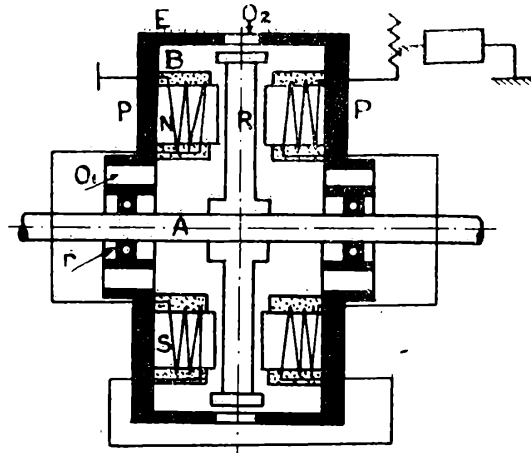
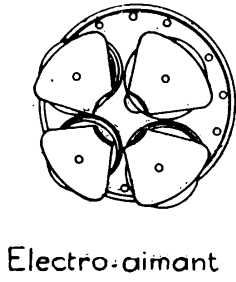
(1) *Freinage dans le cas d'engin moteur équipé de turbine à gaz.*

Ce moyen de freinage auquel on a songé et qui serait tout à fait d'actualité n'a pas encore été essayé. Il n'est pas douteux que la puissance d'un tel frein pourrait être considérable.

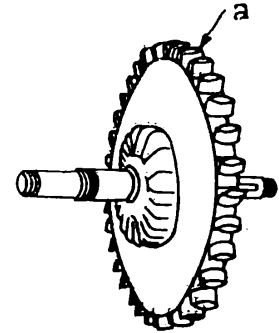
Dans un véhicule propulsé au moyen d'une turbine à gaz la puissance utile transmise aux essieux est égale à la différence entre la puissance absolue de la turbine à gaz et la puissance absorbée par le compresseur. Si, à un moment donné, on réduit brutalement la puissance absolue de la turbine à gaz (suppression ou forte réduction de l'arrivée de combustible, avec ou sans échappement d'air comprimé en provenance du compresseur), la puissance absolue du compresseur n'en est pas pour cela diminuée et dépasse la puissance absolue de la turbine à gaz. Il n'y a plus puissance utile transmise aux essieux par l'arbre moteur mais absorption de puissance en provenance des essieux, d'où freinage. La transmission électrique rend particulièrement aisée l'application de ce mode de freinage aux véhicules entraînés par turbines à gaz.

(2) Sur les automobiles également on a cherché à accroître la puissance de freinage du moteur en augmentant la résistance qu'il peut fournir à vide suivant deux séries de procédés :

— l'un apportant des modifications au réglage de la distribution,
— l'autre consistant en une adjonction de dispositifs spéciaux sur le moteur ou la transmission (frein-moteur Westinghouse, frein électro-magnétique Safe, ralentisseur Westral, etc.).



Coupe du tambour de freinage



Frein SAFE
(rotor)

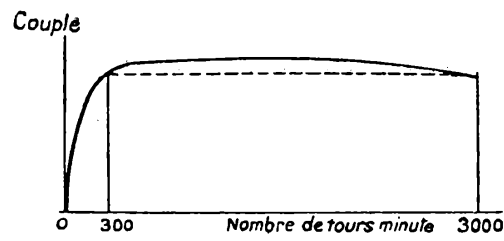


FIG. 1

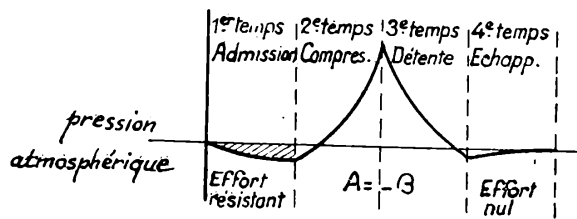


FIG. 1 BIS A

autorails à transmission mécanique en raison des à-coups sur cette dernière. La transmission a en effet une masse faible par rapport à celles de l'essieu et des organes en mouvement du moteur et de la boîte de vitesse. L'enrayage brusque de l'essieu serait susceptible de l'avarier ou de la rompre.

Ce risque n'existe pas dans le cas où la boîte de vitesse est remplacée par une transmission hydraulique dont le fluide intermédiaire préserve élastiquement le moteur contre tout à-coup.

Toutefois, on remarquera que l'entraînement du moteur accroît l'inertie des pièces tournantes et par suite le temps nécessaire à l'enrayage.

Dans le cas du moteur à explosion le frein moteur présente trois autres inconvénients particuliers :

1° le risque de dilution. En effet, le carburateur reste généralement en circuit au ralenti, de sorte que l'essence aspirée reste dans le cylindre à l'état de gouttelettes liquides et ne peut être brûlée. La dilution exerce une influence néfaste sur le fonctionnement du moteur en détruisant la pellicule grasse qui recouvre les surfaces frottantes et en altérant le lubrifiant.

2° les remontées d'huile excessives. En effet, pendant le temps d'aspiration où la dépression est bien plus forte qu'en marche normale, l'huile est aspirée vers la partie supérieure du cylindre en quantité bien supérieure à celle nécessaire à un bon graissage. Après une marche prolongée des irrégularités de fonctionnement se produisent fréquemment : encrassement des bougies par l'huile qui s'accumule dans la chambre d'explosion et qui finit par court-circuiter les électrodes provoquant des ratés d'allumage, enfin, dépôts charbonneux sur les parois du cylindre ;

3° la consommation de carburant. Elle est évidemment très réduite par rapport à la marche normale mais reste sensible pendant le temps où le freinage moteur est utilisé avec carburation au ralenti.

4° Freins externes indépendants de l'adhérence.

Dans cette catégorie de freins inventés en vue d'accroître la puissance de freinage au-delà de celle permise par l'adhérence se rangent ceux prenant appui sur l'air (1) et celui prenant appui *directement* sur le rail : le frein à patins électro-magnétiques.

Ce dernier frein qui sera étudié au chapitre VII a rendu quelques services mais, étant d'une application délicate sur les véhicules devant passer avec leur frein serré sur des appareils de voie et ayant causé primitivement des perturbations dans le bloc automatique, il ne s'est pas répandu.

B. — CLASSIFICATION DES FREINS D'AUTORAIL SUIVANT LE DISPOSITIF DE COMMANDE ET DE RÉGULATION PAR LEQUEL SE DÉVELOPPE ET SE RÈGLE LEFFORT DE FREINAGE.

L'effort nécessaire à la mise en action efficace d'un frein représentant une fraction notable de la charge du véhicule, se chiffrant par conséquent en tonnes, la seule force musculaire du conducteur est généralement insuffisante pour le produire.

Cette commande purement musculaire à main ou à pied, est cependant employée dans

(1) Freinage par hélice.

Une étude S. N. C. F. d'autorail propulsé par hélices comprenait en projet, en plus du frein oléo-pneumatique, un freinage par les deux hélices avant et arrière; soit en faisant tourner les pales de 180° par un dispositif de pas variables le moteur restant embrayé et en action, soit simplement en les débrayant du moteur et en les laissant tourner en sur-vitesse; le frein par adhérence ne devait être engagé qu'après ralentissement sensible. L'expérience de cet engin n'a pas été assez poussée pour qu'il soit permis d'en tirer des enseignements précis.

A l'action de freinage de l'hélice on a aussi pensé pour le freinage initial à grandes vitesses à utiliser l'accroissement de la résistance propre du véhicule par une déformation convenable et provisoire du carénage ou du tracé des courants d'air (déploiement de panneaux).

les freins dits à main, qu'ils soient considérés comme freins d'immobilisation ou comme freins de secours sur des engins à vitesse réduite ou de poids très faible. Pour les freins de service on a recours à des organes spéciaux qui sont tous en fait des servo-commandes ou commandes asservies à la main de l'homme qui les manœuvre. Le conducteur n'intervient que pour mettre en œuvre, au moment voulu une source d'énergie auxiliaire qui agit par une transmission sur les organes d'application des freins. Le but des servo-freins est donc d'une part de suppléer à l'effort exercé par le conducteur, donc de diminuer sa fatigue, d'autre part de freiner avec l'effort nécessaire même lorsque les freins sont imparfaitement réglés et nécessitent un effort accru.

1° Commandes musculaires.

a) Leviers et volants.

L'effort musculaire moyen admis est de 50 kg, celui maximum de 75 kg (poids de l'agent de manœuvre). Le diamètre du volant et la longueur du bras de levier efficace sont variables suivant les installations.

L'effort musculaire convenablement amplifié (mille à deux mille fois environ) suffit pour actionner certains freins à main.

En augmentant la démultiplication on adoucit la commande des freins mais par contre :

- le rendement de la transmission, lorsqu'elle est mécanique, diminue, d'où une limite à l'effort transmis;
- le frein est plus lent à mettre efficacement en action;
- les réglages sont plus fréquents.

Le levier agit promptement mais il est nécessaire de l'assujettir par un encliquetage pour maintenir le serrage.

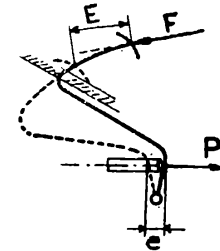


FIG. 2

b) Pédale.

L'effort P résistant (*fig. 2*) ne doit pas donner un effort trop grand sur la pédale. Les forces F et P sont dans le rapport inverse des chemins parcourus. La course (E) de la pédale est de 100 à 150 mm et l'effort F que l'on peut produire sans fatigue de 8 à 12 kg. Le chemin parcouru (e) doit correspondre à la course utile complète de l'organe commandé, augmentée d'une certaine usure :

$$F = P \times \frac{e}{E}$$

On ne doit donc jamais toucher au réglage d'une pédale qui doit être fait, une fois pour toutes, par le constructeur.

Pour la pédale du frein hydraulique Lockheed par exemple (*fig. 3*), ce réglage est fait de telle façon qu'il subsiste un léger jeu K entre le levier ou la tige d'attaque et le piston du maître-cylindre. Ce jeu correspond à une petite course morte à la pédale avant l'attaque du piston; il donne la certitude que le piston revient bien à sa position de repos et que la coupelle N ne bouche pas le trou de dilatation J.

Il est en effet absolument indispensable que ce trou débouche librement dans le cylindre quand la pédale est au repos, sinon les freins restent serrés sous l'effet de la dilatation.

2° Commande électrique.

Avec la commande électrique, les distributeurs ou servo-moteurs de freins sont mis en action simultanément et sans retard, la vitesse de propagation de l'électricité étant pratiquement infinie (300.000 km/sec). Cette transmission a tendance en Amérique à se substituer à la commande pneumatique dont la vitesse de propagation de l'onde varie de 150 à 400 m/sec (360 m pour les freins à vide et 180 m pour les freins à air comprimé).

La commande électrique s'adapte particulièrement bien aux régulateurs de vitesse faisant varier le % de freinage en fonction de la vitesse suivant la loi désirée et à la commande rapide des dispositifs désenrayeurs ou anti-enrayeurs.

Les freins à courants de Foucault et autres freins électriques sont évidemment munis de commande électrique par rhéostat.

Certains autorails ont été ou sont encore équipés d'un dispositif de signal d'alarme à électro-valve mis à la disposition des voyageurs. Sa mise en fonctionnement commande simultanément et instantanément l'action des freins par la vidange de la conduite automatique et dans certains cas le débrayage ou l'arrêt des moteurs.

On a essayé sur la Région OUEST le système de frein « de Lavaud » utilisant une transmission hydraulique mise sous la dépendance d'une commande électrique réalisant des combinaisons multiples (1).

La mise au point de ce frein qui eut exigé la mise en situation permanente d'essai de l'autorail équipé a dû être interrompue pendant la guerre et n'a pas été reprise.

Le fait important apparu aux essais de l'autorail ADP, c'est que le système anti-enrayeur est viable et d'une rapidité d'action remarquable. Par contre, l'emploi d'un frein hydraulique non coupable au frein classique à air comprimé est un inconvénient sérieux.

(1) Frein de « Lavaud ».

Dans ses éléments simples, le frein hydraulique de LAVAUD, essayé sur un autorail VII puis sur une ADP, se compose d'un compresseur d'huile 1 (fig. 4 A) entraîné directement par un essieu auquel est adjoit un réservoir d'alimentation 2.

D'autre part, une électro-valve modérable à bille 3, comporte une bobine qui est alimentée au moment du freinage soit par le courant d'une magnéto 4, également entraînée par un essieu du bogie, et par l'intermédiaire de pignons et chaîne Brampton; soit par un courant emprunté à la batterie d'accus de la voiture (pour le freinage d'arrêt).

Enfin, quatre récepteurs à membrane, type « de LAVAUD », 5, 6, 7 et 8 sont montés sur le longeron et attaquent directement les sabots sans timonerie.

En marche sur les freins desserrés, le compresseur fait passer le liquide du réservoir à l'électrovalve 3 avec retour au réservoir. Le courant envoyé sur l'électro 3 au moment du freinage a pour effet de produire une obturation plus ou moins complète du passage du liquide de 3 vers le retour au réservoir, ce qui fait croître la pression dans le circuit-hydraulique des récepteurs. Le freinage commence et il cesse dès que le courant est coupé.

La rapidité du freinage dépend uniquement de la valeur relative du volume des récepteurs lorsque les sabots sont amenés en contact avec les bandages et du volume débité par seconde par le compresseur. Ce compresseur bien qu'attelé sur l'essieu ne travaille en pression que durant les freinages.

La magnéto qui alimente par un seul fil l'électrovalve, l'autre fil étant à la masse, possède un induit bobiné et un collecteur; sa caractéristique de tension est linéaire en fonction de la vitesse.

Le courant qu'elle envoie dans la bobine 3 est réglé une fois pour toutes par une résistance, de façon que la pression hydraulique résultante, à la vitesse de 120 km/h de l'autorail, soit environ 150 kg/cm².

Au fur et à mesure que la vitesse décroît, la pression baisse pour devenir insuffisante vers 30 ou 40 km/h.

Pour compléter le freinage proportionnel à la vitesse et tenir une pression suffisante jusqu'à l'arrêt, la bobine 3 a été divisée en deux parties de nombre de spires différents; une bobine est alimentée par la magnéto, tandis que l'autre est alimentée par la batterie de la voiture, avec interposition de résistances appropriées.

Aux faibles vitesses, la pression est due au courant de la bobine batterie seule, et cette pression peut subsister jusqu'à l'arrêt.

Comme la batterie de la voiture a un pôle à la masse et que le changement de sens de marche, change le sens des ampère-tours des bobines alimentées par les magnétos, des dispositions ont été prises pour que les ampère-tours des deux bobines s'ajoutent pour les deux sens de marche.

La commande électrique du frein devant s'effectuer de l'un ou l'autre poste, on adopte une commande indirecte par relais, pour le circuit magnéto, et une commande directe des contacts d'ouverture et de fermeture pour le circuit batterie.

La figure 4 B donne le schéma des circuits de commande.

A chaque poste et sur un petit socle fixé sur la carcasse du robinet de mécanicien du frein à air, on a placé un combinateur composé de trois disques isolants qui portent des secteurs conducteurs; ces disques sont montés sur un même axe vertical entraîné par pignon et secteur denté, et que déplace la manette du conducteur qui commande le frein à air.

Les circuits de la figure 4 B se comprennent aisément et font voir comment s'opère le changement de sens du champ magnétique par l'inversion du courant de la batterie dans les électro-aimants 3.

En supposant les secteurs placés pour la commande du poste AR, comme le montre la figure 4 B, on se trouve dans les conditions suivantes :

POSTE AV : immobilisé, avec coupure sur *a* et *b* et contact sur *c*;

POSTE AR : (sur desserrage) coupures sur les trois secteurs.

Le freinage obtenu par une seule manœuvre de la manette de la position de desserrage sur la position de freinage, donnera aux grandes vitesses une pression composée d'un élément constant dû à la bobine batterie et d'un élément proportionnel dû à la bobine magnéto.

Aux faibles vitesses, le premier élément seul subsiste.

On trouvera dans le numéro de décembre 1940 de la *Revue Générale de l'Electricité* l'explication du fonctionnement de ce frein pour d'autres combinaisons telles que le freinage avec deux étages de pression croissante ou décroissante, le réglage à vue de la pression maximum ainsi que le principe d'un dispositif spécial prévenant l'enrayage. Ce dernier dispositif est basé sur l'emploi de deux alternateurs couplés en opposition et respectivement montés sur deux essieux; dès que les vitesses de ces deux essieux sont inégales, une valve décharge brutalement le cylindre de frein.

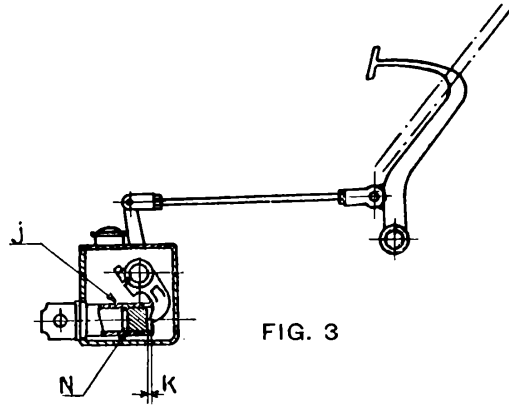
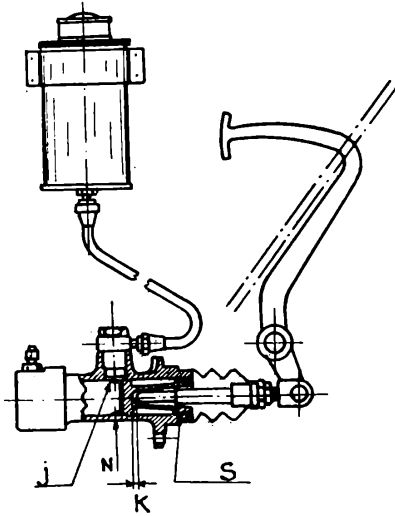


FIG. 3

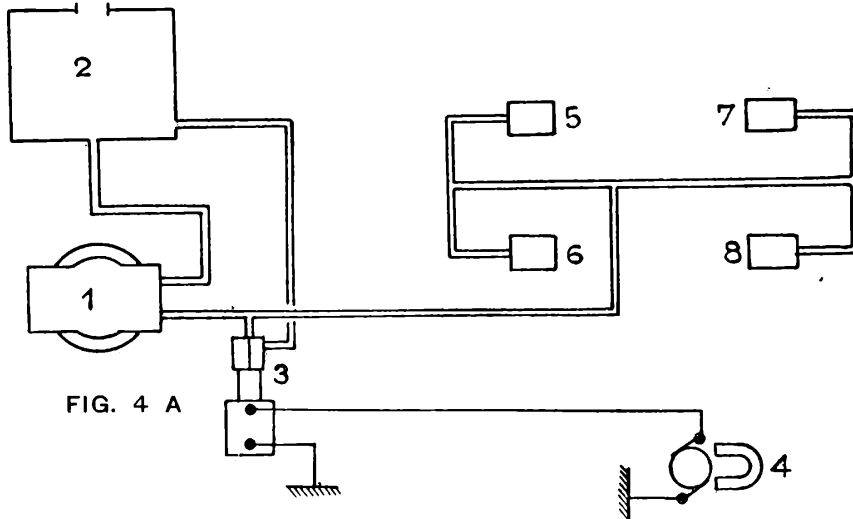


FIG. 4 A

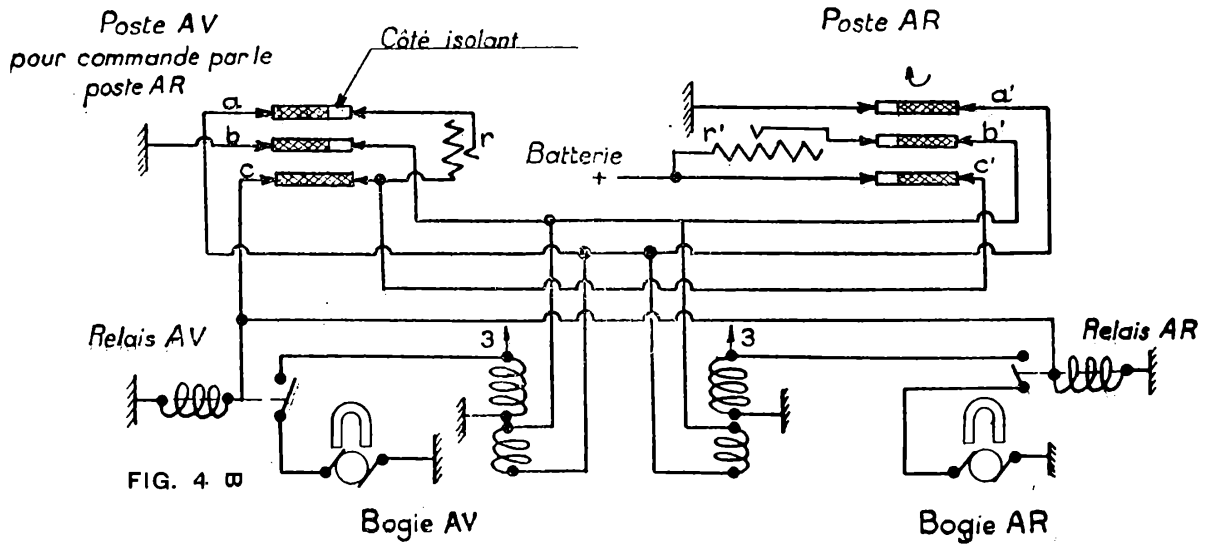


FIG. 4 B

3^o Commande pneumatique par robinets.

Les avantages de la commande pneumatique sont la sûreté de fonctionnement et la facilité d'entretien.

Les robinets, du type robinet de mécanicien classique des chemins de fer, établissent ou interrompent, suivant le mode d'action du frein, les communications utiles entre le réservoir principal d'air comprimé, l'atmosphère, les cylindres de frein et les distributeurs d'énergie de freinage. Ces différents organes sont à cet effet reliés aux robinets par des conduites. Il existe technologiquement parlant deux principaux types de robinets : ceux à glace et ceux à clapets, ces derniers étant généralement plus difficiles à tenir étanches.

4^o Commande automatique.

Cette disposition existe accessoirement pour la commande d'équipements spéciaux ayant pour but de faire varier automatiquement la puissance de freinage en fonction de la vitesse ou de la charge.

Le principe de fonctionnement des appareils est basé sur l'emploi soit d'un régulateur à boules, soit d'un détendeur d'air à pression variable, soit d'un régulateur électrique. Ces équipements seront décrits à l'occasion de leur emploi particulier.

C. — CLASSIFICATION DES FREINS SUIVANT LA NATURE DES DISTRIBUTEURS DE L'ÉNERGIE UTILISÉE

Suivant le genre d'énergie à laquelle il est fait appel pour produire l'effort de freinage (inertie du véhicule, énergie pneumatique ou hydraulique) on trouve les différents types de servo-freins ou distributeurs suivants :

1^o Distributeurs d'énergie mécanique.

Les autorails Renault ZO sont équipés d'un servo-frein embrayé par pédale et empruntant l'énergie nécessaire à la production de l'effort de freinage sur l'arbre de la boîte de vitesse, c'est-à-dire à la force vive du véhicule.

Cette disposition décrite avec celle de l'équipement de frein de ce type d'autorail (voir chap. IX § B4^o b) n'a pas été étendue en raison de ce qu'elle est lourde, compliquée et ne permet pas une modérabilité suffisante au serrage et au desserrage.

La traction exercée sur la timonerie est fonction de la pression de contact des plateaux de friction. Bien qu'elle devrait être théoriquement indépendante de la vitesse de rotation de l'arbre entraîneur on constate cependant qu'elle diminue avec cette dernière (sous l'influence du temps et de l'échauffement). Il en résulte que le servo n'est pas très efficace sur la fin du parcours et qu'il doit être renforcé par le frein à main. Par contre, le système est auto-régulateur et dans une certaine mesure anti-enrayeur. En effet, si les roues tendent à s'enrayer, le servo-frein agit moins énergiquement ou cesse son action.

2^o Distributeurs d'énergie pneumatique.

Dans le frein direct sans relais c'est le robinet qui constitue le distributeur d'énergie. Dans les freins automatiques ou combinés les distributeurs sont du type JMD, JMR, triple-valve, valve-relais, etc...; ils seront décrits au chapitre IV.

Les auto-régulateurs de freinage le seront à l'occasion de leur emploi particulier.

Deux types principaux de distributeurs sont restés en concurrence :

--- la triple-valve classique, malheureusement non modérable au desserrage, il faut en conséquence un doigté spécial pour effectuer correctement un arrêt de service;

--- le distributeur Jourdain-Monneret modérable au serrage et au desserrage et au surplus inépuisable et réglable. Cet appareil est un peu moins sensible que la triple-valve. Ses avantages reconnus l'on fait choisir pour l'équipement des futurs autorails.

3^o Distributeurs d'énergie hydraulique.

L'un des avantages de l'utilisation des hautes pressions hydrauliques sur les systèmes pneumatiques réside dans le gain que les hautes pressions permettent de réaliser sur les dimensions de l'équipement.

Les volumes qu'il faut déplacer dans un frein pour obtenir un effort équivalent, avec une pression hydraulique de 70 hpz, de l'air comprimé à 6,5 hpz et avec un vide de 0,7 hpz (1) sont dans le rapport de 1 : 11 : 100.

Le compresseur hydraulique est également très peu encombrant, il ne débite que le volume final alors qu'un compresseur d'air fonctionnant à 6,5 hpz doit traiter un volume d'air à la pression atmosphérique égal à sept fois au moins l'espace de travail et que le volume déplacé par une pompe à vide doit être au moins égal à trois fois l'espace de travail (2).

Par conséquent, les « volumes déplacés » par les trois pompes sont dans le rapport : hydraulique : 1 — air comprimé 78 — vide 300.

Les autres avantages des freins hydrauliques sont exposés chapitre VIII.

D. — CLASSIFICATION DES FREINS D'AUTORAIL SUIVANT LA NATURE DE LA TRANSMISSION DE L'ÉNERGIE INITIALE DE FREINAGE SUPPOSÉE DISPONIBLE EN UN POINT DU VÉHICULE JUSQU'AU POINT D'UTILISATION.

1^o Transmission mécanique.

Cette transmission existe depuis le cylindre de frein, ou depuis l'organe de commande (cas des freins dits à main), jusqu'au point d'utilisation (sabot, tambour).

Parmi tous les modes de transmission mécanique les plus usuels un grand nombre sont encore en usage.

Les timoneries constituées de leviers articulés seront décrites chapitre IX § C 2^o. Les transmissions par câbles et tringles existent sur les autorails Bugatti et R 11.000. Les freins à main utilisent généralement la vis comme organe de transmission.

(1) Les freins à vide ne sont pas employés sur les autorails.

(2) De plus le compresseur hydraulique pompant généralement de l'huile, est toujours parfaitement graissé et ne nécessite aucun entretien.

2° Transmission par huile sous pression.

Malgré ses avantages,

— soit théoriques par l'égal répartition du freinage entre les roues, son instantanéité et la possibilité d'obtenir la démultiplication désirée,

— soit pratiques par sa légèreté, son rendement pratiquement égal à 1, d'où facilité d'obtenir la douceur et progressivité optima, la suppression des opérations d'entretien des commandes (graissage et réglage),

ce mode de transmission est peu à peu abandonné.

La recherche de l'allègement des équipements a été poursuivie et obtenue par d'autres moyens : timoneries mieux étudiées et mieux construites, commande des sabots par cylindres individuels en tôle emboutie, emploi de doubles sabots qui entraîne avec la diminution des efforts dans les timoneries, donc à taux de fatigue égal, une diminution de leur poids compensant en majeure partie celui résultant de l'augmentation du nombre de sabots.

Le plus grave inconvénient de la transmission hydraulique est sa vulnérabilité. Alors que sur les véhicules routiers les tuyauteries d'huile simples et courtes sont rarement démontées, le nombre de raccords et de flexibles est important sur un autorail. Lors des révisions périodiques, leur démontage provoque des entrées d'air. Les bulles comprimées ensuite lors du serrage absorbent entièrement la course utile du générateur d'huile rendant impossible l'augmentation de la pression. Toute avarie provoquant un défaut d'étanchéité et une fuite de liquide compromet de même le fonctionnement du frein.

Pour pallier ce péril on a proposé des pompes et circuits indépendants multiples ou certains dispositifs obstruant automatiquement la canalisation défaillante et laissant subsister le freinage sur les autres roues, la sécurité est donc assurée partiellement mais l'installation y perd de sa simplicité.

3° Transmission pneumatique.

Le distributeur d'air comprimé peut alimenter soit un cylindre unique soit des cylindres multiples légers attaquant directement et individuellement par timoneries réduites et allégées les sabots ou mâchoires. Dans le premier cas il y a transmission mécanique ordinaire par timonerie du cylindre aux roues, dans le deuxième cas, la transmission mécanique est décentralisée.

E. — CLASSIFICATION DES FREINS D'AUTORAILS SUIVANT LE PRINCIPE DE LEUR ACTION

Elle fera l'objet du chapitre X.

F. — CLASSIFICATION DES FREINS SUIVANT LEUR ROLE

Elle fera l'objet du § 1° chapitre XI.

CHAPITRE II

PRODUCTION D'AIR COMPRIMÉ

A. — DESCRIPTION DES COMPRESSEURS ET CONDITIONS TECHNIQUES AUXQUELLES ILS DOIVENT RÉPONDRE

Les compresseurs utilisés sur les autorails sont tous du type à volume variable, à mouvement alternatif, à simple effet, à cylindres multiples et munis de soupapes automatiques. Ils sont orientés horizontalement ou verticalement, à compression simple ou étagée et commandés par transmission ou par moteur électrique.

Les vitesses d'entraînement sont élevées; dans cet ordre d'idée l'inertie du fluide peut être négligée et seule considérée l'inertie du mécanisme.

1° Organes constitutifs d'un compresseur.

a) Corps du compresseur.

Il est en fonte et réunit en un seul bloc les cylindres et le carter du vilebrequin. Pour améliorer le rendement du compresseur il est nécessaire de refroidir l'air à mesure de sa compression et on le munit à cet effet d'importantes ailettes de refroidissement (1). Ce procédé est amélioré sur les compresseurs MPP (*fig. 5*) par un capot canalisateur du courant d'air produit par une hélice montée sur l'accouplement élastique d'entraînement.

b) Boîte à clapets.

Elle est en fonte et fixée par un ensemble de goujons sur la partie supérieure du corps du compresseur. Elle renferme les clapets et orifices de refoulement et d'aspiration.

Ce dernier peut être muni d'un filtre retenant les poussières et corps étrangers susceptibles d'encrasser les organes mobiles.

Les clapets d'aspiration et de refoulement sont du type « HOERBIGER » à disque, en acier inoxydable; grâce à leur faible poids, ils permettent d'obtenir un excellent rendement volumétrique. Leur grande surface réduit à l'extrême les possibilités de laminage d'air; ils sont maintenus sur leurs sièges par des ressorts (couronnes d'acier ondulé ou ressorts en hélice). Leur démontage se fait en dévissant les chapeaux et les bouchons.

(1) Sur les compresseurs au sol on utilise divers autres procédés : circulation d'eau autour du compresseur, injection d'eau pulvérisée, emploi de pistons hydrauliques.

COMPRESSEUR D'AIR MPP-400 A

Liste des Pièces

88	Ecrou H 6.	43	Rondelle W 6.
87	Tige entretoise.	42	Vis R 6-15.
86	Garniture.	41	Joint pour plaque de visite et tubulure de remplissage.
85	Vis R 6 B.	40	Plaque de visite.
84	Couvercle du capot.	39	Rivet R 3-6.
83	Capot.	38	Chaînette, longueur 120, avec 2 S.
82	Rondelle W 12.	37	Filtre d'huile.
81	Ecrou II 12.	36	Bouchon du tube de remplissage.
80	Ecrou II bis 12.	35	Tube de remplissage.
79	Tôle frein.	34	Tubulure de remplissage.
78	Mamelon spécial.	33	Arrêt d'axe du piston.
77	Rondelle W 8.	32	Axe du piston.
76	Ecrou H 8.	31	Segment râcleur.
75	Rondelle-joint \varnothing 20 x 34, épaisseur 1,5.	30	Segment d'étanchéité.
74	Jauge.	29	Piston.
73	Chapeau.	28	Bielle, ensemble.
72	Ecrou spécial.	27	Clavette parallèle à bouts ronds : 4 x 4 x 27.
71	Ecrou spécial.	26	Excentrique de la pompe.
70	Coude.	25	Goupille V 6 70.
69	Bouchon de 20.	24	Ecrou HK 24 (hauteur réduite à 16).
68	Pignon 24 dents	23	Rondelle L 24.
67	Roue dentée 46 dents	22	Clavette parallèle à bouts ronds : 10 x 8 x 44.
66	Bouchon du carter.	21	Vilebrequin.
65	Clavette parallèle à bouts ronds : 10 x 8 x 44.	20	Vis OM 3,5.
64	Garniture.	19	Cage du roulement.
63	Roulement à billes R B F N° 6106.	18	Frein pour siège de pompe \varnothing 2 long. 8.
62	Arbre du pignon.	17	Ressort extérieur de la pompe.
61	Clavette du pignon.	16	Joint entre pompe et bâti.
60	Rondelle W 6.	15	Joint de flasque.
59	Vis H 6-18 (tête percée d'un trou de \varnothing 2).	14	Bouchon supérieur du flasque.
58	Vis H 6-18.	13	Ressort intérieur de la pompe.
57	Joint du couvercle.	12	Siège du plongeur.
56	Couvercle du carter.	11	Plongeur.
55	Carter d'engrenage.	10	Chemise de la pompe.
54	Bouchon à tête carrée 26 x 34.	9	Bille \varnothing 6,35.
53	Chapeau de soupape.	8	Goupille de siège, \varnothing 1,6, longueur 13,5.
52	Siège de soupape de refoulement.	7	Siège de la pompe.
51	Ressort de soupape de refoulement.	6	Flasque porte-cage et pompe.
50	Bouchon de soupape de refoulement.	5	Tube \varnothing 6 x 8, long. 50 de refoul. d'huile.
49	Siège de soupape d'aspiration.	4	Roulement à billes S K F n° 1305.
48	Ressort de soupape d'aspiration.	3	Goujon 8,30/18, j = 12 T.
47	Bouchon de soupape d'aspiration.	2	Goujon 12,100/40, j = 18 T.
46	Soupape.	1	Goujon 12,80/22, j = 18 T.
45	Joint de la boîte à soupapes.		Bâti.
44	Boîte à soupapes.		

COMPRESSEUR D'AIR MPP 400 A

Coupes longitudinale et transversale

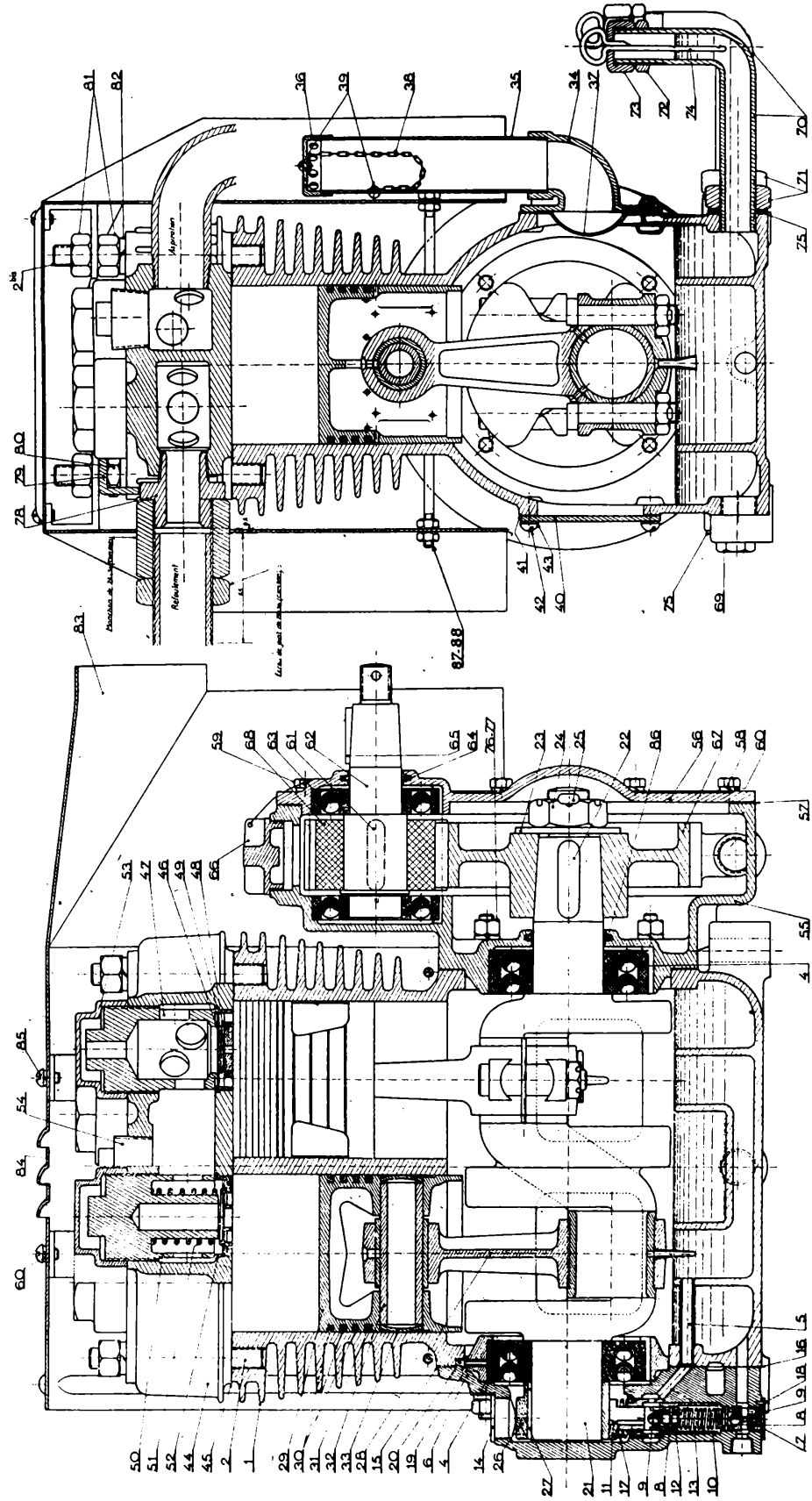


FIG. 5

COMPRESSEUR D'AIR AD-1000

Liste des Pièces

1	Carter.	36	Ecrou.
2	Joue-palier.	37	Frein d'écrou.
3	Raccord pour canalisation d'huile.	38	Ecrou.
4	Joint.	39	Frein d'écrou.
5	Vis H 7-12-12.	40	Butée de roulement.
6	Rondelle.	41	Joint.
7	Vis H 10-35-28.	42	Vis H 6-25-21.
8	Rondelle W 10.	43	Tôle-Frein.
9	Fond de carter.	44	Garniture d'étanchéité.
10	Raccord pour canalisation d'huile.	45	Rondelle presse-garniture.
11	Joint.	46	Vis F/90 5-15-15.
12	Bouchon à 6 pans creux 15-21.	47	Pompe à huile. Ensemble.
13	Bouchon de vidange.	48	Ressort.
14	Joint.	49	Guide.
15	Vis.	50	Pompe à huile (corps de).
16	Rondelle W 6.	51	Joint.
17	Cylindres (monobloc).	52	Vis H 8-25-25.
18	Joint.	53	Vis H 8-35-25.
19	Goujon 10-30-30 T.	54	Rondelle W 8.
20	Ecrou H 10.	55	Bielle. Ensemble.
21	Rondelle W 10.	56	Piston BP.
22	Culasse.	57	Axe de piston.
23	Joint.	58	Segment d'étanchéité.
24	Goujon.	59	Segment râcleur.
25	Ecrou H 12.	60	Piston HP.
26	Rondelle W 12.	61	Axe de piston.
27	Distribution BP. Ensemble.	62	Segment d'étanchéité.
28	Joint.	63	Segment râcleur.
29	Distribution HP. Ensemble.	64	Circlips n° 22i.
30	Joint.	65	Reniflard. Ensemble.
31	Vilebrequin.	66	Joint.
32	Clavette parallèle à bouts ronds 12-8-35.	67	Jauge.
33	Roulement à rouleaux NUM 60 SKF.	68	Bouchon.
34	Roulement à rouleaux NUPM 60 SKF.	69	Joint.
35	Circlips n° 130i.		

c) Mécanisme.

Les pistons en fonte ou en alliage léger, de grande longueur, portent trois ou quatre segments d'étanchéité en fonte spéciale et un segment râcleur empêchant les remontées d'huile dans la chambre de compression. Les axes, en acier cémenté, sont forés, immobilisés transversalement dans les pistons par une goupille ou des cerclips.

Les bielles en acier matricé à chaud, sont liées aux pistons et au vilebrequin par des douilles et des coussinets à large surface en bronze phosphoreux ou acier régulé. Chaque tête de bielle porte un lècheur de graissage.

Le vilebrequin équilibré au mieux, statiquement et dynamiquement pour réduire les trépidations, en acier au nickel, est monté sur des roulements à billes à rotule sphérique de fortes dimensions, contenus dans des flasques centrés sur le carter.

Le graissage est le plus souvent mixte. Une pompe alimente des augets où viennent barboter les lècheurs de bielles. Le niveau y est donc entretenu constant, indépendant du niveau dans le carter et de l'inclinaison du véhicule pour que sur de fortes rampes, déclivités ou dévers, les bielles ne rencontrent pas un niveau trop élevé (projections exagérées) ou au contraire trop réduit.

Sur les compresseurs Westinghouse (*fig. 5*), à l'une de ses extrémités le vilebrequin entraîne par came une pompe du type à piston plongeur rappelé par ressort.

Les clapets sont à billes. Un godet de remplissage dont le bouchon forme reniflard du carter est muni d'une grille et d'une jauge. Le graissage particulier du réducteur à carter indépendant dont est muni le compresseur MPPE 1000 s'effectue par barbotage.

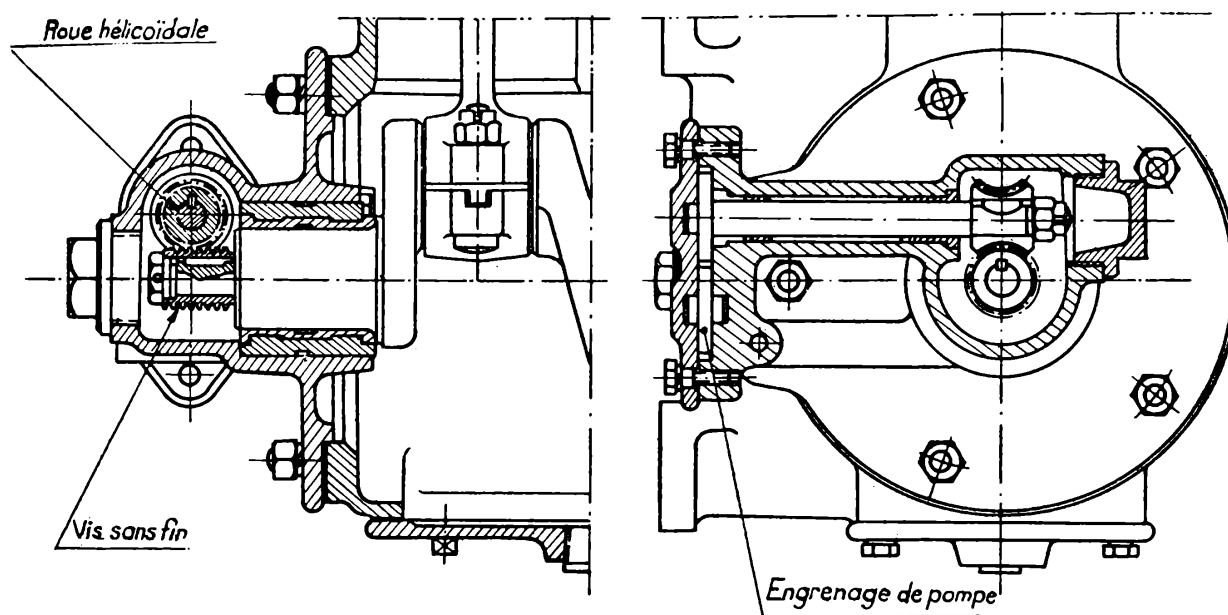


FIG. 6

Sur les compresseurs Jourdain-Monneret on rencontre un type de pompe à engrenage (*fig. 6*) (compresseur HCTM-02) entraîné par roue hélicoïdale et vis sans fin et un autre type de pompe rotative à tiroir (*fig. 7 et 8*).

Dans la pompe à engrenage l'huile pénètre dans la chambre d'aspiration du carter contenant les deux pignons à denture droite, du côté où les dents se séparent. Elle remplit l'espace compris entre les dents et le carter, est entraînée par elles et est ainsi chassée dans la chambre de refoulement située du côté opposé à l'entrée.

La pompe à tiroirs se compose d'un boîtier cylindrique excentré par rapport à l'axe xy du carter, constitué d'un petit arbre A monté en bout du vilebrequin (axe XY) et d'un guide à cadre B rivé sur A.

Le grand tiroir C sert lui-même de guide à cadre au petit tiroir D tournant autour de l'axe xy de la tête de guide E.

Le volume des deux compartiments formés par les tiroirs, les parois de l'arbre et de la tête du guide varie; il y a donc aspiration dans le compartiment dont le volume augmente et refoulement dans celui dont le volume diminue.

GROUPE MOTEUR - COMPRESSEUR D'AIR AD-1000

Coupes longitudinale et transversale du compresseur

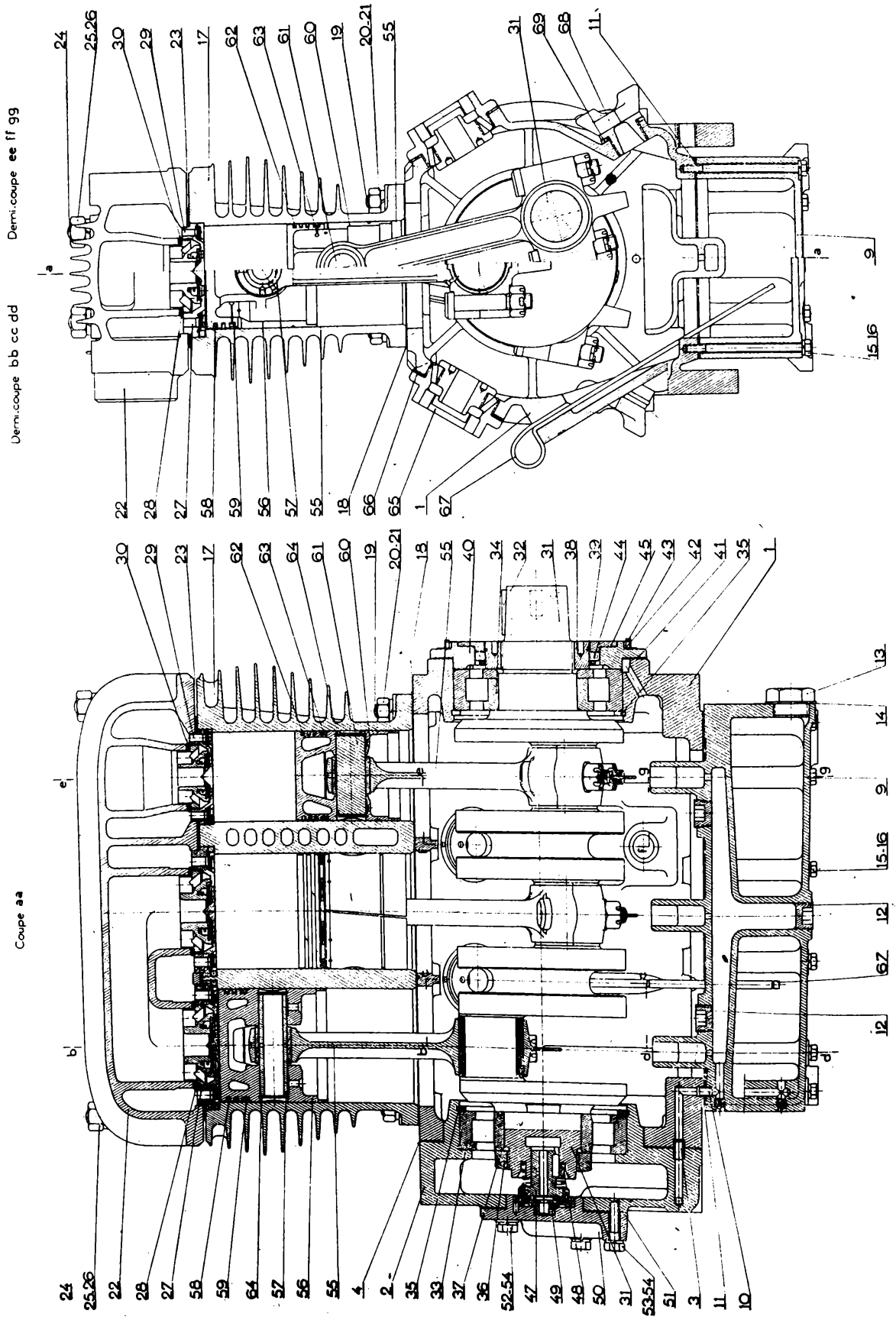


FIG. 7

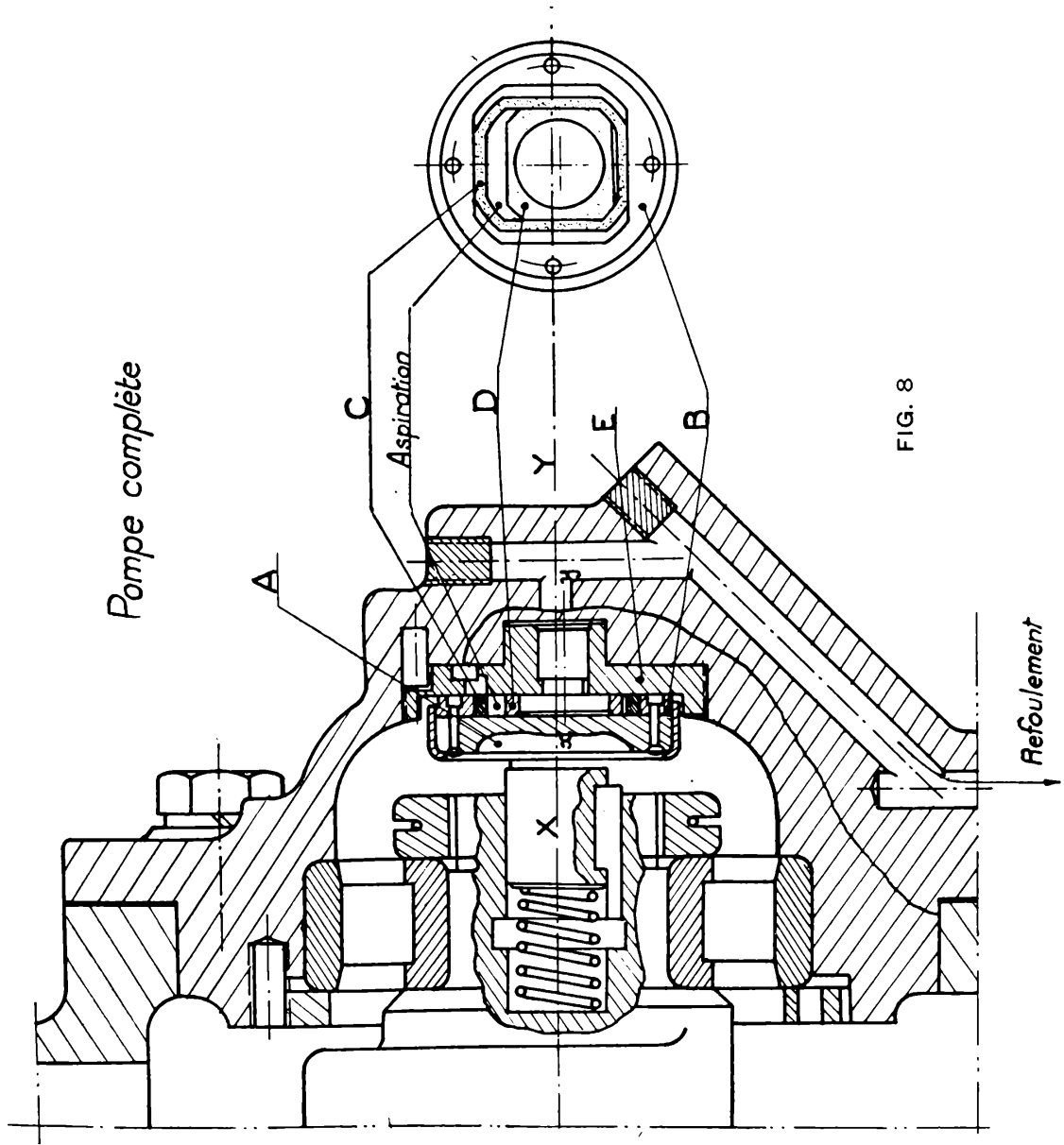


FIG. 8

d) Entraînement.

Les compresseurs sont généralement entraînés mécaniquement :

- soit par le moteur et une transmission rigide par pignons;
- soit par le moteur et une transmission élastique par courroie trapézoïdale ou semi-élastique par flector;
- soit par une dérivation de la transmission du mouvement moteur aux essieux;
- soit par les essieux et une transmission par courroie.

Les compresseurs des autorails à transmission électrique sont entraînés par un moteur électrique indépendant alimenté par la batterie d'accumulateurs avec attaque soit directe, soit par un train d'engrenages réducteurs. Ces groupes ont un débit plus régulier et continuellement élevé en raison de ce que les tensions réelles d'utilisation varient proportionnellement entre de plus faibles limites que les vitesses réelles du moteur thermique.

Les compresseurs entraînés mécaniquement par le moteur fournissent largement l'air nécessaire lorsque le moteur travaille à grand rendement, même si le véhicule roule à faible vitesse comme c'est le cas en rampe.

Les compresseurs entraînés mécaniquement par un essieu fournissent largement l'air nécessaire lorsque la voiture roule vite, même si le moteur tourne à vide comme c'est le cas en pente.

Les compresseurs entraînés électriquement peuvent encore servir d'appoint à ceux entraînés mécaniquement de façon à pouvoir arrêter les moteurs à la descente des pentes.

Dans l'entraînement mécanique les transmissions élastiques sont aujourd'hui préférées à celles rigides.

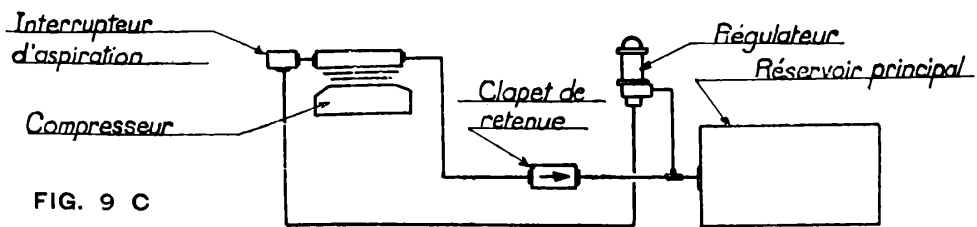
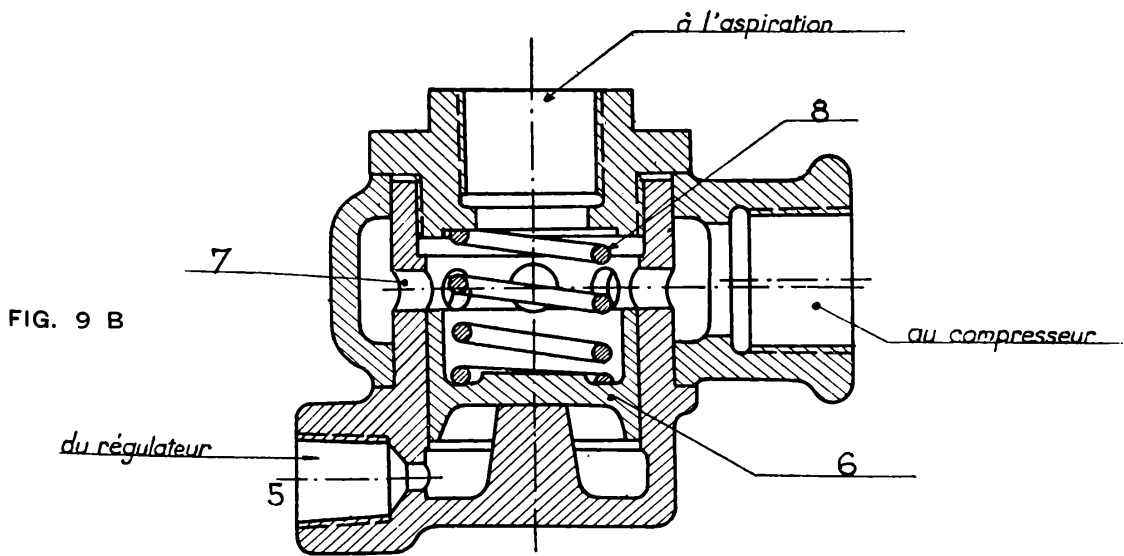
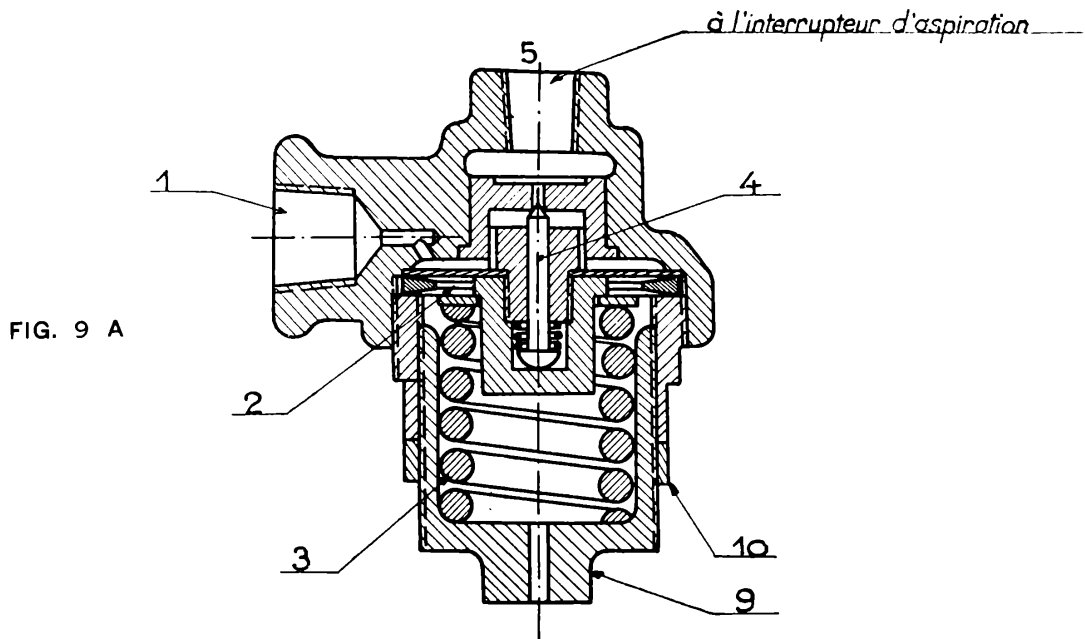
e) Caractéristiques.

D'une manière générale le rendement des compresseurs est d'autant plus élevé que la pression est basse. Au delà de 5 à 6 hpz on ne peut avoir un rendement réel satisfaisant qu'en employant la compression étagée mais pour des raisons de simplicité, de construction et d'encombrement on l'emploie rarement sur les compresseurs d'autorail.

Les compresseurs AD Jourdain-Monneret sont à 3 cylindres (2 cyl. BP et 1 cyl. HP) placés parallèlement avec calage des manivelles à 120°. Le compoundage procure une économie de rendement de 10 à 15 %.

On trouvera au tableau ci-dessous les caractéristiques des compresseurs les plus employés sur le matériel existant.

TYPE	MP100	MP200	MP400	MPP 100	MPP 200	MPP 400	MPP 1000	MPPE 1000	HCTM 02	A400	A800 normal	AD570
Vitesse max. de régime en t/m.	985	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1100	1000	1000	1500
Débit à la vitesse max. (l/m).....	180	250	380	120	250	380	1000	1000	250	180	420	540
Puissance en CV absorbée corr.	8hpz	7hpz	7hpz	7hpz	7hpz	7hpz	8hpz	8hpz	8hpz	8hpz	8hpz	8hpz
Nombre de cylindres (V verticx, H horizontaux)			6,5 8hpz	1,1	2,25	6,5 8hpz			2,8	2	4,8	4,75
Alésage x course (min).....	2 V	2 V	2 V	2 V	2 V	2 V	2 V	2 V	2 H	2 V	2 V	3V { 2BP 1HP
Cylindrée.....	60x32	75x40	90x50	60x32	75x40	90x50	12266	12266	70x65	75x40	90x60	{ 75 x 65 62 x 80 { 0,509 0,308
Constructeur.....	Société des freins Westinghouse							Jourdain-Monneret				



2° Mesure du débit et du rendement volumétrique - Essais.

L'exposé des méthodes ordinairement utilisées pour la mesure du débit des compresseurs (méthode de la tuyère, des deux réservoirs, de vidange, de comparaison), les avantages et inconvénients particuliers à chaque méthode, l'étude des courbes de débit et de rendement, l'énumération des essais de réception (groupes types ou groupes de série) (essais de fonctionnement continu ou intermittent, essai d'endurance, de démarrage, de variation brusque de l'effort d'entraînement) seront exposés en détail dans le tome spécial concernant la théorie et les généralités sur le freinage.

B. — RÉGULATEURS DE PRESSION DES COMPRESSEURS

Le débit du compresseur est contrôlé par un régulateur automatique qui fonctionne dès que le réservoir est à la pression voulue. On réalise ainsi une importante économie de force motrice et on empêche la pression au réservoir de monter à des valeurs dangereuses.

Suivant le cas, ce régulateur commande un des dispositifs suivants :

- interrupteur d'admission : obture l'orifice d'admission d'air du compresseur;
- soupape d'échappement : met l'orifice de refoulement du compresseur en communication avec l'atmosphère;
- dispositif d'arrêt automatique : coupe le courant du moteur électrique d'entraînement du compresseur;
- dispositif de débrayage automatique : sépare mécaniquement le compresseur de son moteur thermique.

De plus, il existe dans tous les cas une soupape de sûreté qui est elle-même un régulateur de pression, mais d'un fonctionnement peu économique l'air étant comprimé en pure perte. Elle est réglée à une pression supérieure à celle du régulateur d'air et n'intervient que dans le cas de non fonctionnement des appareils de réglage de débits.

Les appareils de régulation, leurs filtres et leurs robinets d'isolement ainsi que les clapets de retenue des réservoirs principaux doivent être disposés dans un coffre calorifugé accessible en marche (autant que possible à l'intérieur). Le tuyau d'évacuation des soupapes d'échappement débouche à l'extérieur de ce coffre, sous le châssis et peut être pourvu d'un silencieux.

1° Régulateurs d'air de commande des interrupteurs de débit des compresseurs.

a) Régulateur à diaphragme et interrupteur d'aspiration Westinghouse.

L'air du réservoir principal arrive au régulateur (*fig. 9A*) par la tubulure 1, agit sur la membrane (2) et la fait fléchir dès que la pression de l'air équilibre celle du ressort taré (3). Le pointeau (4) s'abaisse et permet à l'air venant du réservoir principal d'arriver à l'interrupteur d'aspiration (*fig. 9B*) du compresseur avec lequel il est combiné par la tubulure (5); il soulève le piston non étanche (6) qui obture les lumières d'aspiration (7).

Lorsque la pression retombe au-dessous du timbre, le pointeau du régulateur se ferme. L'air emprisonné sous le piston (6) peut s'échapper par suite de la non-étanchéité de ce piston; le piston descend sous l'action du ressort (8) et rétablit l'aspiration.

Le réglage du régulateur d'aspiration est obtenu en serrant ou en desserrant la douille de réglage (9) qui doit ensuite être bloquée avec la bague contre-écrou (10).

Schéma de montage

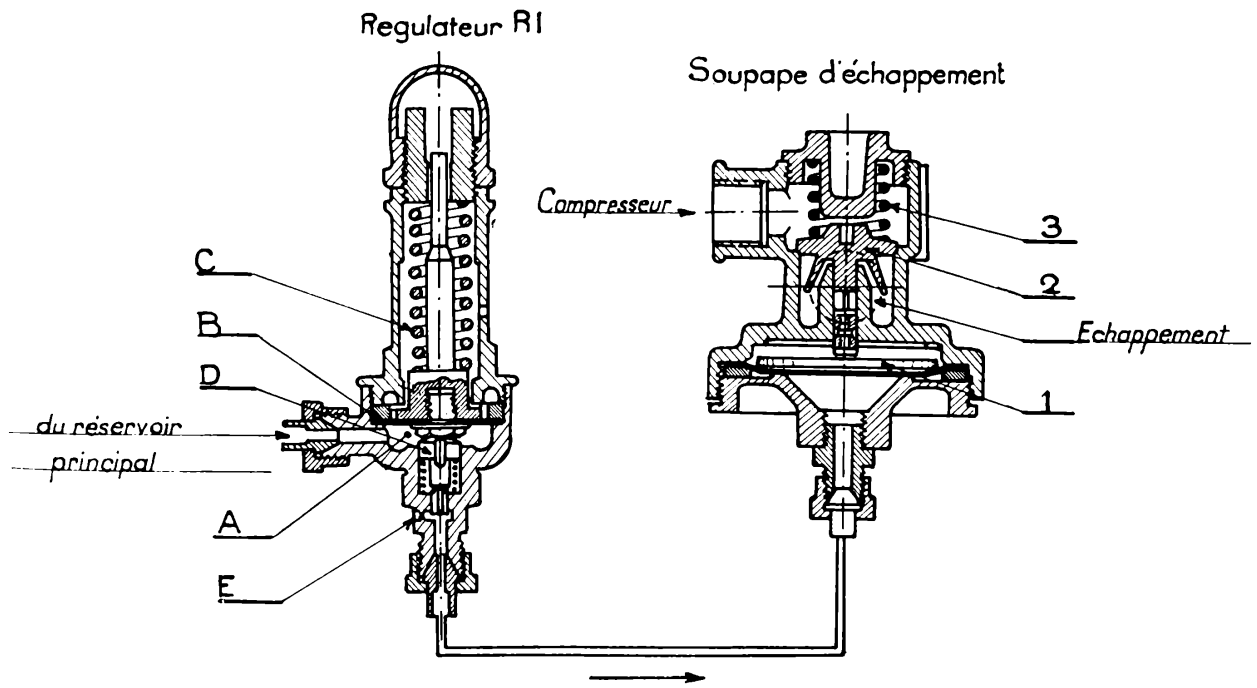
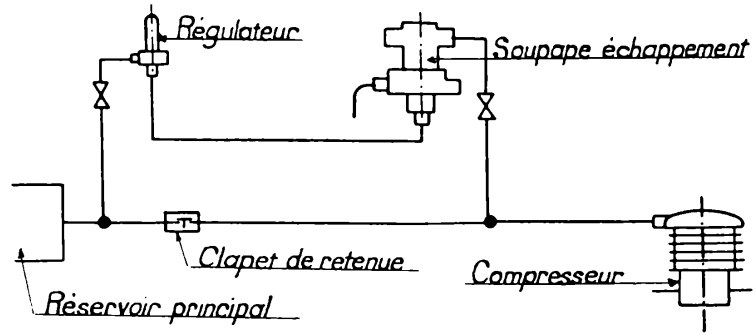


FIG. 10

b) Régulateur RI et soupape d'échappement à diaphragmes Jourdain-Monneret
(fig. 10).

L'air du réservoir principal arrive dans la chambre (A) du régulateur et agit sous le diaphragme (B). Lorsque la pression au réservoir devient supérieure à la pression exercée sur le diaphragme par le ressort (C), le clapet (D) est soulevé et l'air pénètre dans la conduite reliant le régulateur à la soupape d'échappement avec laquelle il est généralement combiné.

Dès que la pression au réservoir baisse, le diaphragme redescend, le clapet (D) se referme et le régulateur met à l'atmosphère par le trou de fuite constante de faible diamètre (E), la conduite allant à la soupape.

c) Régulateur à maximum et minimum type T Westinghouse.

Le régulateur de pression type T à maximum et minimum a pour fonction :

1° de mettre à l'arrêt le compresseur d'air quand la pression au réservoir alimenté par ce compresseur atteint une certaine valeur dite « pression maximum » ;

2° de rétablir le fonctionnement du même compresseur quand la pression au réservoir tombe en dessous d'une autre valeur dite « pression minimum ».

Le jeu du régulateur maintient donc constamment la pression d'air entre deux limites fixées à l'avance alors que les deux régulateurs décrits précédemment entrent théoriquement en jeu à la même pression pour arrêter ou rétablir le fonctionnement du compresseur, ce qui risque de soumettre à un régime de battements préjudiciable à leur tenue et leur durée les clapets des appareils de régulation.

Suivant que le compresseur est commandé par un moteur électrique ou par une transmission continue, le régulateur agit soit sur un interrupteur de courant, soit sur un embrayage-débrayage soit sur un dispositif (interrupteur d'aspiration ou soupape de décharge) permettant au compresseur de tourner à vide entre le maximum et le minimum.

Description.

Le régulateur type T, représenté en coupe (fig. 11A) comprend les parties principales suivantes :

— un corps (1) portant deux tubulures (G) et (H) reliées, la première au réservoir dont il s'agit de régler la pression, la seconde soit à l'embrayage-débrayage commandant le fonctionnement ou l'arrêt du compresseur, soit au dispositif de marche à vide.

— un piston (2) qui, suivant sa position, vient s'appuyer soit sur un siège supérieur (16) faisant partie du corps (1), soit sur un siège inférieur (8) appartenant à un écrou de réglage (7) vissé dans le corps (1);

— un ressort de réglage (14) et une tige de réglage (11) de ce ressort, percée d'un canal (AA') et pouvant se visser dans la pièce (7).

Le contre-écrou (12) assure le blocage de la tige de réglage.

Le couvercle vissé (10) protège le tout et bloque en outre l'écrou (13).

Fonctionnement.

Au repos, le piston (2), poussé par le ressort (14), occupe sa position supérieure; la chambre (B) est à l'atmosphère par le canal (AA'), ainsi que la chambre (C) par les canaux (D), (E), (AA'), tandis que la chambre (F), au-dessus du piston (2) est soumise, par (G), à la pression du réservoir.

Lorsque cette pression atteint la valeur maximum P_1 correspondant à la tension t_1 du ressort (14), ($t_1 = p_1 \times s$) le piston (2), s'abaisse brusquement et vient s'appuyer sur le siège inférieur (8). L'échappement (AA') est obturé et, simultanément, la chambre (F) communique avec la chambre (C).

La pression régnant au réservoir s'exerce alors, par (H), soit sur l'embrayage-débrayage du compresseur, soit sur le dispositif permettant au compresseur de tourner à vide.

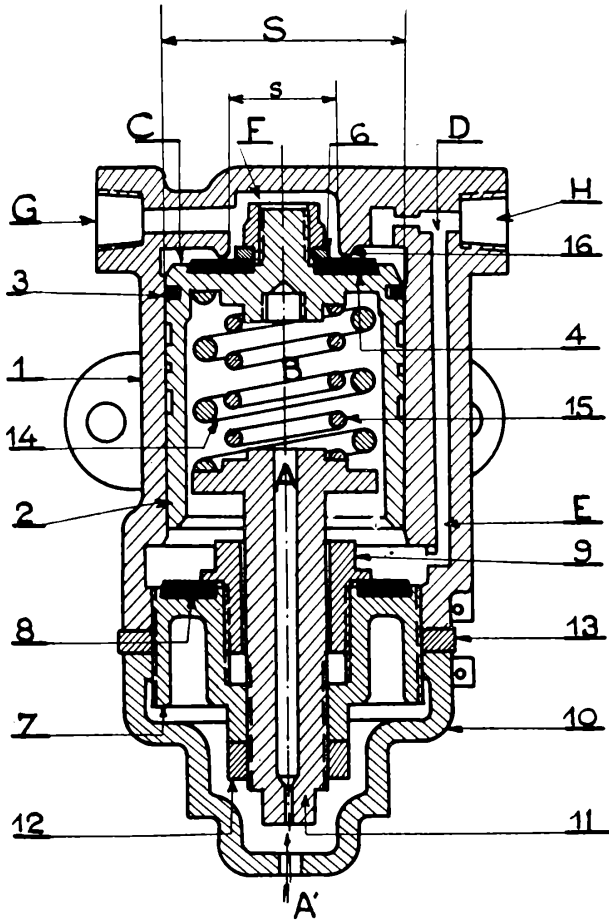


FIG. 11 A

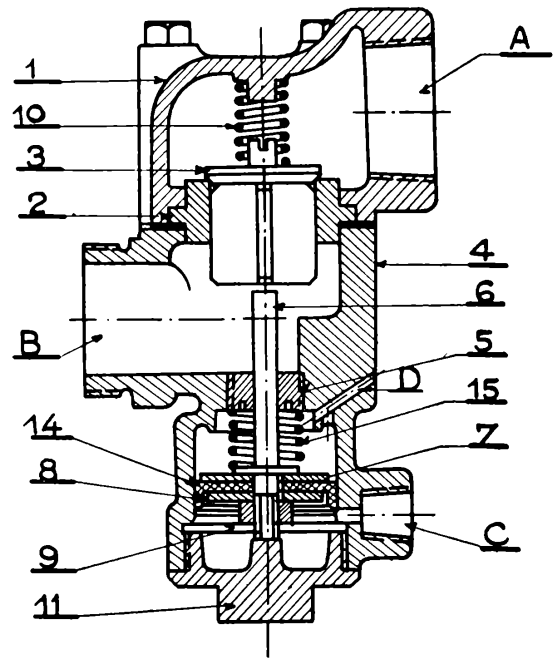


FIG. 11 B

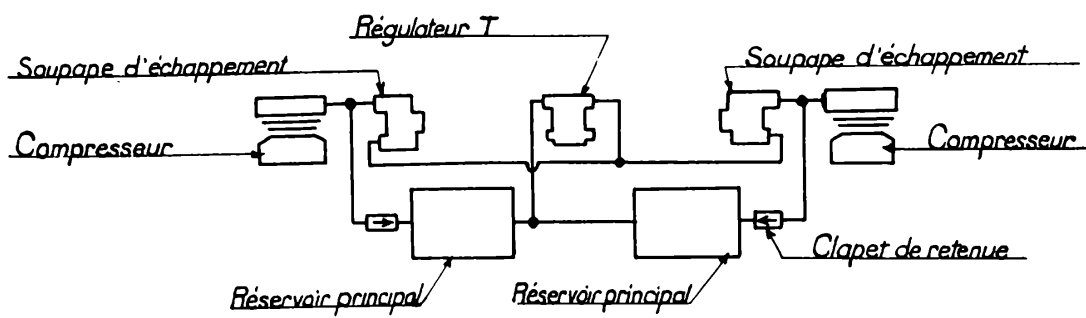


FIG. 11 C

Quand la pression au réservoir tombe en dessous de la valeur p_1 correspondant à la nouvelle tension t_1 du ressort (14) ($t_1 = p_1 \times S$), le piston (2) remonte sous l'effet prépondérant du ressort. L'embrayage-débrayage ou le dispositif de marche à vide est mis à l'échappement par (D), (E), (AA'), mais très lentement, l'orifice (A') étant de très faible diamètre; il en résulte une surpression dans la chambre (B), sous le piston (2) qui provoque un retour rapide de ce piston sur son siège supérieur (16). La chambre (C) se trouve donc à nouveau isolée de la chambre (F), communiquant avec le réservoir; en même temps, l'air comprimé contenu dans la conduite reliée à l'embrayage-débrayage ou au dispositif de marche à vide achève de s'échapper, ce qui a pour effet de remettre le compresseur en fonctionnement.

Réglage.

Le réglage doit se faire dans l'ordre suivant :

MAXI (p_1). Le réglage de la pression maximum se fait en déterminant la position de la tige de réglage (11) de façon à obtenir l'égalité : $p_1 \times s = t_1$; (s étant la surface du piston (2) reposant sur son siège 16 sur laquelle agit l'air de la chambre F); à cet effet, la tige (11) est vissée plus ou moins au moyen du carré situé à son extrémité. Si des battements se produisent, gênant le réglage maxi, serrer la vis de réglage (7), en maintenant en place le carré de la tige de réglage (11).

MINI (p_2). Le réglage de la pression maximum ayant été obtenu, le réglage de la pression minimum se fait en déplaçant la vis de réglage (7), — soit en la dévissant si l'écart de pression entre le maxi et le mini est trop grand, soit en la vissant si cet écart est trop faible, et en ayant soin d'immobiliser par son carré la tige de réglage (11). Bloquer l'écrou (13) qui stabilise le minimum, et ensuite l'écrou (12) qui stabilise le maximum. L'égalité : $p_2 \times S = t_2$, se trouve ainsi réalisée.

Le rapport des pressions maximum et minimum est constant; en effet :

$$\frac{p_1}{p_2} = \frac{F}{s} \times \frac{S}{F'}$$

F étant la réaction du ressort en position haute du piston et F' en position basse. Ce rapport est indépendant des fuites aux portées 8 et 16 et constant pour un réglage déterminé (celui caractérisé par $\frac{F}{F'}$).

d) Régulateur type RSC 33 Jourdain-Monneret.

Sur ce régulateur se trouvent réunis le régulateur de commande proprement dit et la soupape d'échappement constituant le dispositif interrupteur du débit du compresseur.

La figure 12 représente l'appareil dans la position correspondant à une pression dans le réservoir inférieure à la pression de réglage : C ouvert, D fermé, chambre E à l'atmosphère.

Le compresseur refoule dans le réservoir par X. La pression monte dans A et sollicite l'ensemble B vers le bas avec un effort $P = p(S-s)$, p = pression du réservoir. Lorsque l'effort T du ressort (correspondant au réglage du régulateur) est atteint, C se ferme. Pour une pression très légèrement supérieure D s'ouvre alimentant E et Y. L'effort sur B devient alors :

$P_1 = p_1 \times S$ au lieu de $p_1(S-s)$, B descend brusquement, G met le compresseur à l'atmosphère et X maintient la pression dans le réservoir R.

La pression redescendant dans R, B remonte, S se ferme, C s'ouvre, E et Y sont mis à l'atmosphère. L'effort sur B devient $P_2 = p_2(S-s)$ au lieu de $p_1 \times S$.

e) Régulateur électro-pneumatique type RE1 (fig. 13).

Ce régulateur comprend deux parties : une partie pneumatique de principe de fonctionnement analogue à celui des régulateurs précédents, une partie électrique constituant l'organe de commande du régulateur et qui permet la fermeture (ou l'ouverture) du circuit d'une électro-

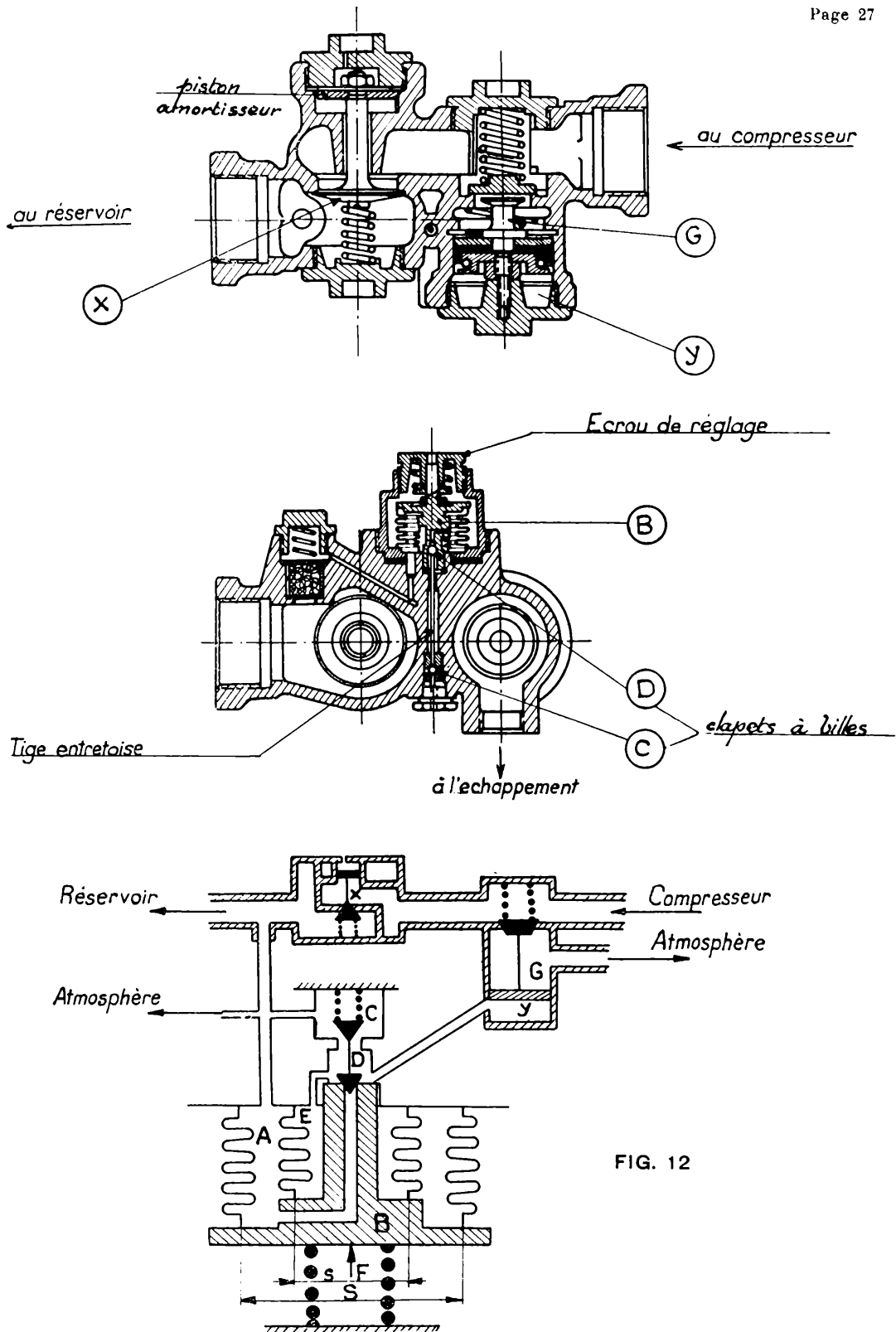


FIG. 12

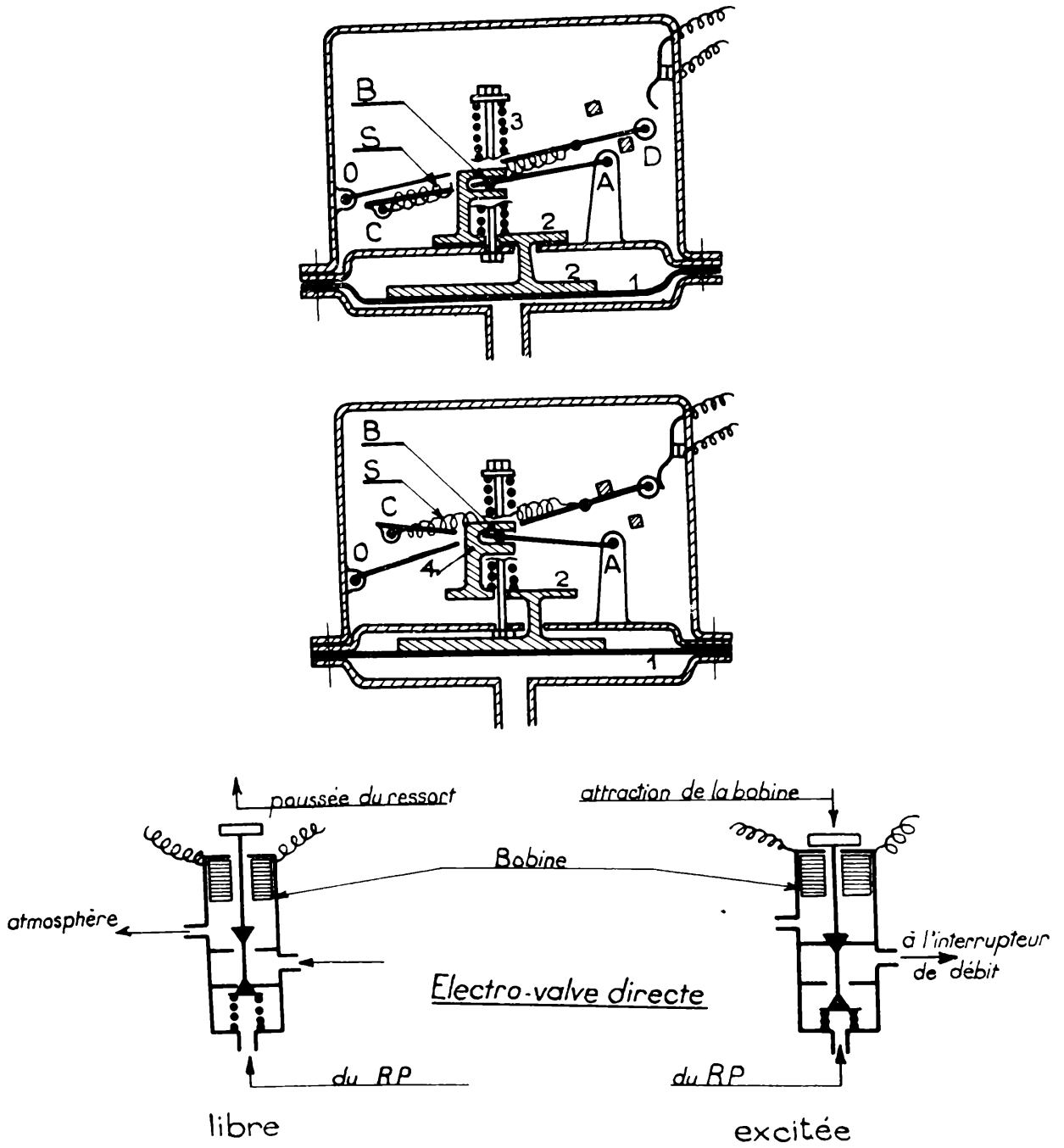


FIG. 13

valve directe (1) (2). Ce dernier appareil commande à son tour pneumatiquement un des dispositifs interrupteurs du débit du compresseur ou directement le contacteur du moteur électrique entraînant le compresseur.

Le rôle du régulateur est de fermer le courant d'excitation de l'électro-valve lorsque la pression au réservoir principal atteint la valeur maximum.

L'air du réservoir principal agissant sous le diaphragme 1 le déforme et soulève la plaque (2) soumise à l'action du ressort (3). La plaque (2) entraîne dans son mouvement la chape (4) qui entraîne elle-même l'axe B. Le levier AC pivote autour de A. Lorsque la pression du régime est atteinte, la levée de l'axe B est telle que le point C passe au-dessus du levier OD. Le ressort S provoque alors la rotation du levier OD autour de son axe d'articulation O. Le contact est établi en D et le courant passe dans la bobine de l'électro-valve.

Celle-ci permet le passage de l'air du réservoir principal au dispositif interrupteur de débit (soupape d'échappement par exemple).

La figure 14 indique le schéma de montage du régulateur et la figure 15 la coupe d'une électro-valve directe (3).

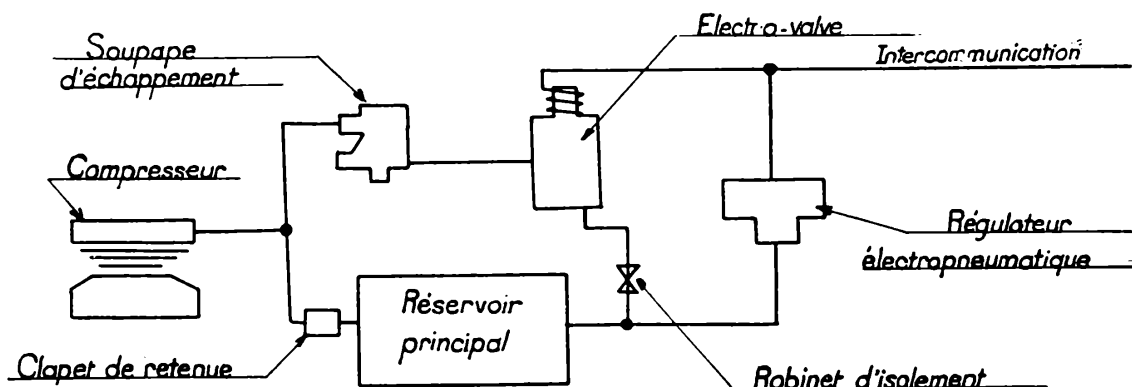


FIG. 14

Un commutateur à deux directions, placé à portée du conducteur, permet de passer de la marche automatique à la marche directe en cas de non fonctionnement du régulateur.

2° Interrupteurs de débit des compresseurs.

a) Interrupteur d'aspiration.

Nous rappelons qu'il en existe quatre types de principe différent.

Le dispositif a été décrit § 1° a précédent. La figure 9C indique le schéma de montage des deux organes. L'interrupteur d'aspiration a l'inconvénient de ne pas réaliser une marche

(1) Les circuits des électro-valves de deux voitures accouplées peuvent être reliés par un fil d'intercommunication. Il faut alors, pour que les compresseurs des deux voitures marchent à blanc que les deux régulateurs soient ouverts, c'est-à-dire que les deux voitures soient au timbre. Au contraire, il suffira qu'un seul régulateur se ferme pour que les deux compresseurs refoulent à nouveau dans l'installation.

(2) On emploie de préférence le régulateur à fermeture de courant qui présente l'avantage de ne pas interrompre l'alimentation en cas de panne de courant.

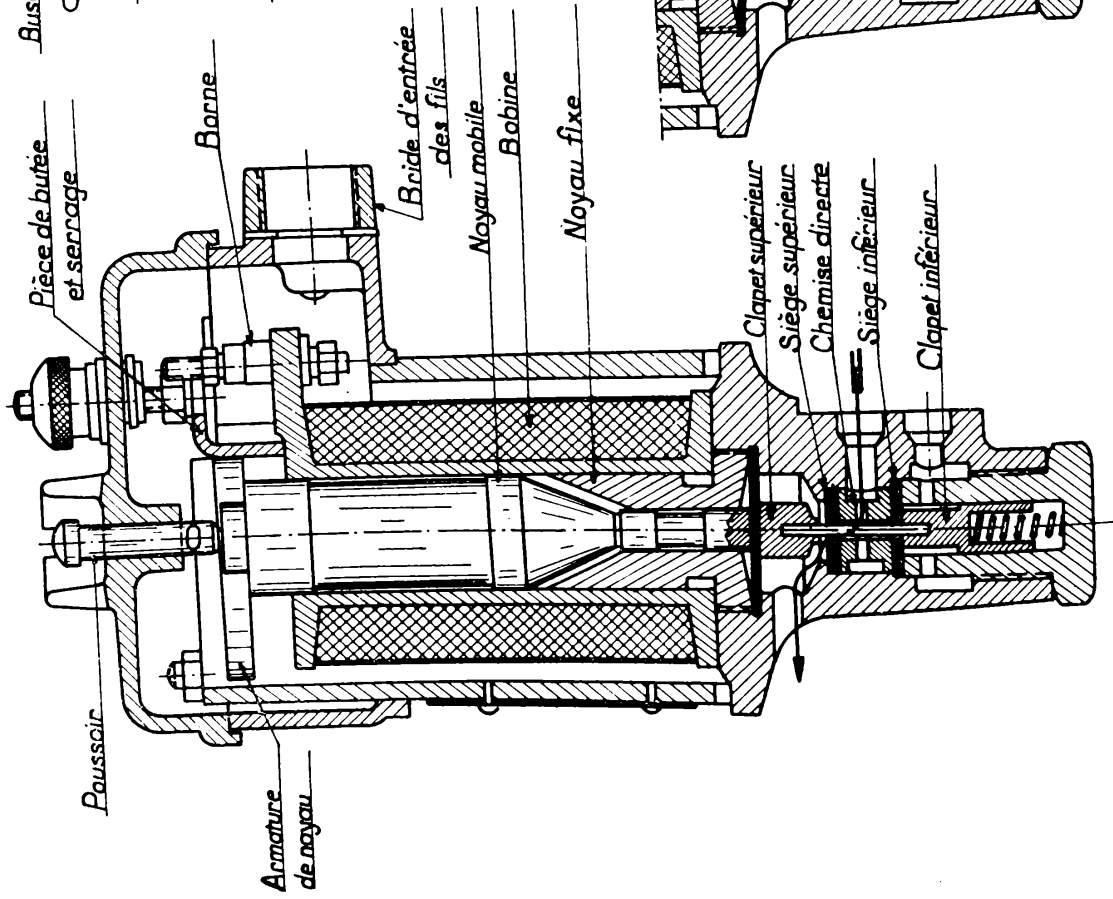
(3) L'électro-valve directe ou à admission est employée pour admettre l'air comprimé dans un appareil quelconque lorsque la bobine est excitée.

Les enroulements des bobines sont prévus pour tension jusqu'à 220 volts courant continu.

L'électro-valve doit être installée en position verticale enfermée dans une boîte la mettant à l'abri de la poussière et de la boue et de manière que les condensations puissent s'écouler afin d'éviter que l'hiver, le gel adhère aux soupapes ou à leurs sièges.

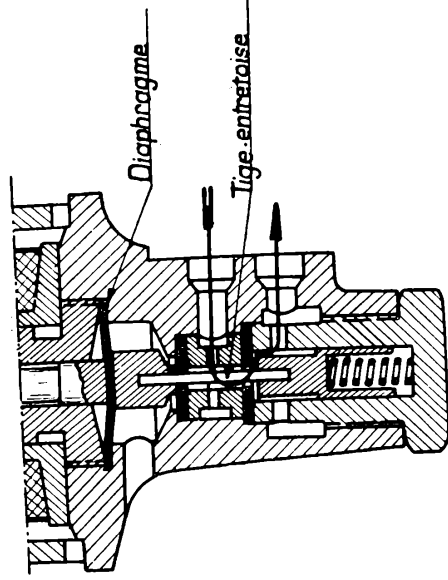
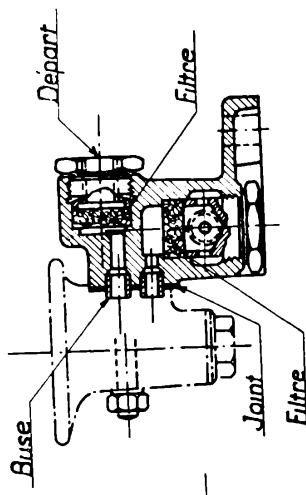
Pour éviter un retard dans le fonctionnement de l'appareil commandé par l'électro-valve, la tuyauterie les reliant ne doit pas dépasser trois mètres de longueur ni avoir un diamètre supérieur à 1/4".

Electro-valve directe



Position non excitée

Support d'électro-valve



Position excitée

FIG. 15

« à blanc » parfaite du compresseur. Il se produit en effet un vide dans le cylindre pendant la course d'aspiration du piston et le travail résistant correspondant n'est pas entièrement récupéré pendant la course retour en raison des laminages à l'aspiration qui occasionnent des échanges de chaleur de l'air brassé avec le cylindre.

Ce vide est d'ailleurs en partie comblé par une aspiration d'air dans le carter (entre cylindre et piston) présentant conjointement le grave inconvénient de remontées d'huile importantes (1,5 à 2 cm³ à l'heure) et le cas échéant une aspiration à l'atmosphère si le joint de culasse n'est pas étanche. Le compresseur continue à s'échauffer notablement ainsi que la tuyauterie de refoulement.

b) Soupapes d'échappement.

L'envoi à l'atmosphère de l'air débité est préférable à l'interruption de l'aspiration car la pression au-dessus du piston reste en principe égale à la pression atmosphérique. L'effort d'entraînement du compresseur est réduit aux résistances de frottement mécanique.

Le compresseur est bien refroidi par l'air frais aspiré. Les remontées d'huile sont réduites (0,2 à 0,5 cm³ à l'heure).

Mécaniquement, le clapet de la soupape d'échappement risque de rester levé accidentellement, mettant de façon permanente le refoulement du compresseur à l'atmosphère.

— *Soupape Wastlinghouse (fig. 11B).*

La *figure* 11C indique le schéma de montage d'un régulateur type T et d'une soupape d'échappement.

Rappelons que cette soupape est actionnée par le régulateur :

- par envoi d'air, dans le cas de la mise à l'échappement libre du compresseur;
- par évacuation d'air, dans le cas du rétablissement du refoulement.

La soupape d'échappement comprend deux éléments (1) et (4) assemblés.

La partie supérieure (1), qui présente une tubulure (A) reliée à la conduite de refoulement du compresseur, contient le siège rapporté (2) d'un clapet (3) sur lequel appuie un ressort (10).

La partie inférieure (4), fermée par le bouchon (11), porte deux tubulures (B) et (C), la première destinée à l'échappement la seconde reliée au régulateur automatique de pression. Elle contient un piston constitué par deux rondelles (7) et (8) et par une garniture intermédiaire (14), l'ensemble étant serré au moyen d'un écrou (9) sur une tige (6) qui coulisse dans un guide (5).

Un ressort (15), interposé entre le guide et le piston, tend à maintenir ce dernier dans sa position basse.

D'autre part, la chambre située au-dessus du piston est constamment à l'atmosphère, grâce à un canal (D).

Tant que la pression au réservoir principal reste inférieure à la valeur maxima entraînant le déclenchement du régulateur, le clapet (3) reste sur son siège (2), obturant ainsi la conduite de refoulement du compresseur.

Quand la pression au réservoir principal dépasse la valeur maxima fixée, le régulateur entre en jeu automatiquement et provoque un envoi d'air sous le piston (6) qui se soulève en comprimant le ressort (15). La tige du piston soulève à son tour le clapet (3) de son siège, ce qui met à l'atmosphère la conduite de refoulement du compresseur.

Dès que la pression au réservoir principal s'est abaissée au-dessous de la valeur de réglage minima, le régulateur provoque l'échappement de l'air comprimé de la chambre située sous le piston (6); ce dernier reprend donc sa position basse sous l'action du ressort (15) et vient buter contre le bouchon (11).

Soupape d'échappement à diaphragme (fig. 10).

Cette soupape fonctionne de la même façon que la précédente. Le piston a été remplacé par un diaphragme et une plaque de poussée (1). Le clapet (2) sur lequel appuie le ressort (3) à son guide protégé afin que le courant d'air par l'orifice d'échappement ne puisse venir le frapper latéralement et dans certaines circonstances le coincer.

c) **Dispositif d'arrêt interrompant ou rétablissant le courant alimentant le moteur d'entraînement du compresseur.**

Le régulateur type TU représenté *figure 16* réunit le régulateur pneumatique de commande proprement dit (construction et fonctionnement identique à celui du régulateur type T décrit § 1^o c précédent) et l'interrupteur électrique (partie supérieure de l'appareil) qui comprend deux organes principaux :

— un cylindre à air (1) muni d'un fourreau dans lequel se meut un piston (4). La tige de ce piston porte une pièce conductrice (30) faisant l'orifice de contact mobile isolé. Un

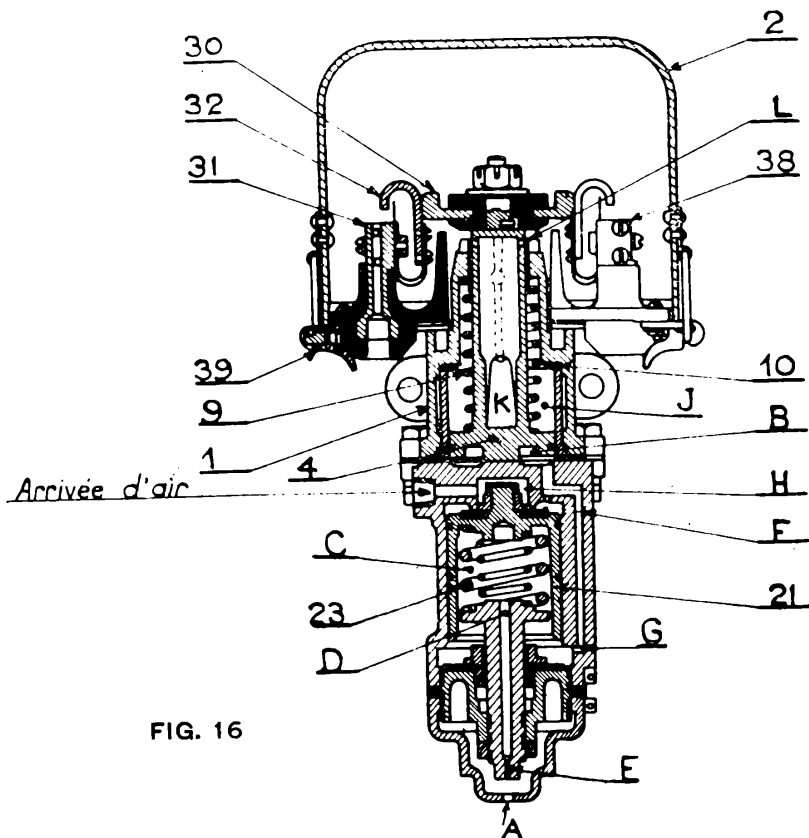


FIG. 16

ressort de rappel (9) maintient le piston dans sa position basse quand la chambre (B) est en communication avec l'atmosphère;

— un interrupteur constitué par deux contacts fixes (32) reliés aux bornes (31 et 38). L'ensemble de l'interrupteur est recouvert par un capot (2) en aluminium doublé d'amiante et maintenu en place par des brides de fixation (39).

Le piston (4) est dans sa position basse et les contacts fixes (32) sont réunis l'un à l'autre par le contact mobile (30). Le moteur électrique se trouve en circuit et le compresseur tourne. La pression monte en même temps dans la chambre (H). Quand elle atteint la valeur maximum le piston (21) s'abaisse brusquement, tandis que l'air du réservoir principal afflue dans la chambre (B) par un orifice ménagé dans l'angle du canal (F).

Le piston-interrupteur (4) est alors soulevé et vient s'appuyer sur le joint (10) en entraînant le contact mobile (30). Le circuit électrique du moteur est coupé et le compresseur s'arrête.

Pendant la course ascendante du piston (4), l'air contenu dans la chambre (J) s'échappe violemment par la cavité (H) et les orifices (L), ce qui provoque un soufflage énergique de l'arc de rupture.

Quand la pression au réservoir principal tombe au-dessous de la valeur p , correspondant à la nouvelle tension t_2 du ressort (23) ($p_2 s = t_2$), le piston (21) décolle de son siège inférieur sous l'effet prépondérant du ressort. La chambre (B) est mise à l'échappement par (F), (G), (D), (E) et (A), mais très lentement, le canal (E) étant de très faible diamètre; il en résulte une surpression dans la chambre (C) qui provoque un retour rapide du piston (21) sur son siège supérieur. Le piston (4) retombe sur son siège inférieur sous l'effet prépondérant du ressort (9) et les pièces (30) et (32) entrent à nouveau en contact, rétablissant le circuit électrique du moteur du compresseur qui se remet en marche.

d) Dispositif de débrayage.

Dans les deux premiers cas où le régulateur intervient soit pour obturer l'admission

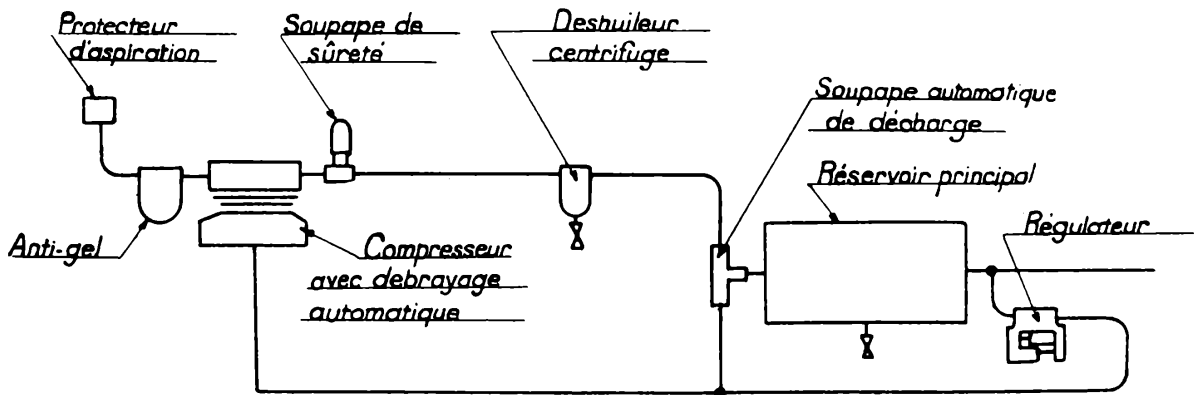


FIG. 17 A

d'air au compresseur, soit pour envoyer à l'atmosphère l'air débité, le compresseur continue de tourner sans utilité et, comme il en est souvent ainsi pendant une grande partie du temps de fonctionnement, l'énergie absorbée, le lubrifiant consommé, l'échauffement, la fatigue, l'usure même des organes en mouvement, durant les périodes de marche « à blanc », se traduit par une dépense non négligeable et qui a lieu en pure perte.

Le débrayage automatique Westinghouse supprime cet inconvénient et donne un régime de fonctionnement rationnel aux compresseurs entraînés mécaniquement. Quand la pression au réservoir atteint le maximum pour lequel l'installation est réglée, le compresseur s'arrête, ce qui supprime tout travail, consommation ou usure inutiles, et il se refroidit rapidement, de sorte que, pour les appareils à régime intermittent comme ceux alimentant les freins à air comprimé, le rendement volumétrique est nettement amélioré.

Le débrayage automatique peut être prévu pour commande par accouplement élastique ou recevoir, indifféremment, tout autre mode de transmission mécanique (engrenage, poulie, chaîne, etc...).

La figure 17A indique le schéma de montage de l'ensemble des appareils de régulation comprenant le régulateur, la soupape d'échappement qui est conservée et le débrayage.

Sur la figure 17B le compresseur est représenté muni d'une poulie d'entraînement à courroies trapézoïdales.

Le mécanisme du débrayage automatique proprement dit est logé dans la poulie d'entraînement montée à une extrémité du vilebrequin, dont l'autre extrémité porte le dispositif de prise d'air. Celui-ci comprend un chapeau (1) qui se visse sur le corps (3) de la pompe à huile du compresseur. Un diaphragme (2) à orifice central est serré entre le corps (3) et le chapeau (1); sous la pression exercée par l'air comprimé, ce diaphragme peut s'appuyer sur une aiguille creuse (4) dont l'extrémité conique est emmanchée à force dans l'extrémité du vilebrequin (5). Un canal (E) est percé sur toute la longueur du vilebrequin et se prolonge

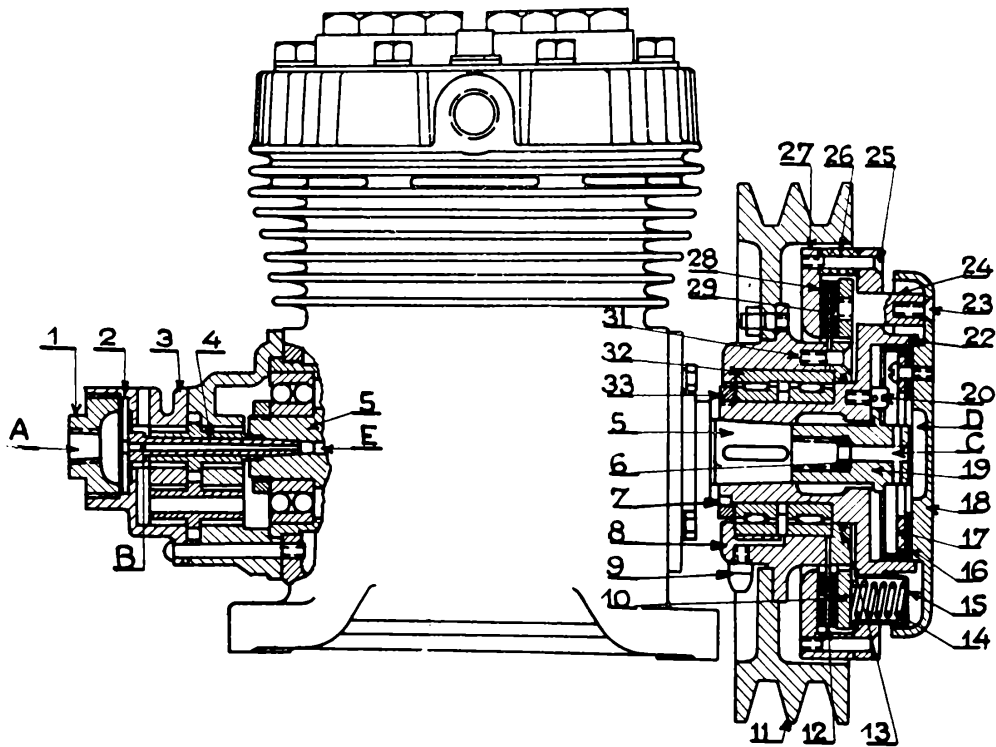


FIG. 17 B .

par un raccord (19) qui vient aboutir dans la chambre (D) du cylindre de débrayage, l'étanchéité du raccord étant obtenue par un joint (6).

Le cylindre de débrayage est constitué par un corps (22) dans lequel peut se mouvoir un piston constitué par une garniture flexible (16), serrée entre une pièce (18) formant couvercle et une rondelle (17).

Claveté sur le bout d'arbre conique du vilebrequin, le corps (22) du cylindre porte, assujettis sur sa périphérie au moyen des vis (25), une couronne-entretoise (26) et un plateau annulaire (27).

De même, au couvercle-piston (18) est assemblé, par des vis (23) et des entretoises (24), un deuxième plateau annulaire (10).

Des ressorts (14), prenant appui, d'une part, sur le plateau annulaire (10) et, d'autre part, sur des cuvettes en tôle (15) disposées autour du corps de cylindre (22), tendent à rapprocher l'un de l'autre les plateaux annulaires (27) et (10).

Entre ces deux plateaux est logé un disque métallique flexible (12) dont chaque face porte une garniture en ferodo (28) et (29); il est réuni par des vis (31) et une bride annulaire (13) au moyeu (8) de la poulie d'entraînement (11), lequel moyeu peut tourner autour du prolongement du corps de cylindre (22).

Un roulement double à aiguilles (32), interposé entre ces deux pièces, réduit le frottement au minimum. Il est maintenu, d'une part, dans le moyeu de la poulie, par la bride annulaire (13) portant un joint d'huile en feutre, d'autre part, sur la portée du corps de cylindre (22), par un écrou (33), immobilisé par une vis-ergot (7). Un graisseur (9), débouchant dans des conduits aboutissant au roulement, permet de le lubrifier.

Le débrayage s'effectue par admission d'air comprimé; l'embrayage par échappement de cet air à l'atmosphère.

Lorsque la pression d'air du réservoir atteint la valeur maximum autorisée par le régulateur, celui-ci envoie l'air sous pression à l'orifice (A); le diaphragme (2) est appliqué sur l'extrémité de l'aiguille creuse (4) tournant avec le vilebrequin et vient ainsi faire joint entre la chambre de prise d'air du chapeau (1) et le conduit (B) de l'aiguille, sans possibilité pour l'air de pénétrer dans les organes de la pompe à huile et, de là, dans le carter du compresseur.

L'air suit donc les conduits (B) de l'aiguille (4), (E) du vilebrequin (5), (C) du raccord (19) et arrive dans la chambre (D); le couvercle-piston (18) est repoussé et entraîne dans son déplacement le plateau annulaire (10) en comprimant les ressorts (14). Les plateaux (10) et (27) ne sont plus en contact avec le disque (12) muni de ferodo; la poulie d'entraînement (11) tourne folle autour de l'extrémité du cylindre (22) et le compresseur est immobilisé jusqu'à ce que la pression au réservoir ait atteint la valeur minimum pour laquelle le régulateur est réglé.

Celui-ci supprime alors l'alimentation en air comprimé du mécanisme de débrayage et le met en communication avec l'atmosphère.

La pression n'agissant plus sur le piston, les ressorts (14) se détendant et appliquant fortement les plateaux (10) et (27) sur le ferodo; la poulie d'entraînement (11) redevient solidaire des plateaux et, par conséquent, du cylindre (22) claveté sur le vilebrequin. Le mouvement moteur est de nouveau transmis au compresseur.

Pendant la période d'arrêt, la soupape automatique de décharge a mis à l'atmosphère la partie de la tuyauterie de refoulement située entre elle et le compresseur; au moment de l'embrayage, le compresseur refoule donc tout d'abord à l'atmosphère, permettant le démarrage à vide; l'effort de transmission augmente ensuite progressivement et ne prend sa valeur totale qu'après quelques tours.

C. — APPAREILS COMPLÉMENTAIRES

Les appareils suivants sont classés dans l'ordre où on les rencontre généralement sur le circuit d'air aspiré et refoulé.

1° Antigel (fig. 18).

L'antigel se monte entre le filtre d'aspiration et le compresseur.

Il a pour but de mélanger à l'air aspiré de la vapeur d'alcool. La condensation ultérieure donne un mélange d'eau et d'alcool qui ne risque plus de se congeler, d'endommager les canalisations ou de gêner le fonctionnement des organes du frein.

L'appareil comprend un réservoir à alcool et une mèche dont l'extrémité supérieure est située dans la conduite d'aspiration du compresseur.

La surface de mèche exposée au courant d'air, et par conséquent la quantité d'alcool entraînée, est réglée par la position de la bague qui peut être relevée ou abaissée à volonté et fixée dans la position choisie par l'écrou de blocage du presse-étoupe.

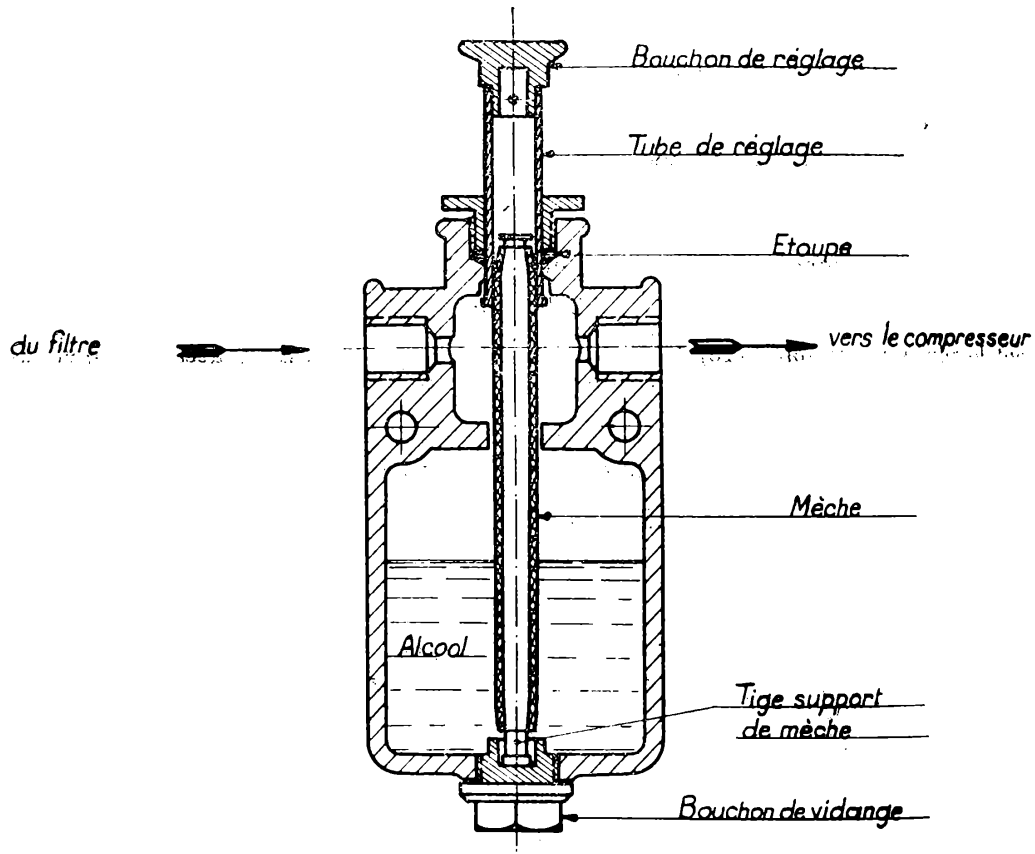


FIG. 18

2^o Soupape de sûreté.

Placée immédiatement après le compresseur ou sur le réservoir principal elle est destinée à remédier à une défaillance du dispositif de réglage.

a) Soupape Westinghouse (fig. 19).

Elle a pour caractéristique de s'ouvrir en grand, instantanément, dès que la pression de l'air dépasse d'une certaine valeur celle normalement admise. Elle assure l'échappement de l'excès d'air tant que la pression du réservoir n'a pas baissé d'une quantité déterminée; à ce moment la soupape se ferme rapidement et de façon complète.

Elle se compose essentiellement d'un corps (1), communiquant avec le réservoir par un raccord inférieur, et d'un clapet (3).

Ce clapet comporte à sa partie inférieure une lèvre annulaire (D) sur laquelle vient frapper le jet d'air qui s'échappe au début du mouvement de levée du clapet, de façon à aider à son ouverture en grand. Il est chargé par un ressort (5) dont on peut régler la compression au moyen de l'écrou (6), lequel sert en même temps de guide à la tige (4) du clapet.

Par ailleurs, le corps du clapet est travaillé de façon à former un piston qui se déplace dans une douille (7) rapportée à l'intérieur du corps de la soupape et percée d'un ou plusieurs canaux (B)

Soupape de sûreté

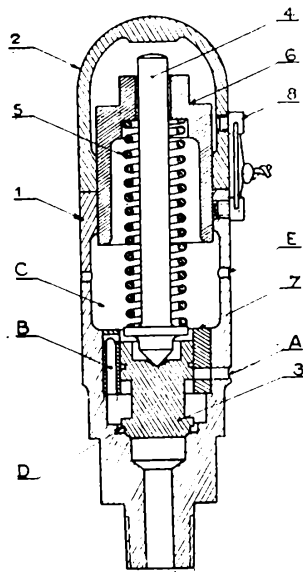


FIG. 19

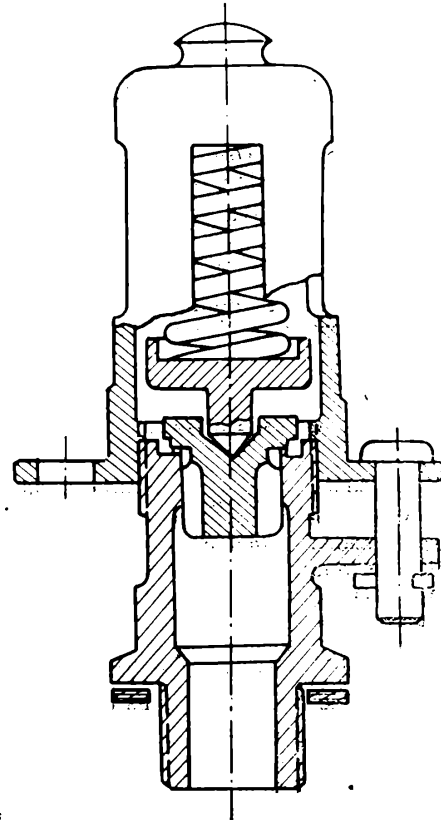


FIG. 20

qui mettent en communication la chambre (C) avec la chambre du clapet.

Ces canaux sont commandés par les mouvements du clapet-piston (3), de même que les orifices d'échappement (A), et leurs positions relatives sont telles que, quand la soupape de sûreté est fermée, les orifices (A) soient fermés et les canaux (B) ouverts; dès que le piston se soulève en dégageant les orifices (A), il ferme les canaux (B).

La chambre (C) communique avec l'atmosphère par un ou plusieurs orifices (E).

Le ressort (5) ayant été réglé pour une pression déterminée, dès que l'air atteint cette pression au-dessous du clapet (3), celui-ci se soulève légèrement de son siège; l'air s'échappe en un jet annulaire qui vient frapper sur la lèvre (D) du clapet et le soulève plus ou moins en ouvrant les orifices (A) et fermant les canaux (B). La pression dans la chambre (C) s'annule tandis que la pression subsiste au-dessous du clapet, ce qui aide encore à l'ouverture de la soupape.

Après l'échappement d'une certaine quantité d'air, la pression diminue suffisamment

pour que le ressort (5) fasse redescendre le clapet; les canaux (B) commencent à s'ouvrir et permettent le passage de l'air du réservoir dans la chambre (C). La pression, dans cette chambre, s'élève plus ou moins rapidement et son action s'ajoute à celle du ressort (5) pour ramener rapidement et énergiquement sur son siège le clapet (3); l'échappement de l'air du réservoir est arrêté et la pression dans la chambre (C) s'équilibre avec la pression atmosphérique.

b) Soupape Jourdain-Monneret (fig. 20).

Le clapet comporte, outre une lèvre extérieure soumise dès le début de la levée du clapet à l'action dynamique de l'air; une section de passage progressivement croissante grâce à la forme spéciale des ailettes-guide.

3^o Radiateur de refroidissement.

Cet appareil (fig. 21) est le complément indispensable du déshuileur qui n'est vraiment efficace que si l'air qui le traverse est refroidi au maximum.

Il remplace avantageusement la longue tuyauterie qui s'imposerait à son défaut.

L'appareil se compose de deux boîtes d'extrémité (1) reliées entre elles par trois tubes (2) maintenus en contact avec un rideau d'ailettes (3) en métal protégées par une tôle (4).

L'air chaud refoulé par le compresseur arrive par le raccord (B), circule dans les trois tubes et sort refroidi par le raccord (C) relié au déshuileur.

4^o Déshuileur.

La chaleur dégagée pendant la compression de l'air provoque la vaporisation d'une partie de l'huile de graissage du compresseur et les vapeurs ainsi formées se condensent dans les canalisations en même temps que la vapeur d'eau contenue dans l'air aspiré. Il se forme alors, avec les poussières, la calamine et l'oxydation des tuyauteries, un dépôt qui engorge les appareils et nuit à leur bon fonctionnement. Les clapets et leurs sièges sont encrassés, les tiroirs et leurs tables sont rayés, etc..., d'où nécessité de fréquentes visites des appareils. Il est donc nécessaire d'empêcher la pénétration des vapeurs d'huile et si possible d'autres impuretés dans les organes essentiels d'une installation d'air comprimé.

• C'est ce que réalise dans la mesure du possible, le déshuileur.

Le déshuilage est obtenu par la séparation centrifuge des particules en suspens, grâce à la rotation de l'air dans une chambre en forme de volute. Ce dispositif, sans filtre ni chicane, limite au minimum les pertes de pression.

Le déshuileur Westinghouse (fig. 22) se compose d'un corps (1), dans l'intérieur duquel se trouvent un cône (F), une chambre de séparation en volute (E), une cheminée centrale (G), et d'un réservoir (6) muni d'un robinet de vidange (7) ou d'un purgeur automatique.

L'air refoulé par le compresseur et refroidi dans le radiateur de refroidissement, pénètre par la tubulure (C) dans la chambre (E) où le brouillard d'huile et d'eau est projeté sur les parois et s'y condense.

Le liquide s'écoule ensuite par le cône (F) dans le réservoir (6), tandis que l'air épuré passe par la cheminée (G) et la tubulure (H) reliée au réservoir principal.

La figure 23 représente un déshuileur Jourdain-Monneret muni d'un filtre à la partie supérieure.

Important. — Les robinets de purge placés sur déshuileurs et réservoirs principaux doivent avoir l'axe du tournant parallèle à l'axe de la voie, pour éviter leur ouverture intempestive, en marche, par la projection d'un objet.

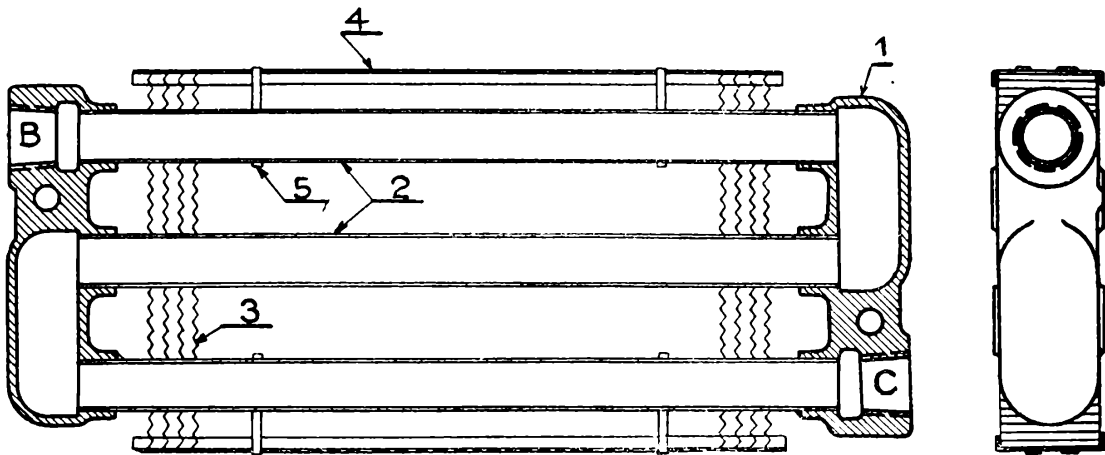


FIG. 21

Deshuileur type JM

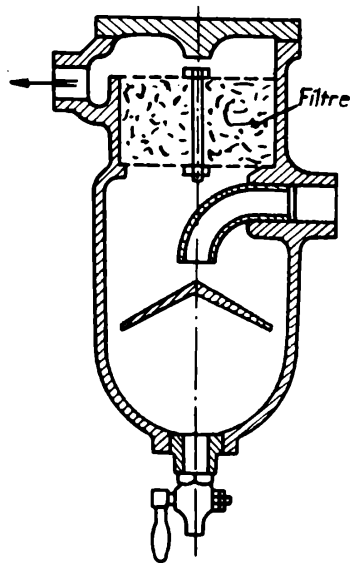


FIG. 23

Deshuileur Westinghouse

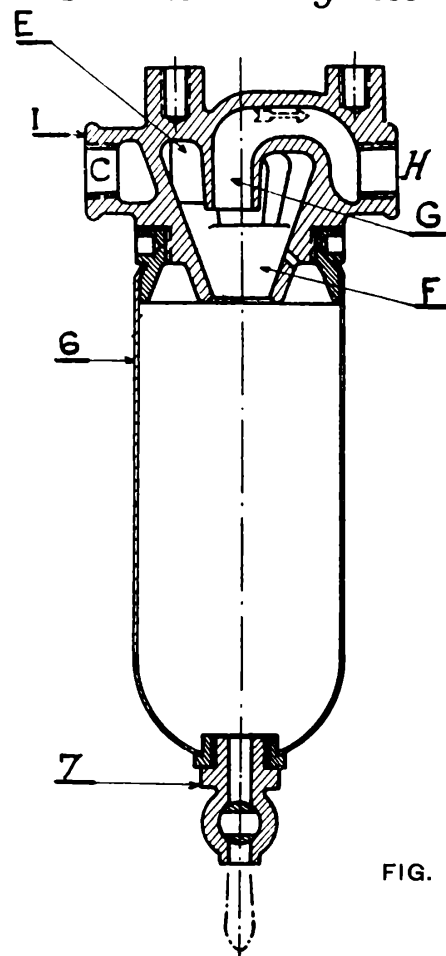


FIG. 22

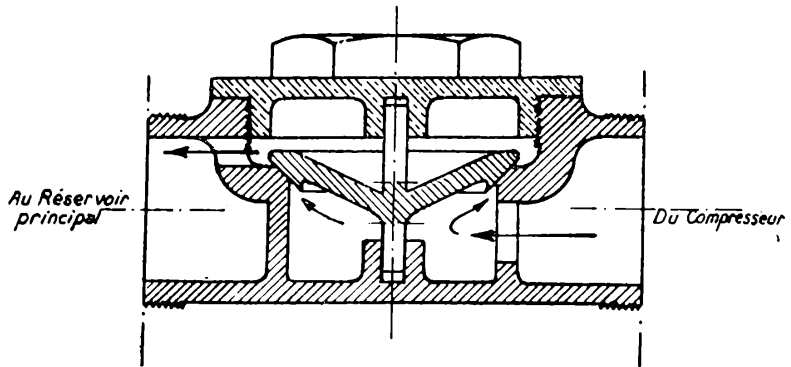


FIG. 24

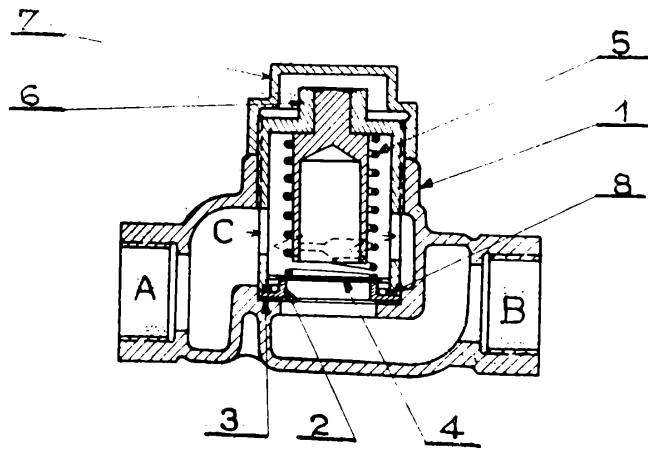


FIG. 25

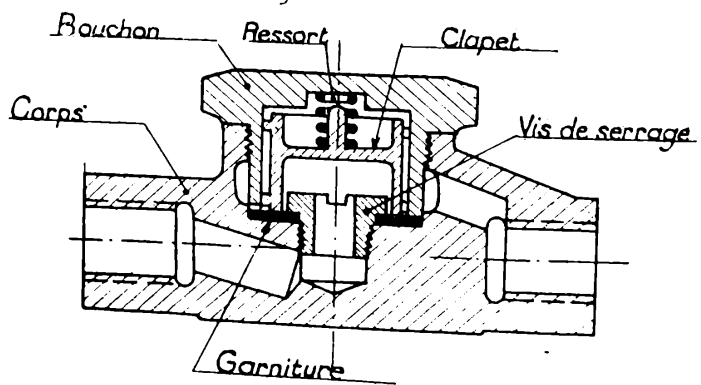


FIG. 26

5° Clapet de retenue.

Le rôle du clapet de retenue est d'empêcher le refoulement de l'air vers sa source. L'appareil est placé généralement dans le voisinage direct du réservoir principal.

La plupart des systèmes à simple clapet et ressort (*fig. 24*) présentent l'inconvénient d'un fonctionnement bruyant et sont sujets à une détérioration rapide. Le clapet à disque (*fig. 25*) est exempt de ces défauts.

L'appareil est constitué par un corps (1) muni de deux tubulures (A) et (B) et dans lequel est monté le siège (2) d'un clapet-disque (4).

Le siège (2) est maintenu en place par un bouchon cylindrique creux (6) vissé dans le corps (1) et percé d'orifices (C). Ce bouchon contient un ressort (5) disposé autour d'un guide central et qui tend à appliquer le clapet sur son siège; à la partie inférieure du même bouchon, un jonc (8) est destiné à retenir le clapet au cours du montage et du démontage.

Le clapet est guidé dans son mouvement par la face interne du bouchon (6) et sa levée est limitée par la base du guide central du ressort (5).

Un chapeau (7), formant contre-écrou du bouchon (6), obture la partie supérieure du corps (1).

L'air refoulé pénètre en (B) dans le corps (1), soulève le clapet-disque (4) et sort en (A) en passant par les orifices (C) du bouchon (6).

Dès l'arrêt du refoulement d'air, le ressort (5) ramène le clapet sur son siège et l'air comprimé est ainsi retenu automatiquement dans le réservoir, raccordé en (A).

La *figure 26* représente un clapet de retenue à piston Jourdain-Monneret.

CHAPITRE III

ORGANES DE COMMANDE PNEUMATIQUE DES FREINS-DÉTENDEURS

A. — ROBINETS

Du point de vue fonction les robinets peuvent être classés en robinets :
— de frein direct;
— de frein automatique;
— de freins direct et automatique combinés.

En outre certains de ces robinets réalisent en position de freinage d'urgence la commande du frein électro-magnétique et comportent une valve de sablage à commande manuelle ou automatique.

Du point de vue technologique les robinets peuvent être classés en robinets :
— à glace et à valve rotative;
— à clapets équilibrés.

	Type à glace	Type à clapet
Frein direct	WS N° 9 et 9 bis	WS JM N° 47 JM à pédale
Frein automatique	WS N° 6 et 6 bis JM N° 59 JM N° 62	JM B2 53 B et C
Frein direct et automatique	W N° 14 JM N° 50	

1° Robinets de commande du frein direct.

Ces robinets permettent de réaliser un freinage modérable tant au serrage qu'au desserrage.

Ils donnent le moyen d'envoyer directement de l'air de la conduite principale (ou de la conduite d'alimentation constante) dans la conduite d'application pour le serrage des freins; ils l'évacuent directement à l'atmosphère pour le desserrage.

La pression dans la conduite d'application est réglée dans le cas des robinets à glace par la manœuvre judicieuse de la poignée et d'après les indications du manomètre. Elle est réglée automatiquement dans le cas des robinets à clapet d'après la tension d'un ressort, fonction elle-même de la position plus ou moins éloignée de la poignée de la position de desserrage; ces derniers robinets jouent donc le rôle de robinets détenteurs réglables et remplacent à la fois le robinet à glace et la soupape d'alimentation.

a) Robinet Westinghouse N° 9 ou 9 bis (fig. 27).

La poignée peut occuper trois positions principales, correspondant à trois encoches du robinet.

Desserrage

Le distributeur rotatif A met la conduite principale en communication avec l'atmosphère.

Neutre

Le distributeur rotatif A interrompt toutes les communications entre réservoir principal, atmosphère et cylindre de frein.

Serrage

Le distributeur rotatif A met le réservoir principal en communication avec le cylindre de frein par une lumière de section croissante avec la course angulaire de la poignée. Si la poignée est laissée dans une position quelconque de serrage, on obtient le serrage à fond.

Pour obtenir un serrage progressif, il faut revenir à la position neutre après chaque serrage partiel.

b) Robinet type WS.

Il comporte un secteur de modérabilité très étendu et tel que la pression obtenue dans la conduite d'utilisation est rigoureusement proportionnelle à l'angle que fait la poignée avec la position de desserrage ou marche.

Le développement de la poignée au-delà de cette zone provoque une pleine admission d'air dans la conduite d'utilisation et correspond au « serrage d'urgence »; un déplacement minime de la poignée suffit à provoquer cette pleine admission ou le retour dans la zone modérable.

L'enlèvement de la poignée pour les manœuvres de changement de poste de commande se fait dans la zone « serrage d'urgence » ce qui garantit l'immobilisation du véhicule pendant cette manœuvre.

Le robinet W. S. comporte également une valve de sablage qui peut être actionnée dans toutes les positions de la poignée par un levier placé sur cette poignée; la valve de sablage est actionnée automatiquement en position d'urgence, de manière à mettre en œuvre tous les moyens d'arrêt dont dispose le conducteur.

Description (fig. 28)

Le robinet W. S. comporte un corps (1) sur lequel est assemblée, par des prisonniers, une boîte à valves (5). Celle-ci comporte deux chambres (B) et (D) accolées.

La Chambre (B) est constamment reliée par le raccord (A) à une conduite venant du réservoir principal; elle contient un clapet (60) qui, sous l'action d'un ressort (62) prenant appui, d'une part, sur la tige du clapet (60) par l'intermédiaire d'une rondelle de centrage (63), d'autre part, sur le guide (61) du clapet, vient s'appliquer sur un siège ménagé dans cette pièce (61), tant qu'aucune force extérieure ne s'exerce sur le clapet.

La chambre (D) est constamment reliée par le raccord (C) à l'atmosphère; elle contient un piston (4) qu'un ressort (9) tend à repousser vers la gauche. Une butée (6), vissée dans la boîte à valves (5), permet de régler la tension du ressort (9), tandis qu'une tige (7), vissée dans la butée (6), permet de régler la course du piston (4); un chapeau (8) vient se visser sur la tige (7) et ferme la chambre (D).

Robinet de frein direct N° 9 bis

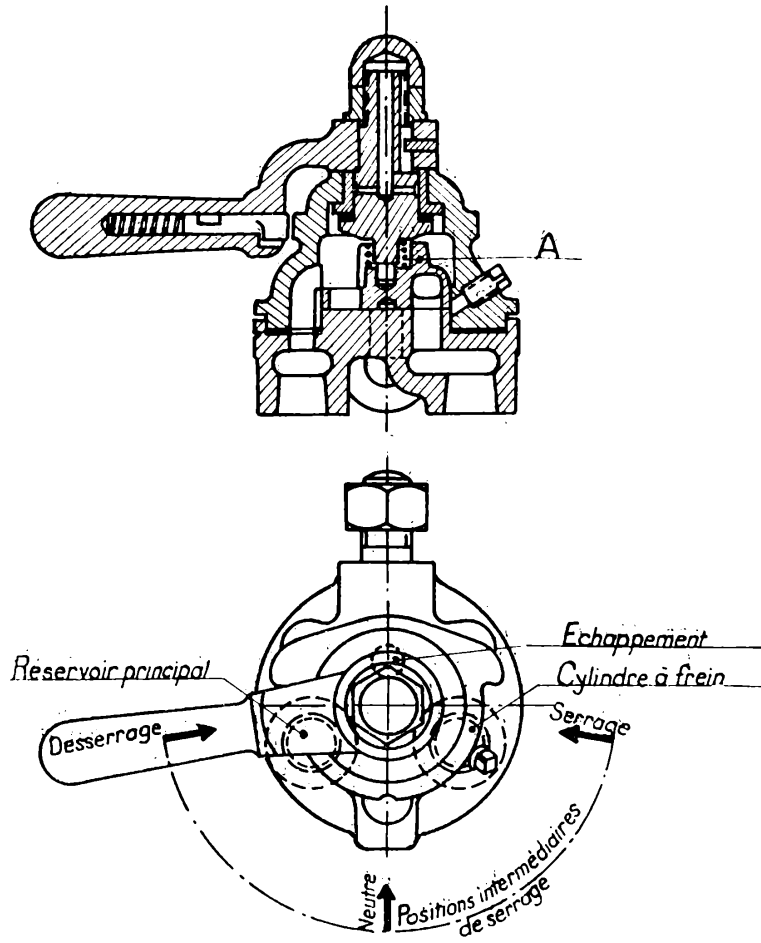


FIG. 27

Le piston (4) porte un segment graisseur (3) et une garniture d'étanchéité (11), serrée par un plateau (10). La tige du piston (4) est creusée et contient un clapet (13) qu'un ressort (12) tend à écarter du siège ménagé dans le piston.

Les deux clapets (60) et (13) contrôlent la communication entre les chambres (B), (D), et une chambre (E) ménagée dans le corps (1).

La chambre (E) est constamment en relation avec le cylindre de frein, par l'intermédiaire d'un raccord (F); elle contient le mécanisme de commande des clapets.

Ce mécanisme est constitué par un double bras de levier (57) qui pivote autour de l'axe (55); l'extrémité libre du levier (57) porte un axe (52) autour duquel peut osciller un balancier (51) comportant deux branches entre lesquelles sont montés deux galets extrêmes (50) et (54) et un galet central (53).

Les deux galets extrêmes (50) et (54) peuvent venir appuyer sur les clapets (60) et (13), tandis que le galet (53) roule sur un profil de came (28) dont le déplacement est commandé par la poignée de manœuvre (15), cette poignée et la came étant rendues solidaires par une tige (23) qui porte à cet effet deux carrés d'entraînement munis d'un ergot d'orientation.

Un fourreau (25) est ajusté dans le chapeau (14) et guide la tige (23) un conduit de sablage (N), fermé par une vis (24) est percé dans le chapeau (14) et le fourreau (25); il permet de lubrifier cette tige.

Le chapeau (14) est fixé sur le corps (1) par quatre prisonniers, un joint assurant l'échancéité; il comporte à sa partie supérieure une galerie dans laquelle vient se loger une des extrémités du levier de sablage (18) monté sur la poignée (15); un dégagement est ménagé dans cette galerie pour permettre l'enlèvement de la dite poignée.

Le levier (18) de la valve de sablage pivote autour d'un axe (20), solidaire de la poignée (15); il porte un pointeau (19) qui vient appuyer sur la broche de commande (22) de la valve de sablage; un ressort (21) maintient constamment ces deux pièces en contact.

La broche (22) porte à sa partie supérieure un clapet d'échappement et commande à sa partie inférieure un clapet d'admission (43); l'ensemble de ce clapet d'admission et de la broche est repoussé vers le haut par un ressort (44) dont la tension est supérieure à celle du ressort (21).

Le clapet (43) est contenu dans une voûte à valve (39) fixée au corps (1) par trois prisonniers; l'intérieur de cette voûte à valve est divisé en deux chambres (K) et (H) par un fourreau (46) muni de deux échancrures latérales et qui repose sur une garniture plastique (45) formant siège du clapet; la chambre inférieure (H) qui contient ce dernier, est reliée par le conduit (G) au raccord (A), par lequel arrive l'air sous pression du réservoir principal; la chambre supérieure (K) est constamment reliée par le raccord (J) à la conduite des sablières.

La chambre supérieure (K) renferme une pièce annulaire (36), dite came de la valve de sablage, dont le bord inférieur est profilé de manière à provoquer le déplacement vertical d'un étrier (38), lorsque la poignée du robinet est dans la position « serrage d'urgence ».

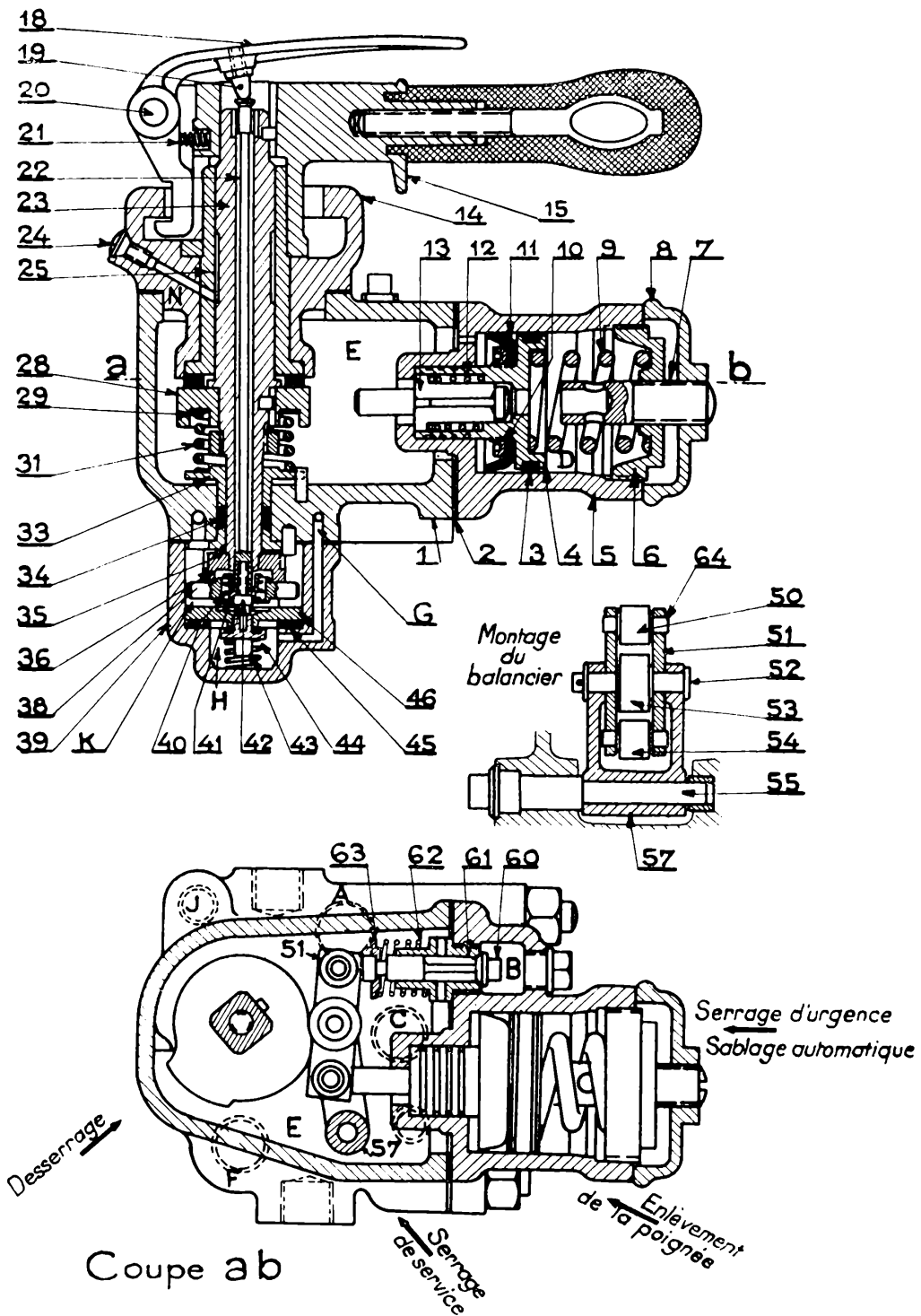
Le déplacement vertical de l'étrier (38) provoque à son tour l'ouverture du clapet (43), ce qui assure un envoi d'air du réservoir principal aux appareils de sablage.

La chambre (K) est séparée de la chambre (E) par une garniture (34), serrée entre deux presse-étoupes (33) et (35); la collerette du presse-étoupe inférieur (35) est maintenue serrée contre le corps (1) par les abords du fourreau (46); sur le presse-étoupe supérieur (33) vient s'appliquer un ressort (31) dont l'autre extrémité prend appui sur la plaque (29), logée dans un évidement de la came (28).

Fonctionnement

Frein. — Lorsque la poignée du robinet est dans la position « desserrage », les ressorts (12) et (62) repoussent le galet (53) contre la came (28) dont le rayon est minimum; le clapet d'admission (60) est fermé, ce qui empêche l'introduction dans la chambre (E) de l'air venant du réservoir principal par le raccord (A) et la chambre (B); le clapet d'échappement (13) est ouvert, la chambre (E), et par conséquent le cylindre de frein, sont ainsi mis en communication avec la chambre (D), en relation permanente avec l'atmosphère, comme dit précédemment.

La manœuvre de la poignée dans la zone de serrage gradué (serrage de service) augmente



le rayon de la came (28); le galet (53) est repoussé, entraînant le balancier (41) dans son déplacement; le ressort (62) du clapet d'admission ayant une tension supérieure à celle du ressort (12) du clapet d'échappement, ce dernier se ferme, isolant la chambre (E) de l'atmosphère; le balancier (51) vient prendre appui sur le clapet (13), lui-même appuyé contre le piston (4) que le ressort (9) maintient en place; c'est alors l'autre extrémité du balancier qui se déplace et ouvre le clapet d'admission (60).

L'air du réservoir principal pénètre dans la chambre (E) et va, de là, au cylindre de frein.

La pression qui règne dans la chambre (E) repousse le piston (4) jusqu'à ce que la tension du ressort (9) équilibre cette pression; l'extrémité du balancier, qui appuie sur le clapet d'échappement (13), se déplace avec le piston et, si le galet (53) est immobilisé, l'autre extrémité se déplace également, de manière à permettre la fermeture du clapet d'admission (60).

La pression dans la chambre (E) est alors réglée par la tension du ressort (9) qui dépend du rayon de la came et, par conséquent, de la position de la poignée dans le secteur de serrage gradué.

Si une cause quelconque provoque une augmentation de pression dans la chambre (E), le galet (53) étant immobile, le ressort (9) cède, le clapet d'échappement (13) s'ouvre et la pression est automatiquement rétablie à la valeur déterminée par la position du galet (53).

Par contre, si une baisse de pression se produit dans la chambre (E), le galet (53) étant immobile, le ressort (9) repousse le piston (4), le balancier (51) pivote autour de l'axe (52) et ouvre le clapet d'admission (60), qui admet l'air du réservoir principal jusqu'à ce que la pression soit rétablie.

Lorsque l'on amène la poignée du robinet dans la position « serrage d'urgence », le galet (53) est alors appuyé sur un secteur de came dont le rayon est maximum, le balancier (51) est repoussé à fond vers la droite, il ouvre en grand le clapet d'admission (60), la pression s'élève dans la chambre (E) et repousse le piston (4) qui vient buter sur la tige (7) et, ne pouvant plus reculer, rend impossible l'ouverture du clapet d'échappement (13).

Sablage. — Dans toutes les positions de la poignée (15), le conducteur peut provoquer le fonctionnement des sablières en appuyant sur le levier (18); dans ce cas, la broche (22) s'abaisse, ce qui ferme le clapet supérieur d'échappement et ouvre le clapet d'admission (43).

En outre, lorsque la poignée du robinet de mécanicien est amenée dans la position « serrage d'urgence », l'étrier (38) glisse sur la came (36) qui le force à descendre; il comprime le ressort (40) qui appuie, par l'intermédiaire de la pièce (41), sur la vis (42); celle-ci transmet l'effort ainsi reçu à la broche (22) d'une part, ce qui ferme le clapet d'échappement, et au clapet (34) d'autre part, ce qui ouvre l'admission d'air aux appareils de sablage.

Entretien

Il convient de graisser fréquemment, par le conduit (N), la tige de commande (23), afin d'obtenir une grande douceur dans le fonctionnement.

Si le robinet perd de sa sensibilité, dévisser le chapeau (8) puis la butée (6), enlever le ressort (9) et enduire les parois de la chambre (D) d'une graisse neutre de bonne qualité; remonter ces différentes pièces et faire manœuvrer plusieurs fois le robinet.

Réglage

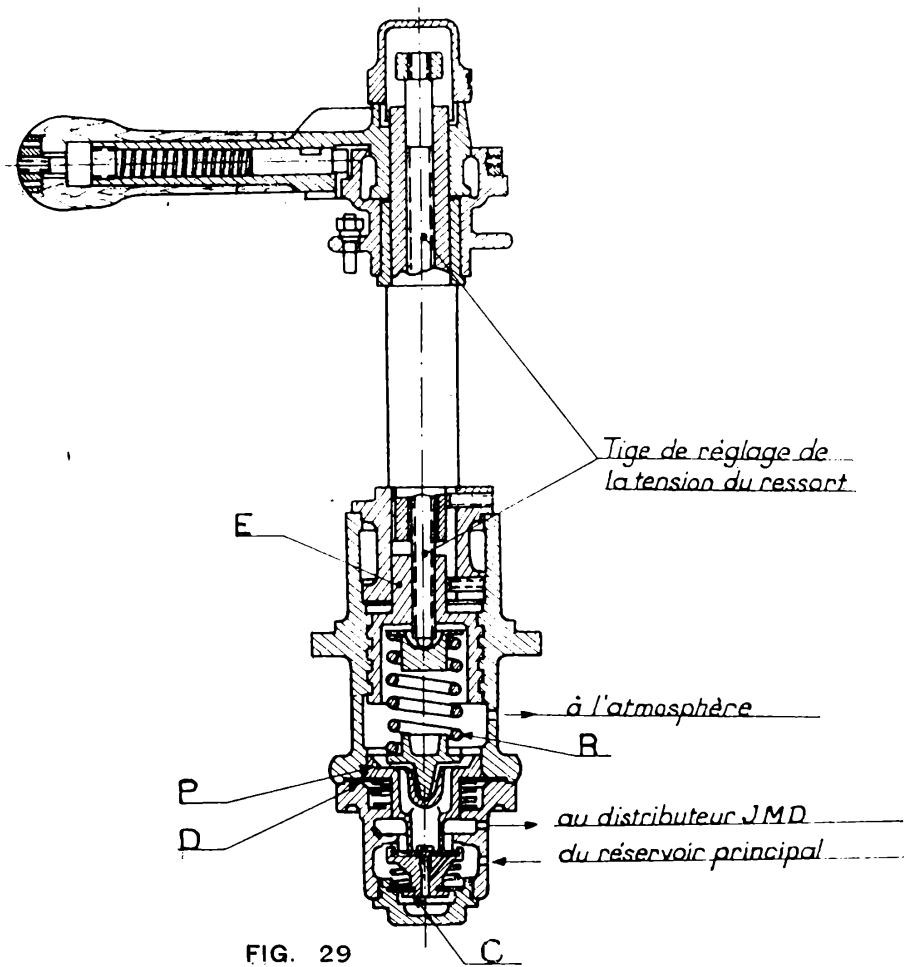
Il est souvent difficile, sinon impossible, de manœuvrer la poignée sur son secteur total si le robinet n'est pas alimenté en air comprimé.

Une fois le robinet monté et alimenté en air comprimé, pour le régler facilement, il faut :

1^o Effectuer un serrage d'urgence et dévisser le chapeau (8).

2^o Desserrer complètement le frein, puis visser ou dévisser la butée (6), pour régler la pression obtenue dans le secteur « serrage de service »; en manœuvrant le robinet dans ce secteur, vérifier si les pressions obtenues sont satisfaisantes.

3^o Amener la poignée dans le secteur « serrage d'urgence ». Si le robinet fuit à l'échappement, revisser la tige-butée (7) jusqu'à ce que cet échappement cesse. S'il est impossible



Une légère résistance dans la manœuvre prévient le mécanicien qu'il passe du secteur « serrage de service » dans le secteur « serrage d'urgence ».

c) **Robinet JM N° 47** (fig. 29).

Au serrage, la rotation de la poignée oblige l'écrou E à se visser et à descendre en comprimant le ressort R. Le piston égalisateur P descend sous la prépondérance d'action du ressort R sur le ressort placé sous le diaphragme D; son extrémité inférieure vient s'appuyer sur le

clapet C, fermant ainsi la communication du distributeur avec l'atmosphère; le clapet C s'abaisse à son tour permettant à l'air venant du R. P. d'alimenter la conduite d'application. En même temps, l'air pénètre, mais plus lentement, à travers les jeux dans la chambre inférieure du diaphragme D. Lorsque son effort sur ce diaphragme dépasse celui dû au ressort R, le piston P remonte jusqu'à fermer l'admission sans ouvrir l'échappement.

Robinet à pédale de frein direct

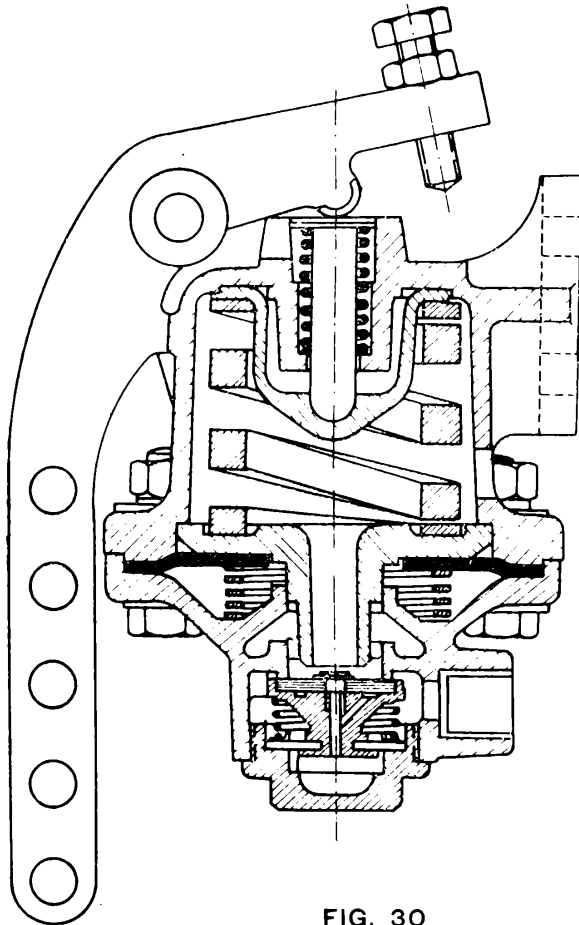


FIG. 30

Pour diminuer la pression de freinage, le conducteur tourne la poignée en sens inverse diminuant ainsi la tension du ressort R. L'action de l'air sur le diaphragme devient ainsi prépondérante. Le piston P remonte, démasque son orifice inférieur d'échappement et met la conduite d'application à l'atmosphère. Lorsqu'il y a de nouveau équilibre, le piston P redescend et ferme l'échappement sans ouvrir l'admission.

La pression dans la conduite d'application dépend donc de la tension du ressort R, fonction elle-même de la position de la poignée; toute fuite se produisant dans la conduite est automatiquement compensée par l'action du diaphragme D; toute surpression se produisant dans la conduite est annulée par l'ouverture de l'échappement.

d) Robinet JM à pédale (fig. 30).

Ce robinet est de principe de fonctionnement identique au précédent. Il est actionné par une pédale à laquelle il est relié par une tringle ou un câble. Une vis butée réglable permet de limiter la pression maximum à admettre.

2° Robinets de commande du frein automatique.

a) Généralités.

Ces robinets permettent de réaliser un freinage modérable au serrage et

au desserrage, mais cette dernière aptitude n'est utilisable au cylindre de frein que si le distributeur commandé la possède aussi.

Ils permettent l'évacuation partielle ou totale de l'air de la conduite automatique pour le serrage des freins et la réalimentation de cette conduite pour le desserrage.

La dépression dans la conduite automatique est réglée dans le cas des robinets à glace par sa manœuvre judicieuse et d'après les indications du manomètre. Elle est réglée automatiquement, dans le cas des robinets à clapet d'après la tension d'un ressort, fonction elle-même de la position de la poignée; ces derniers robinets jouent donc le rôle de robinets détenteurs réglables et remplacent à la fois le robinet à glace et la soupape d'alimentation.

Courbes de sensibilité au desserrage

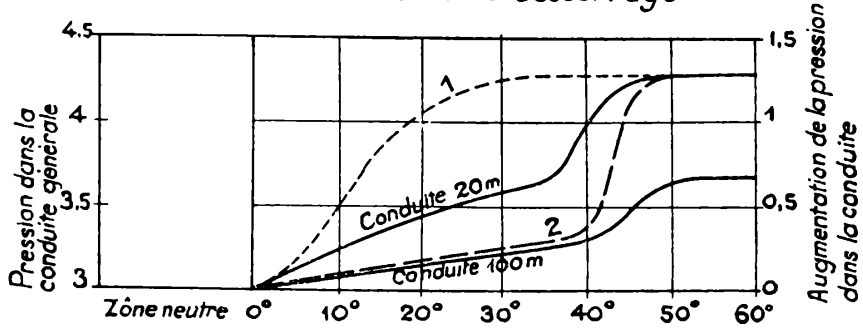


FIG. 31

Courbes de sensibilité au serrage

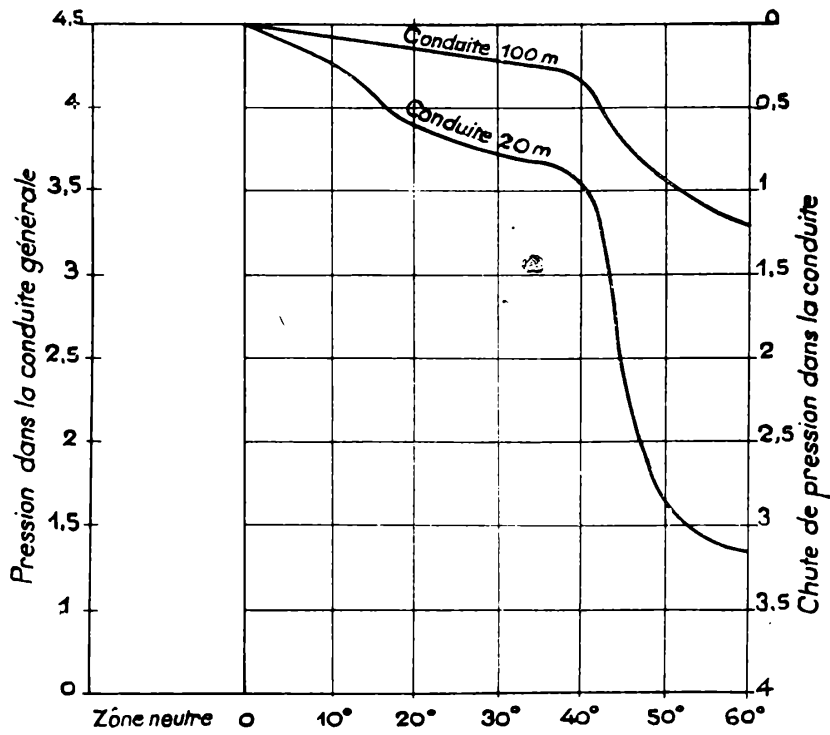


FIG. 32

Un robinet à valve rotative est essentiellement caractérisé par les orifices de sa glace et de son tiroir, dont dépendent les vitesses de remplissage et de vidange de la conduite générale.

Un bon robinet pour frein automatique modérable au desserrage doit à la fois posséder :

— une grande rapidité d'action, afin de permettre le serrage ou le desserrage très rapide du frein si les circonstances l'exigent,

— une grande souplesse, afin de permettre de n'augmenter ou de ne diminuer le serrage que de la quantité strictement nécessaire qui est souvent très faible, comme par exemple au cours de la descente des longues et fortes pentes à vitesse constante.

Les caractéristiques d'un robinet pour équipement de frein JMR pourront ainsi être définies par :

1° le temps de remplissage de la conduite de 0 à 4,8 hpz/cm² (1), lorsque la poignée du robinet se trouve dans la position de desserrage à fond;

2° le temps de vidange de la conduite de 5 hpz/cm² (2) à 3 hpz/cm² (3) lorsque la poignée du robinet se trouve dans la position de serrage à fond; ce temps doit être suffisamment rapide pour qu'il ne se produise pas de ralentissement dans le remplissage du cylindre, même dans le cas d'une conduite longue (1 sec pour une conduite de 20 m donne approximativement 3 sec pour une conduite de 100 m).

3° la courbe de sensibilité au desserrage qui donne, pour chacune des positions que peut occuper la poignée du robinet dans la zone du desserrage, l'augmentation de pression réalisée dans la conduite, en partant de 3 hpz/cm², par le maintien de la poignée pendant une seconde dans cette position;

4° la courbe de sensibilité au serrage qui donne, pour chacune des positions que peut occuper la poignée du robinet dans la zone du serrage, la diminution de pression réalisée dans la conduite, en partant de 4,8 hpz/cm², par le maintien de la poignée pendant une seconde dans cette position.

Ces courbes sont relevées pour des conduites de différentes longueurs (20 et 100 m par exemple, fig. 31 et 32).

Examinons l'intérêt de la sensibilité au desserrage ou serrage pour la descente régulière d'une forte pente à profil variable; il faut faire varier la pression au cylindre faiblement, mais dès que la vitesse varie; cette variation de pression ne doit pas être trop lente, sinon elle est insuffisante pour combattre l'accélération (positive ou négative).

Pour diminuer par exemple de 0,75 hpz la pression au cylindre, il faut augmenter de 0,25 hpz celle dans la conduite générale; si cette conduite a 20 m (fig. 31) la poignée du robinet devra être maintenue 1 sec à 10° de sa position initiale de serrage, ou 0,5 sec environ à 20° de cette même position. Un robinet avec courbe (1) ne permettrait pas de faire varier faiblement et avec précision la pression dans le cylindre car la zone de modérabilité est réduite. Un robinet avec courbe (2) donnerait au contraire une variation trop lente de la pression au cylindre; le conducteur serait amené de ce fait à manœuvrer la poignée de son robinet jusqu'aux grands orifices et à l'y maintenir plus longtemps. Dans les deux cas les conditions de manœuvre sont défavorables pour une graduation précise de la pression au cylindre.

b) Robinet Westinghouse N° 6 ou 6 bis (fig. 33) (4).

Ce robinet est relié à la conduite principale et à la conduite automatique (ou générale) et sa construction permet :

- | | |
|---|--|
| a) Le chargement de la conduite générale par l'air emmagasiné dans le réservoir principal, soit directement, soit par l'intermédiaire de la soupape d'alimentation. | } Desserrage et réalimentation des freins. |
| b) La vidange partielle ou totale de l'air contenu dans la conduite générale. | |
- } Serrage des freins modéré ou à fond.

(1) Pression dans la conduite qui correspond au desserrage complet du frein avec distributeurs JMR.

(2) Pression de régime.

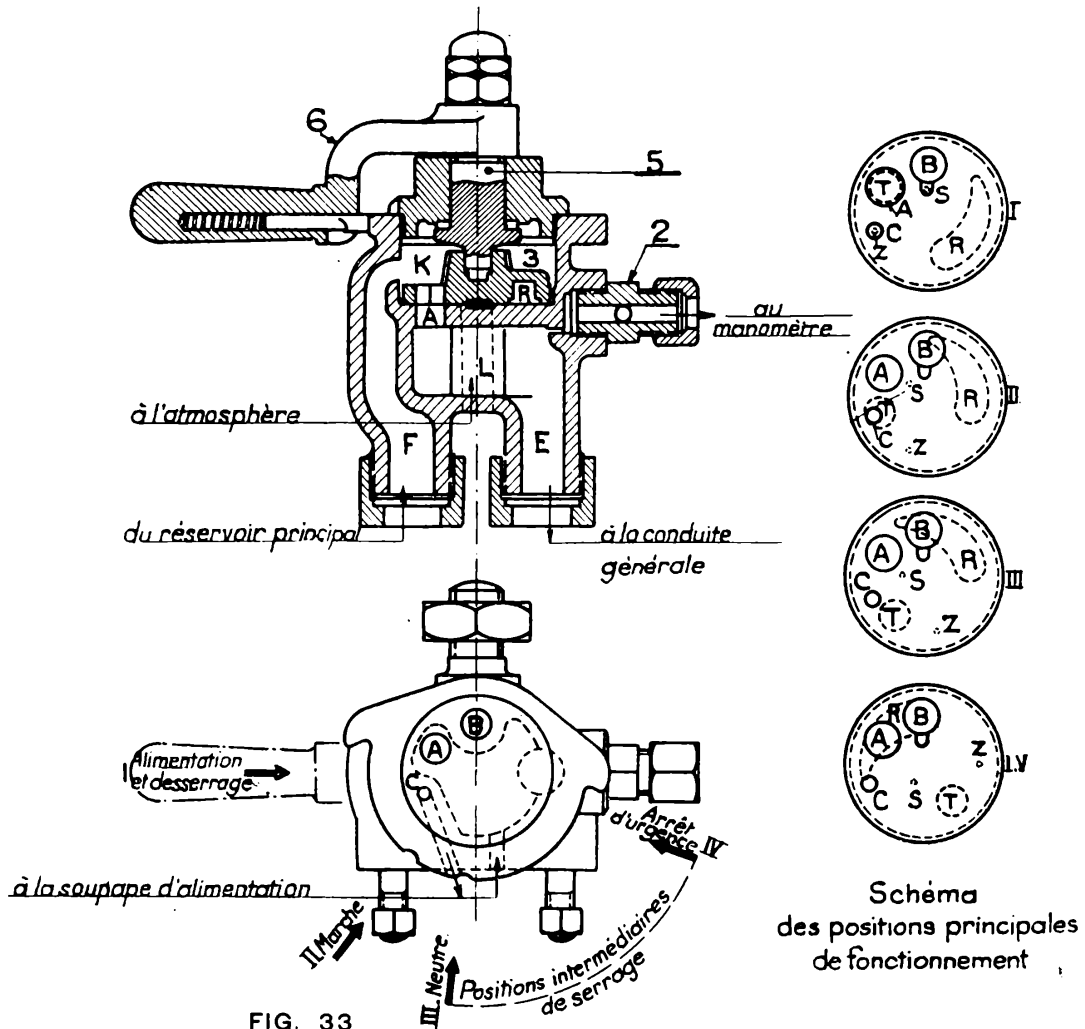
(3) Pression dans la conduite qui correspond à la pression maximum au cylindre.

(4) Le robinet 6 bis ne diffère du robinet 6 qu'en ce que sa poignée de manœuvre est amovible.

Le corps contient une valve principale rotative qui commande :

- a) La communication entre le réservoir principal et la conduite générale;
- b) la communication entre la conduite générale et l'atmosphère.

La poignée (6) entraîne la valve rotative (3) par le tenon plat de la tige principale (5) et



permet de réaliser les quatre positions définies ci-après. La situation des orifices et cavités de la valve rotative (3) relativement aux trois orifices (A), (B) et (C) de son siège est indiquée sur la figure par les quatre vues séparées dont le numéro correspond aux positions de la poignée.

I. - Position d'alimentation de la conduite générale et de desserrage des freins.

Du conduit (F), l'air comprimé du réservoir principal pénètre en (K), (L), (E), par (T) pratiqué dans la valve (3) et (A) dans son siège, d'où communication directe du réservoir principal à la conduite générale. Un petit orifice (S) de la valve communique à l'atmosphère

par (B), créant une légère fuite qui rappelle au mécanicien qu'aussitôt les freins desserrés, il doit placer la poignée de son robinet à la deuxième position. L'orifice (Z), pratiqué dans la valve rotative, communique avec l'orifice (C) de son siège, amenant l'air du réservoir principal à la chambre du tiroir de la soupape d'alimentation. On évite ainsi le soulèvement du tiroir sous lequel s'exerce constamment la pression de la conduite générale par l'orifice (I) du détenteur (*fig. 40*).

II. — *Position de marche.*

La communication directe entre (K) et (E) est interrompue.

Par les orifices (T) de la valve (3) et (C) de son siège, l'air du réservoir principal se rend à la soupape d'alimentation et rentre ensuite en (L) dans le corps du robinet du mécanicien.

III. — *Position neutre.*

Tous les orifices de la valve rotative (3) ainsi que ceux du siège de cette valve sont obturés; toute communication entre le réservoir principal, la conduite du frein et l'atmosphère est donc interrompue.

III à IV. — *Position de serrage des freins.*

De la troisième à la quatrième position, la cavité (R), dans la valve rotative (3), établit une communication entre l'orifice (A), dans le siège, et l'orifice d'échappement (B). L'air comprimé de la conduite générale (E) et de la chambre (L) s'échappe alors par (A), (R) et (B) dans l'atmosphère et les freins de tous les véhicules du train sont, par suite, serrés avec une force correspondant à la réduction de pression ainsi produite dans la conduite générale (E).

La forme de la cavité (R) est telle que la section d'écoulement de l'air entre (A) et (B) augmente au fur et à mesure que la poignée se rapproche de la position IV, ce qui permet de régler l'action des freins à la puissance voulue.

Un manomètre indiquant la pression d'air dans la conduite générale est relié au raccord (2).

c) **Robinet J. M. N° 59.**

Le robinet J. M. 59 est du type « robinet à glace ». Il est relié à trois conduites : la conduite principale, la conduite générale, la conduite d'alimentation constante à 5 hpz.

La poignée du robinet peut occuper cinq positions :

Position I. — Desserrage. — La conduite principale à 7 hpz alimente directement la conduite générale, provoquant ainsi un desserrage rapide des freins. De plus, l'air s'échappe par un petit sifflet placé sous le robinet pour rappeler au conducteur qu'il ne doit pas laisser la poignée à cette position.

Position II. — Marche. — La conduite d'alimentation constante à 5 hpz alimente la conduite générale à cette pression.

Position III. — Neutre. — Toutes les conduites sont isolées.

Position IV. — Serrage modéré. — La conduite générale est mise en communication avec l'atmosphère par un orifice de dimensions réduites qui permet d'obtenir de faibles dépressions dans cette conduite.

Position V. — Serrage d'urgence. — La conduite générale est mise en communication avec l'atmosphère par un orifice de grandes dimensions et se vide rapidement.

Ces différentes communications sont établies par une valve rotative percée de conduits et commandée par la poignée du robinet. La valve rotative se déplace sur la « glace » ou « table » du robinet. Cette glace porte quatre orifices : trois orifices reliés aux 3 conduites indiquées ci-dessus et un orifice d'échappement au centre.

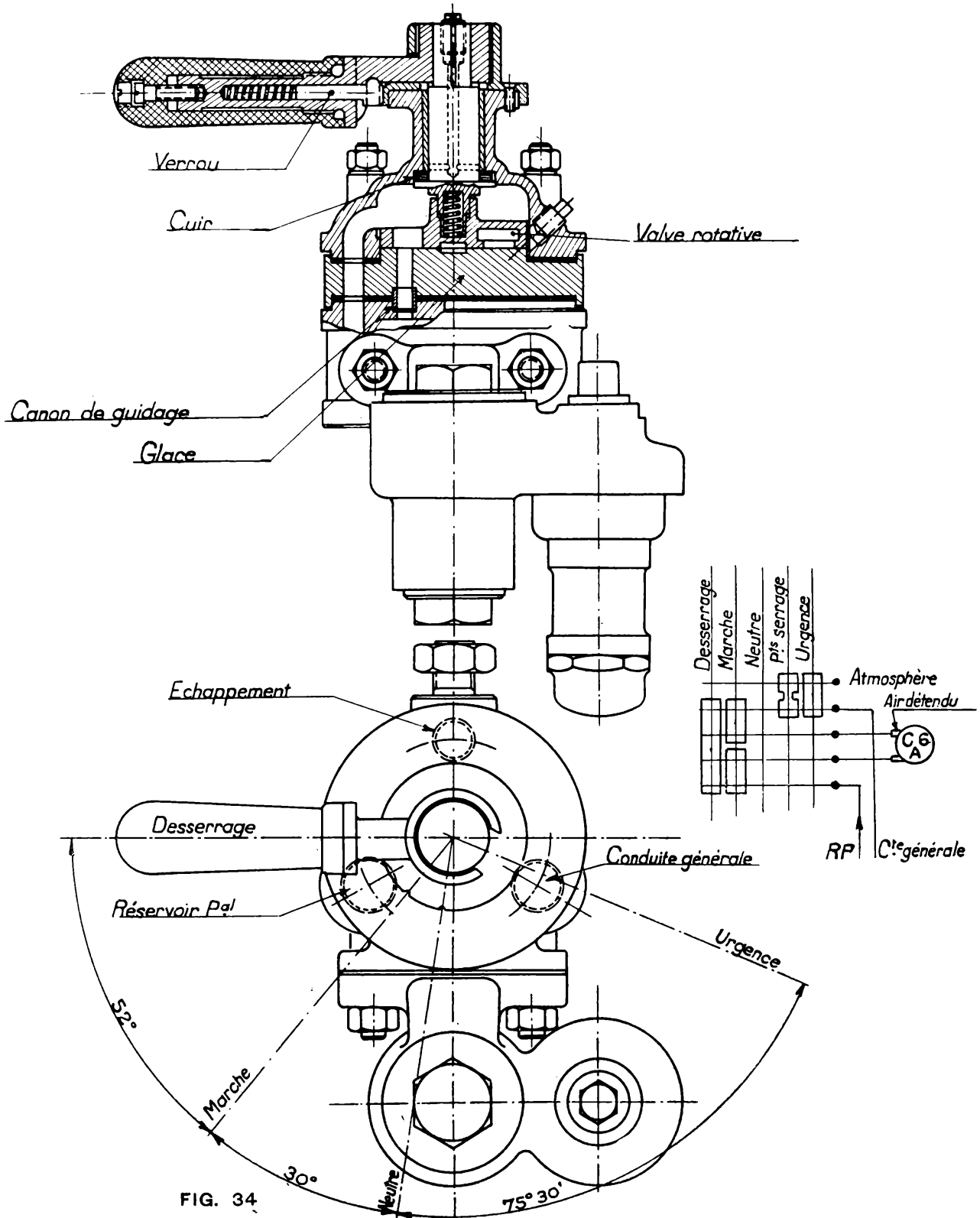


FIG. 34

d) **Robinet JM N° 62** (fig. 34).

Ce robinet à glace établit les mêmes communications que le robinet Westinghouse N° 6.

Robinet de frein automatique J.M

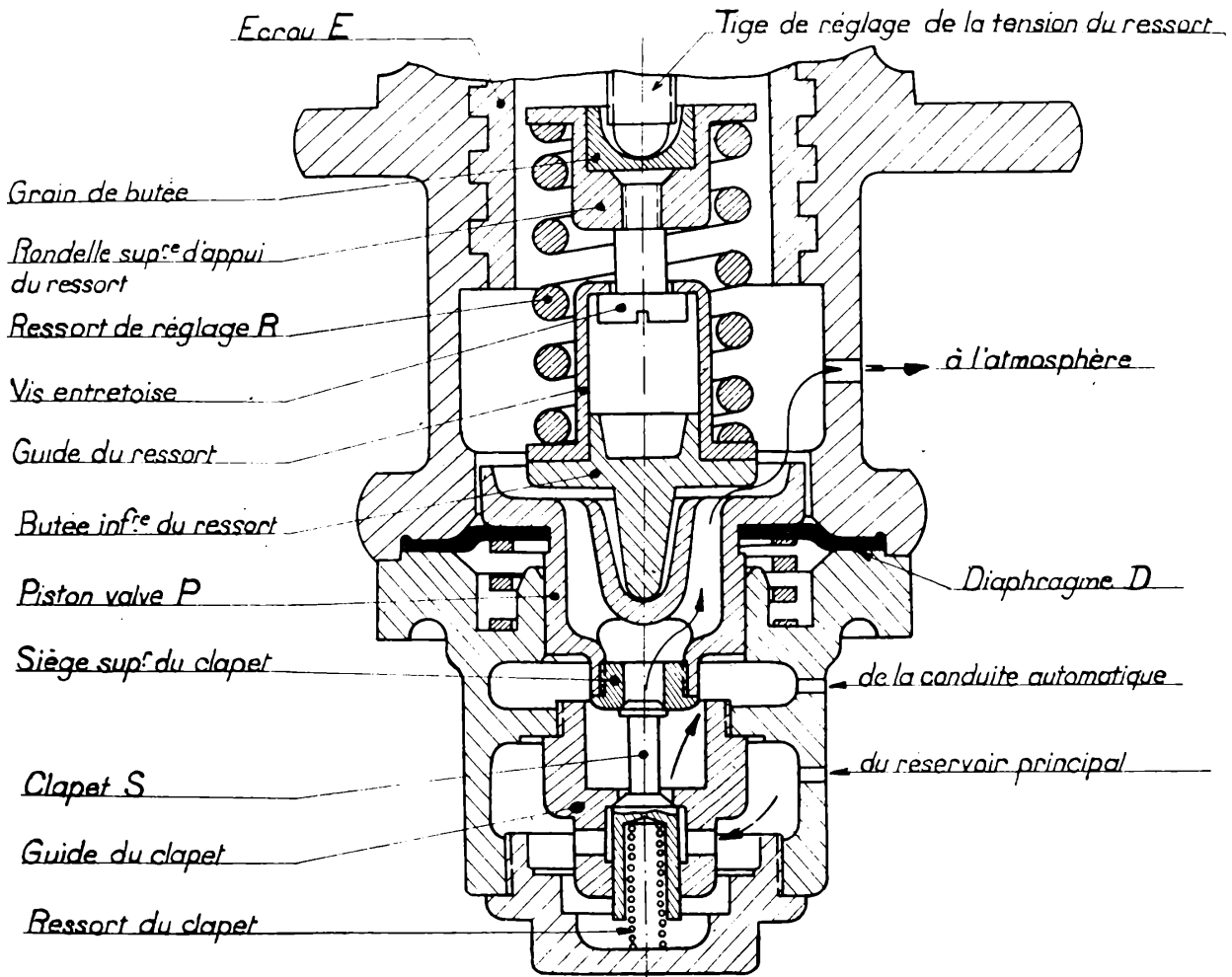
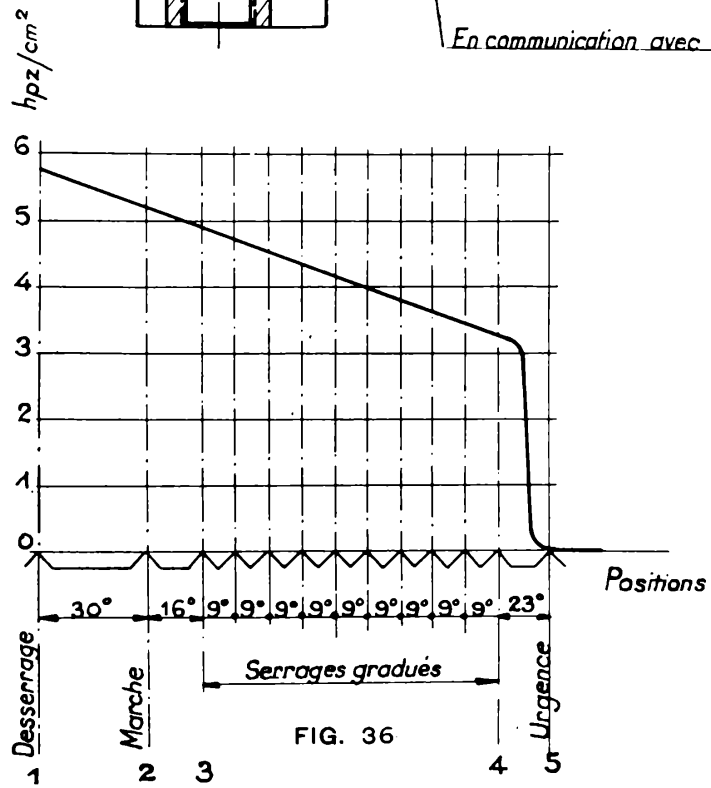
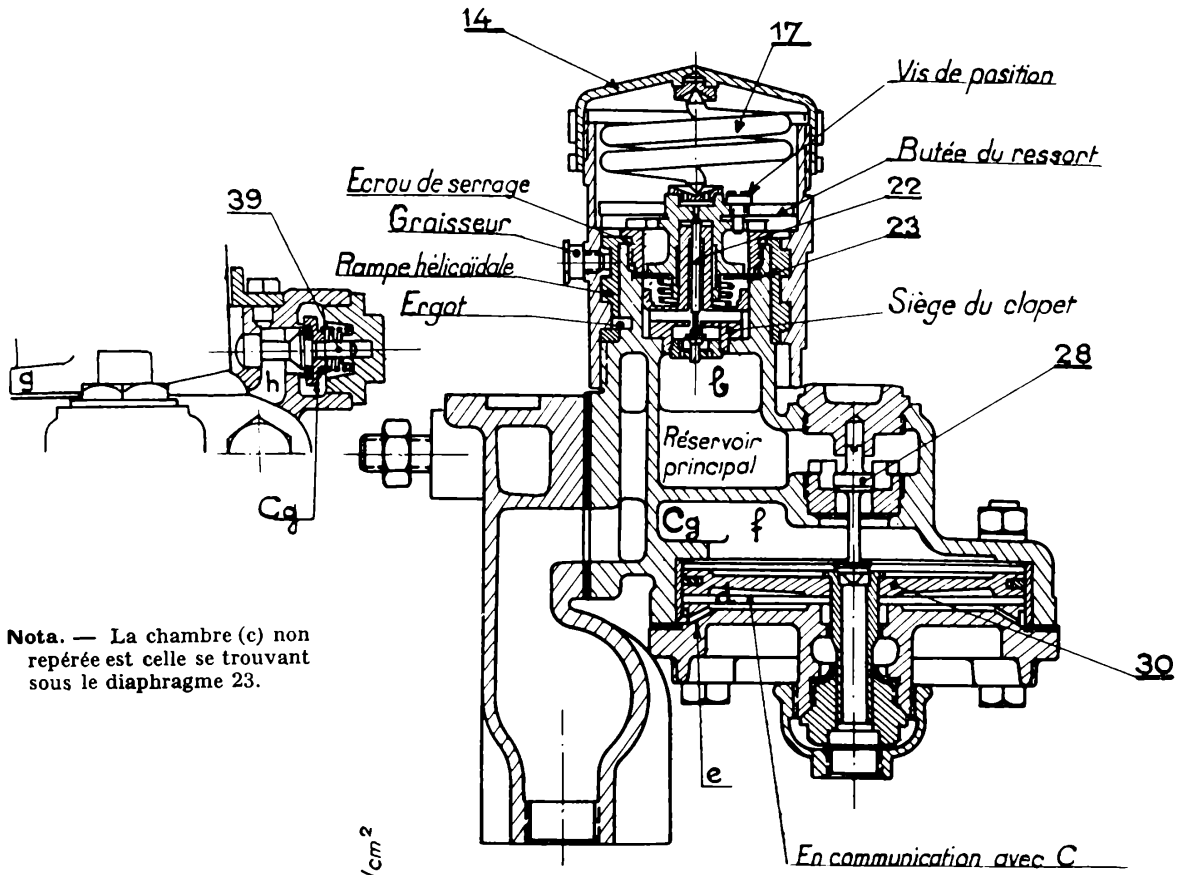


FIG. 35

e) **Robinet JM pour frein automatique** (fig. 35).

Ce robinet à clapet est de principe de fonctionnement analogue à celui du robinet JM pour frein direct décrit précédemment (§ 1° c).

Serrage. — La rotation de la poignée oblige l'écrou E à se desserrer et à monter ce qui détend le ressort R.



Le piston égalisateur P remonte, ouvrant la soupape supérieure S et l'air de la conduite automatique est évacué à l'atmosphère jusqu'à ce que l'équilibre soit rétabli sur les deux faces du diaphragme D.

Desserrage. — En ramenant au zéro la poignée, l'écrou E se serre et descend. Le ressort R se bande et appuie sur le diaphragme.

La soupape supérieure se ferme puis le mouvement continuant, la soupape inférieure s'ouvre et l'air de la conduite principale est admis dans la conduite automatique jusqu'à ce que la pression de 5 hpz y règne.

f) Robinet Bozic B2 (fig. 36).

Ce robinet est au robinet précédent, ce qu'est le robinet Westinghouse N° 4 à décharge égalisatrice au robinet N° 6. Les robinets B2 et N° 4 sont étudiés pour faciliter la manœuvre du frein en évacuant graduellement l'air de la conduite automatique.

Le robinet comprend :

— un support recevant les tuyauteries : réservoir principal, conduite générale, échappement et les filtres;

— un corps de robinet dans lequel se trouvent :

- a) un dispositif pilote,
- b) un dispositif relais.

Fonctionnement. — L'air du réservoir principal arrive dans la chambre (b) par le clapet d'admission de la double valve pilote 22 qui agit sur le diaphragme 23. Lorsque la pression sur ce diaphragme a tendance à dépasser l'effort du ressort de réglage 17 tout l'ensemble remonte légèrement. L'admission d'air dans la chambre (c) cesse sans toutefois que la mise à l'échappement se produise. On limite ainsi dans cette chambre la pression à une valeur bien déterminée correspondant à la tension du ressort 17.

D'autre part la chambre (c) communique avec l'espace (d) situé en dessous du piston 30 du relais. Cette communication se fait par des conduits non figurés. Cette pression agissant sur le piston 30 soulève celui-ci.

La partie supérieure du piston formant siège vient s'appuyer sur le clapet d'échappement. L'échappement est fermé. Le mouvement continue et le clapet d'admission 28 s'ouvre. L'air du réservoir principal passe par (b), par le clapet d'admission ouvert, et pénètre dans la chambre (f) en liaison avec la conduite générale. La pression monte dans celle-ci. Cette pression agit sur la partie supérieure du piston 30. Lorsque l'effort sur ce piston a tendance à dépasser l'effort en sens inverse donné par la pression d'air venant du pilote, le piston descend légèrement fermant l'admission sans ouvrir l'échappement. On règle ainsi la pression de la conduite générale en fonction de la pression donnée par le pilote, cette dernière pression étant elle-même fonction de l'effort de réglage.

Si l'on diminue la tension du ressort de réglage la pression dans la conduite générale diminue proportionnellement.

La pression obtenue dans la conduite est indépendante des fuites normales qui peuvent exister. Donc pour une position du robinet de frein, le pourcentage du freinage est toujours le même.

En position d'urgence le mouvement de la poignée détermine la levée mécanique du clapet pilote ce qui détermine la mise complète à l'atmosphère des chambres (c) et (d). De plus la came (g) vient pousser le clapet 39 qui met la conduite directement à l'atmosphère par h.

Réglage. — Le réglage s'effectue par l'écrou de réglage 14.

g) Robinets N° 53 et 53B.

I. — Description (fig. 37)

La poignée (10) se déplace dans un plan horizontal entraînant une came (1). On comprime ainsi plus ou moins le ressort (4). L'écrou (7) permet de donner au ressort (4) la tension désirée. Ce ressort agit sur le piston (6) isolé de l'atmosphère par le diaphragme (5).

ROBINET 53 B

Schéma du fonctionnement

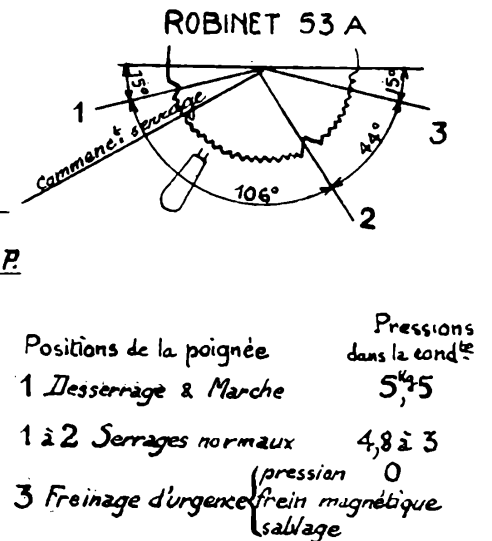
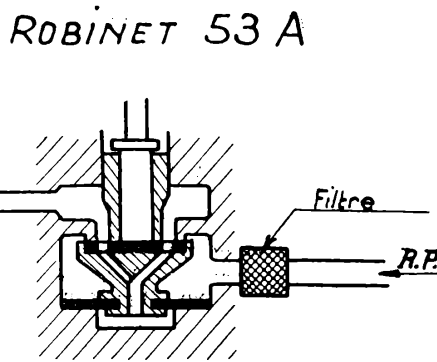
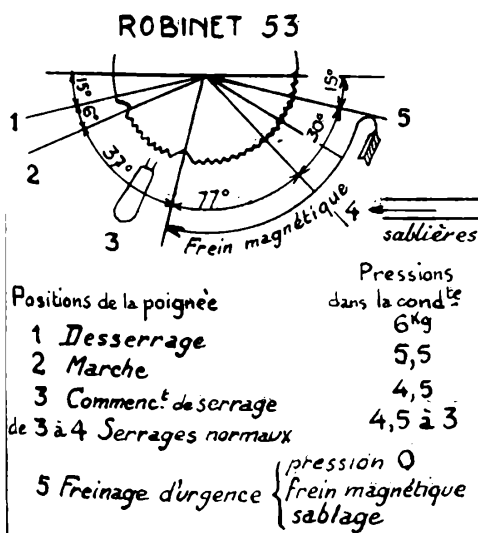
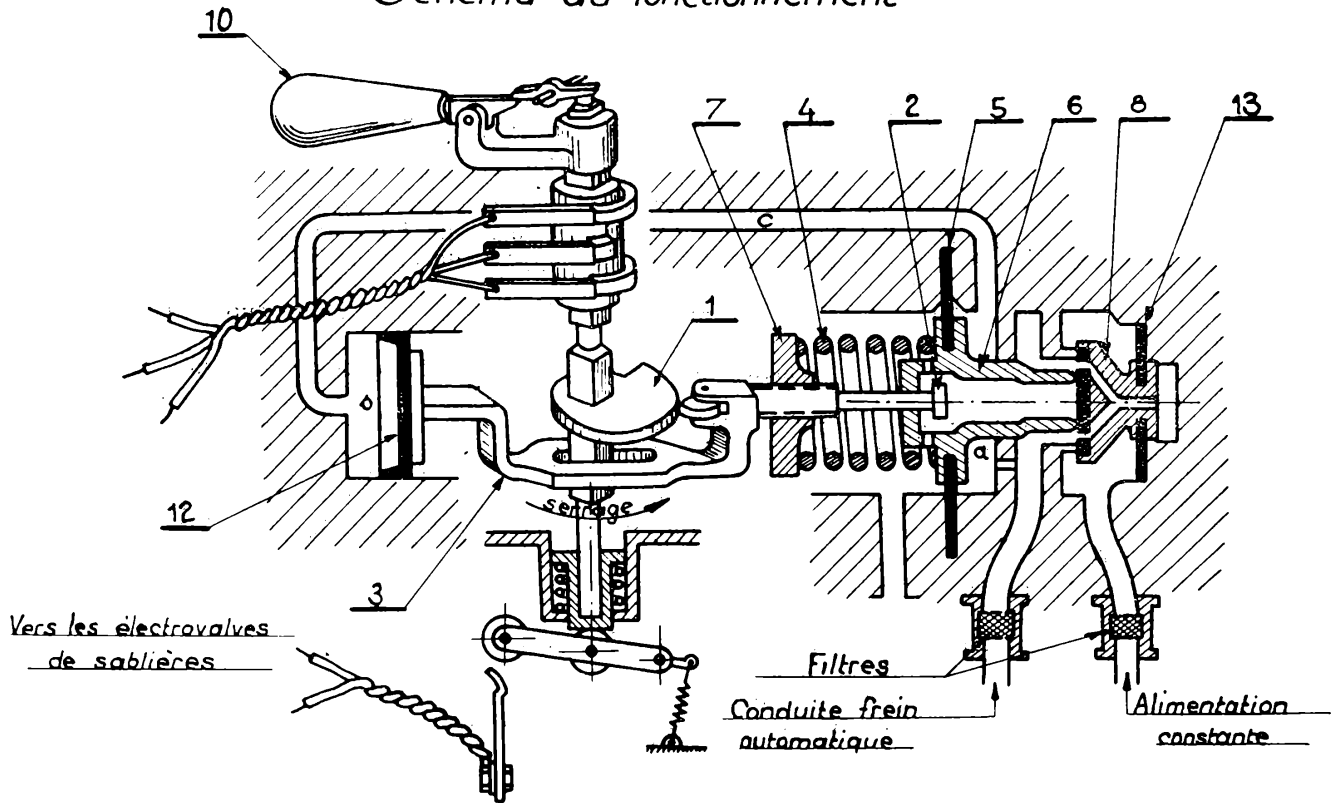


FIG. 37

Le piston (6) possède un siège d'échappement venant s'appliquer sur un clapet à portée commune avec le siège d'admission. Les efforts sur la came sont en partie équilibrés par un piston (12) de section s , en communication avec la chambre (a). La poignée (10) est articulée verticalement pour assurer le sablage, dans toutes les positions. Le sablage est automatique en position d'urgence.

II. — Fonctionnement.

Pour mettre en pression la conduite automatique, la poignée (10) est tournée à fond vers la gauche (position 0). Le ressort (4) est comprimé. Le piston (6) ferme l'échappement en venant appuyer sur le clapet équilibré (8) et ensuite le repousse pour avoir une communication franche entre la conduite d'alimentation constante et la conduite automatique.

Lorsque la pression dans la conduite automatique et par suite dans la chambre (a) équilibre la pression du ressort (4) s'exerçant sur la face opposée du piston (6) le clapet (8) se ferme interrompant l'alimentation.

Le robinet limite en position de desserrage, la pression dans la conduite automatique à 5 hpz.

Il continue ensuite à remplir son rôle de robinet détendeur aux positions de serrage.

En amenant la poignée du robinet de la position 0 à la position I, le ressort (4) se détend. La pression de l'air agissant sur la face droite du piston (6) pousse le piston vers la gauche provoquant la mise à l'atmosphère de la conduite de frein automatique et des chambres s et a .

Lorsque la pression résiduelle dans la conduite de frein automatique vient contre-balancer la nouvelle tension du ressort (4), le piston (6) vient reposer sur le clapet équilibré, fermant ainsi l'échappement de la conduite de frein automatique.

Les différentes dépressions dans la conduite de frein automatique sont produites par le profil de la came.

En position III ou d'urgence, le ressort (4) se détend complètement. Le levée du piston (6) de son siège est obtenue par la vis (2).

Afin d'obtenir une grande sensibilité et, par suite, une bonne modérabilité du freinage, le clapet d'admission (8) possède un diaphragme (13). Une de ses faces est soumise à l'action de la pression de la conduite d'alimentation constante, tandis que l'autre supporte la pression de la conduite automatique,

III. — Réglage.

1° Vérification du réglage en position 0.

Placer la poignée à la position 0. Monter un monomètre sur l'extrémité libre du robinet de secours (ce robinet étant ouvert pour cet essai, si on effectue le réglage sur l'automotrice), ou sur un réservoir tenant lieu de la capacité de la conduite automatique.

Ouvrir l'alimentation de la conduite d'alimentation constante.

Au cas où la pression dans la conduite automatique serait différente de celle prévue (5 hpz), régler l'écrou 7 en conséquence. Vérifier par plusieurs retours à la position 0 que ce réglage se maintient.

2° Vérification des dépressions aux différentes positions de serrage.

S'assurer qu'aux positions II et III, etc..., les dépressions sont celles prévues. Au cas où il n'en serait pas ainsi, déposer le robinet et vérifier le profil de la came.

3° Réglage de la vidange totale de la conduite automatique.

S'assurer que 5 à 6° avant la position d'enlèvement de la poignée, la pression de la conduite automatique est nulle. S'il n'en était pas ainsi, régler la vis (2) pour que l'échappement se produise à la position désirée.

3° Robinets de commande des freins direct et automatique.

Ces robinets sont du type à glace et sont reliés à la conduite principale, à la conduite d'application du frein direct et à la conduite automatique. La poignée peut occuper successivement au moins cinq positions :

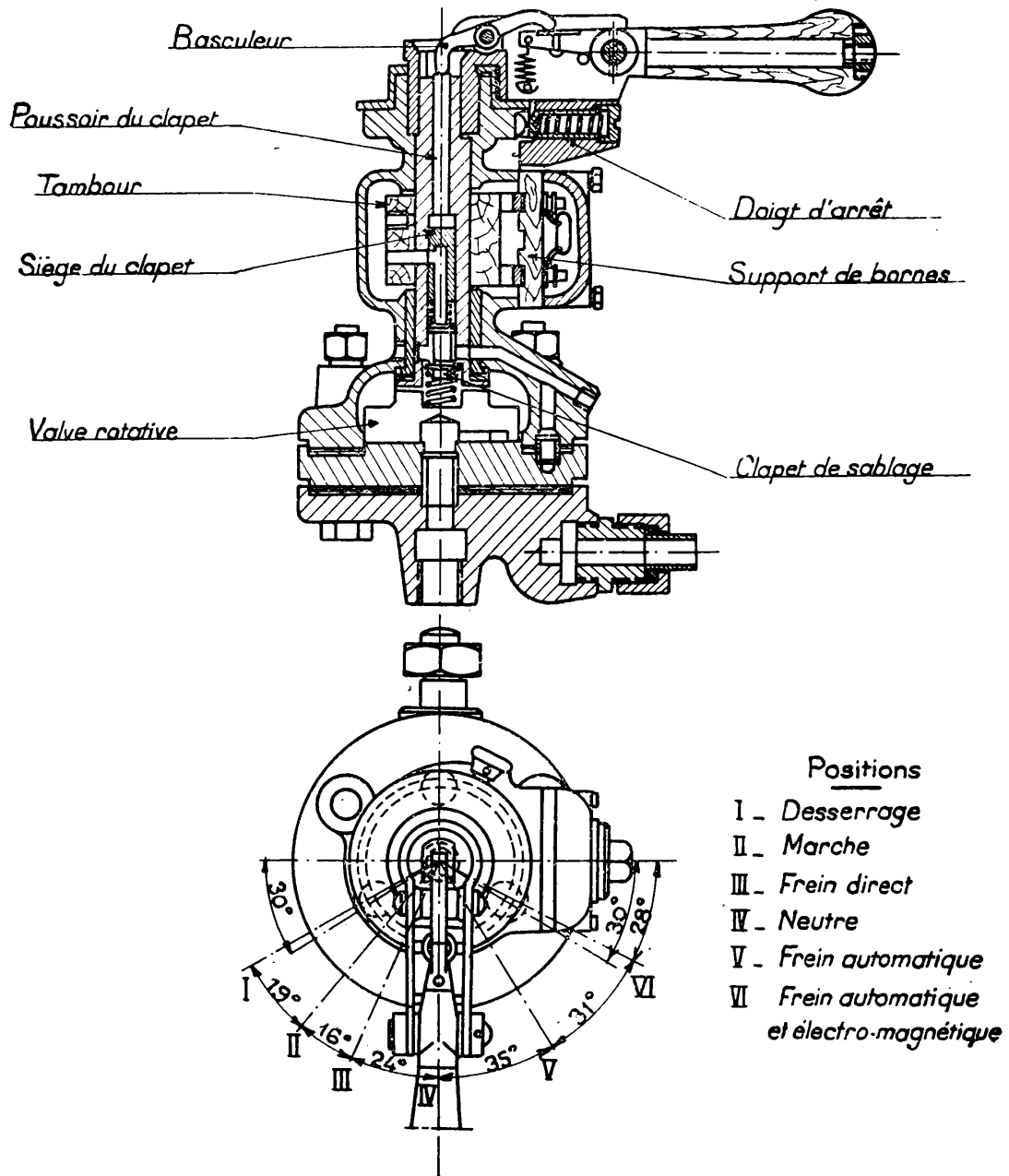


FIG. 38

Position I. — *Desserrage complet des deux freins.* — Mise en communications directes de la conduite principale avec la conduite automatique d'une part, de la conduite d'application du frein direct avec l'atmosphère d'autre part. (1)

Position II. — *Marche.* — Mise en communication de la conduite principale avec la conduite automatique par l'intermédiaire d'un détendeur. Le frein direct est maintenu serré; la manœuvre de la poignée entre I et II permet le desserrage graduel du frein direct. (2)

Position III. — *Serrage à fond du frein direct.* — Mise en communication de la conduite principale avec la conduite d'application du frein direct. La conduite automatique continue à être alimentée comme en position II.

Position IV. — *Neutre.* — Tous les orifices de la glace sont fermés. L'action des deux freins automatique et direct est maintenue.

Position V. — *Serrage du frein automatique.* — Mise en communication de la conduite automatique avec l'atmosphère. La conduite d'application du frein direct est isolée.

Certains robinets (JM n° 38 ou 42 ou 50 par exemples) (*fig. 38*) comportent une sixième position assurant la commande combinée à celle du frein automatique (cinquième position) soit d'un frein magnétique, soit d'un frein électrique, soit des sablières. A cet effet, un tambour de contacts électriques est calé sur l'arbre de commande.

B. — DÉTENDEURS

Ces appareils ont pour but de limiter et maintenir automatiquement à une valeur fixe et déterminée la pression de régime dans l'alimentation soit de la conduite générale ou d'alimentation constante (frein automatique) soit de la conduite d'application (frein direct) (3).

Ils peuvent se monter indifféremment sur un support indépendant ou sur le corps du robinet.

Leur fonctionnement est généralement réglé par le jeu d'un diaphragme qui est soumis sur l'une de ses faces à l'action d'un ressort taré et sur l'autre à celle de la conduite à alimenter.

1° Détendeur Jourdain-Monneret.

Ce détendeur permet un débit important du fait de ses larges sections de passage. Ne possédant ni petit clapet, ni tiroir, les inconvénients tels que coincement, encrassement, etc..., inhérents à ces organes sont supprimés. Il est doué d'autre part d'une grande sensibilité, le clapet unique étant équilibré.

Il se compose essentiellement (*fig. 39*) :

— d'un corps inférieur dans lequel se meut un piston creux sous lequel agit un ressort réglé par une vis.

Sur ce piston creux est placé un diaphragme qui est encastré dans le corps inférieur sur sa périphérie et est libre en son centre. Il est seulement appliqué sur le piston creux à l'aide d'un ressort.

Le corps supérieur comporte les deux orifices d'amenée et de sortie d'air. A l'intérieur du corps supérieur se trouve le clapet équilibré C qui est appuyé sur son siège par un ressort de maintien.

Le principe de fonctionnement est très simple : la chambre B est en communication avec le réservoir principal, la chambre A avec la conduite générale. Le gros ressort R pousse

(1) Après un serrage au frein automatique, l'air des cylindres à frein s'échappe par le robinet placé à la position I, et non par l'orifice d'échappement de la triple-valve, qui est obturé.

(2) Cette position permet d'alimenter les réservoirs auxiliaires tout-en maintenant le frein serré dans la descente des longues pentes.

(3) Les détendeurs sont également employés dans l'alimentation des servitudes toutes les fois que la pression maximum n'est pas nécessaire. Cela permet une économie de l'air comprimé et un meilleur fonctionnement des appareils.

normalement le clapet C et fait communiquer les deux chambres. Dès que la pression dans la chambre A équilibre celle pour laquelle a été réglé le ressort R, le clapet C se ferme. Toute surpression dans la chambre A fait abaisser le piston creux P qui quitte ainsi le clapet C et met cette chambre en communication avec l'atmosphère jusqu'au moment où l'équilibre est à nouveau rétabli. Cette position d'équilibre correspond à celle qui est représentée sur le dessin : le clapet unique C fermant l'admission qui s'effectue par la chambre B et l'échappement qui se fait par l'alésage intérieur du piston P.

Cet appareil ne nécessite ni graissage, ni rodage.

Il est démonté tous les six mois environ, et l'on vérifie l'état des diaphragmes et clapet C.

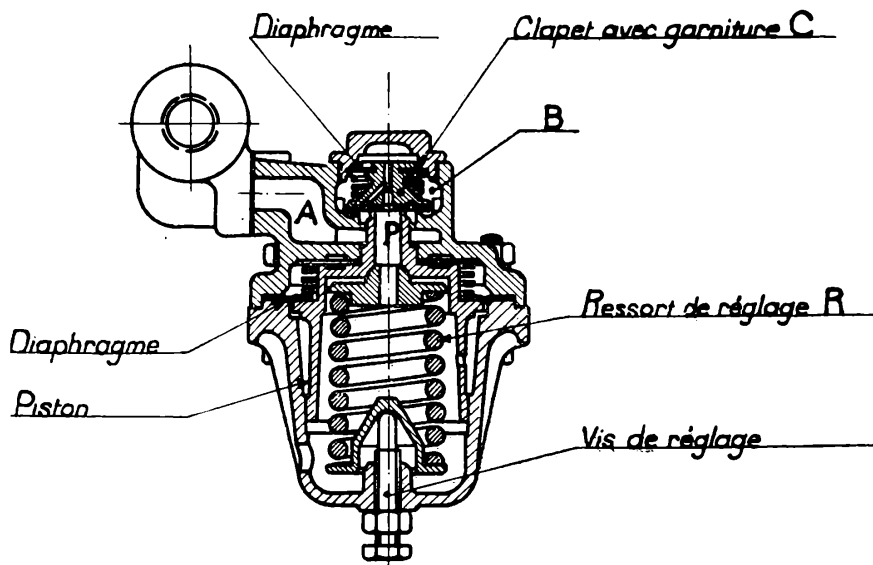


FIG. 39

le diaphragme est changé s'il présente des coupures, de même que le clapet si les empreintes du siège sont trop accentuées.

Le piston et son guide sont nettoyés au pétrole blanc et soigneusement essuyés avant remontage.

2^o Détendeur type C6A Westinghouse.

a) Description (fig. 40).

La soupape C6 A est raccordée par le conduit d'arrivée (A) à une source d'air comprimé haute pression.

Le conduit de départ (B) est raccordé aux conduites ou réservoirs récepteurs d'air détendu.

La pression admise dans le conduit de départ est limitée par le jeu des organes essentiels suivants :

- le piston (4) dont les déplacements entraînent;
- le tiroir (9) qui intercepte ou établit la communication entre les conduits (A) et (B);

- le diaphragme (19) sur lequel s'exerce la pression d'air régnant dans le conduit de départ;
- le ressort (23) contre l'action duquel s'exerce cette même pression et qui règle la pression limite de l'air détendu;
- le clapet (16) qui est fermé ou ouvert suivant que la pression de régime est atteinte ou non.

b) Fonctionnement.

Ouverture. — Quand la pression dans la conduite (B), en communication par un conduit dont les orifices sont repérés par (C) et (D) avec l'enceinte au-dessus du diaphragme (19),

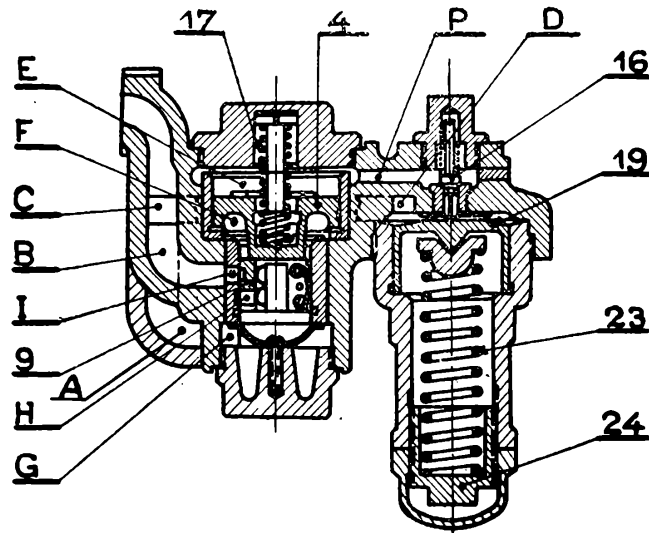


FIG. 40

devient insuffisante pour équilibrer sur ce diaphragme l'action du ressort (23), le clapet (16) est soulevé et établit, par le conduit (P), la relation entre l'enceinte au-dessus du diaphragme et la chambre (E) au-dessus du piston (4).

Dans ces conditions, l'équilibre des pressions dans les chambres (E) et (F), sur les faces opposées du piston, est rompu; la pression en (F) étant prépondérante soulève le piston (4) en entraînant le tiroir (9) et amène (H) du tiroir en regard de la lumière (1) du conduit (B).

Le passage direct du réservoir principal au conduit (B) est ainsi établi.

Fermeture. — Position représentée par la coupe schématique (fig. 40).

Quand la pression dans le conduit (B) redevient suffisante pour équilibrer sur le diaphragme (19) l'action du ressort de réglage (23), le clapet (16) se ferme, interceptant ainsi la communication entre l'enceinte (E) au-dessus du piston et l'enceinte au-dessus du diaphragme.

D'autre part, et du fait d'un défaut recherché d'étanchéité du piston (4), l'équilibre des pressions dans les chambres (E) et (F) se rétablit et l'action du ressort (17) s'exerce pour abaisser le piston; le tiroir (9) est abaissé également et la communication interceptée entre (A) et (B).

La soupape C6. A doit toujours être montée verticalement, le couvercle (26) en bas.

c) Réglage.

Pour régler la soupape C6.A, il suffit, en agissant sur la vis de réglage (24), de tendre ou détendre plus ou moins le ressort (23).

L'augmentation de pression est obtenue en vissant et la réduction de pression en dévissant la vis (24).

3° Alimentation de la conduite automatique par un orifice calibre.

Le schéma d'installation du frein JMD direct et automatique comporte généralement une conduite principale qui alimente la conduite automatique et les distributeurs à la pression du réservoir principal à travers un orifice calibre. Le diaphragme est inséré dans le raccord de sortie de la poche de vidange (1) ou dans un raccord « Union » immédiatement après cette poche et un attrape-poussières.

La réalisation du freinage des remorques attelées aux autorails en unités simples ou multiples équipés de ce type de frein a posé le problème suivant :

Il était impossible de relier, sans modifications, les conduites automatiques de l'autorail et de la remorque, cette dernière étant prévue pour alimenter à 5 hpz un réservoir auxiliaire à travers une triple-valve Westinghouse.

La solution la plus classique consistant à disposer une conduite automatique à 5 hpz sur l'autorail fut abandonnée dès le début, par suite de l'importance de la modification. D'ailleurs, par suite du maintien des distributeurs JMD fonctionnant à 7 hpz, il aurait fallu, en cas de freinage automatique, vidanger simultanément les conduites à 5 et 7 hpz quel que soit le lieu de mise en action du frein, ce qui aurait nécessité l'emploi de plusieurs clapets.

Il a donc fallu envisager les possibilités de freinage de la remorque alimentée à 7 hpz.

Des essais préliminaires ont été entrepris par la D. E. A. pour définir le diaphragme le plus convenable au fonctionnement correct du frein automatique en unité simple, en couplage (2 ABJ) et en remorquage (remorque à T. V. ordinaire de 63 mm).

En résumé, on obtint les résultats ci-après :

— avec des étranglements d'air correspondant à la section d'un diaphragme de $\varnothing = 2,5$ et au-dessous, fonctionnement correct du frein automatique. En diminuant le diamètre, le risque d'obturation croît (2) ainsi que le temps de desserrage (3).

— avec des étranglements d'air de $\varnothing = 3$ mm et au-dessus, l'étranglement compense de plus en plus largement les fuites et les ouvertures dans la conduite automatique jusqu'à empêcher toute baisse de pression à proximité de l'étranglement et, par suite, tout fonctionnement des distributeurs de freins proches (voir plus loin chap. IV § B 1° c et fig.44 et 45).

Le réservoir principal se vidange alors rapidement sans qu'il y ait freinage ou avec freinage partiel. Le moindre ennui est alors qu'il faut attendre au moins 10 minutes pour remplir à nouveau le réservoir principal et la conduite automatique.

En outre, si le freinage se produit, le desserrage est immédiat dès qu'on supprime la cause, ce qui peut être également dangereux.

Par ailleurs, les variations de pression dans la conduite automatique par suite du fonctionnement des compresseurs, des servitudes et du frein direct (4), entraînaient, malgré la présence du diaphragme de 2 mm des serrages intempestifs sur la remorque.

(1) Le raccord est peint en rouge et une étiquette fixée au raccord porte la mention « Diaphragme à visiter ».

(2) Un manomètre est branché sur la conduite automatique de façon que l'obturation du diaphragme soit signalée au conducteur par une baisse lente de pression lue sur ce manomètre.

(3) Comme le frein automatique est utilisé comme frein de secours, la notion de temps de desserrage (de l'ordre de 28 secondes dans le cas le plus défavorable) n'est pas un écueil.

(4) Bien que le branchement de la conduite d'alimentation des robinets du frein direct ait été reporté en amont du diaphragme, l'alimentation des distributeurs JMD et des cylindres de frein reste effectuée en aval aussi bien en direct qu'en automatique.

Aussi la T. V. de la remorque doit elle être désensibilisée en réalisant les rainures suivantes :

- sur le piston deux rainures de 2,7 mm de largeur, 1,4 mm de profondeur;
- sur la chemise : deux rainures de 2,7 mm de largeur, 1,4 mm de profondeur, 25 mm de longueur.

Les T. V. ainsi modifiées portent pour les distinguer une plaquette soudée sur le corps avec l'inscription :

« T. V. modifiée pour conduite automatique HP ».

Les diagrammes relevés aux essais ont montré qu'avec une telle T. V., aucun freinage n'a lieu lorsque la conduite générale se vide à travers un diaphragme de 2,5 mm correspondant à une dépression de 1 hpz en 13 secondes et freine seulement pour un diaphragme de 3 mm correspondant à une dépression de 1 hpz en 8 secondes.

En résumé, les autorails équipés du frein JMD direct et automatique peuvent être attelés à une remorque pourvue d'une T. V. de 63 mm désensibilisée, sans autre modification que l'application d'un diaphragme d'alimentation de la conduite automatique de $\varnothing = 2$ mm. Il n'y a pas à craindre de fonctionnement intempestif de la triple-valve.

CHAPITRE IV

DISTRIBUTEURS D'AIR COMPRIMÉ

Les distributeurs mis en action par les robinets de commande ont pour fonction générale d'alimenter les appareils d'application du frein (cylindres) en les mettant en communication avec une source locale d'air comprimé indépendante (réservoir auxiliaire) ou dépendante (conduite d'application du frein direct) de l'appareil de commande.

Les distributeurs sont par conséquent reliés aux organes de commande et d'utilisation par une ou plusieurs conduites de longueur variable.

Du point de vue principe de fonctionnement les organes de distribution d'air équipant les autorails sont de trois types principaux :

- la triple-valve classique ordinaire de la Société Westinghouse pour frein automatique;
- les relais de frein direct;
- les distributeurs pour frein direct et pour frein automatique de la Société Jourdain-Monneret.

Caractéristiques générales et comparatives des distributeurs.

a) Modérabilité.

Tous les distributeurs sont modérables au serrage mais ils ne le sont pas tous au desserrage.

La triple-valve n'est pas modérable au desserrage. Tous les distributeurs de frein direct sont modérables ainsi que les distributeurs JMR de frein automatique.

Alors qu'avec le frein direct le conducteur peut graduer à son gré l'intensité du freinage, c'est-à-dire la pression précise admise ou restante au cylindre de frein, avec le frein automatique, l'insensibilité des distributeurs modérables au serrage et au desserrage aux très faibles variations de pression dans la conduite automatique, ne permet de faire varier l'intensité du freinage que par paliers successifs.

En effet, il ne faut pas oublier que le distributeur agit comme relais d'un frein à haute pression et que la pression maximum dans le cylindre de frein qui peut atteindre 7 hpz/cm² est obtenue avec une dépression effective qui n'est que de 1 hpz/cm² environ dans la conduite générale. Il est donc bien évident qu'à une très faible variation de pression dans la conduite correspond une variation de pression pouvant être sept fois plus forte au cylindre et l'on conçoit qu'il faut, par suite, que le robinet soit plus souple qu'un robinet de frein direct en découvrant des lumières d'une façon suffisamment progressive pour permettre de faire varier la pression au cylindre par faibles paliers, comme cela est nécessaire par exemple pour maintenir la vitesse constante lors de la descente des pentes.

De plus, les premières dépressions dans la conduite générale étant comme on le verra plus loin sans effet sur le freinage, le début d'une pente donne toujours lieu à quelque difficulté pour trouver la pression d'équilibre convenable de cette pente.

La manœuvre du robinet du frein automatique, même le mieux approprié, est donc pratiquement plus délicate que celle du robinet de frein direct en ce sens qu'il est plus difficile de faire varier faiblement la pression dans le cylindre. Il en résulte un ajustement plus difficile des arrêts et dans la descente des fortes déclivités une variation plus importante des vitesses ainsi qu'une consommation d'air accrue.

b) Sécurité.

Un distributeur donne une sécurité absolue de fonctionnement lorsqu'il agit en cas de baisse de pression, même très lente, au-dessous de la pression de régime.

On obtient ce double résultat :

1° En ce qui concerne le fonctionnement à partir de la pression de régime, en faisant contrôler la mise en action du distributeur par un ressort taré et réglable au lieu de la provoquer par une simple variation de pression.

2° En ce qui concerne la mise en action par dépression lente, en alimentant le réservoir auxiliaire par l'intermédiaire de dispositifs de retenue interrompant la communication entre réservoir auxiliaire et conduite d'alimentation dès que l'équilibre est établi, c'est-à-dire dès que le débit cesse, au lieu de dispositifs à orifices calibrés (rainures ou diaphragmes).

La triple-valve n'assure pas en toutes circonstances une sécurité absolue et elle doit, par exemple, remplir la condition suivante d'insensibilité sur un véhicule essayé isolément :

— ne pas entrer en action s'il existe dans la conduite automatique une fuite provoquant un abaissement de pression de 0,3 kg/cm² en une minute.

Cette condition est celle fixée par l'UIC pour l'admission du frein voyageurs en trafic international mais au banc d'essai l'épreuve est plus restrictive :

— ne pas entrer en action s'il existe dans la conduite automatique une fuite provoquant un abaissement de la pression de 0,3 kg/cm² en 35 secondes (1).

Cette insensibilité de la TV permet d'éliminer une surcharge accidentelle du frein par le moyen d'un lent abaissement de la pression dans la conduite sans que le frein n'agisse. Par contre, le conducteur risque de s'apercevoir trop tard de son impuissance à arrêter son véhicule en cas d'arrêt du compresseur, d'interruption de l'alimentation de la conduite automatique et de baisse lente et insensible de pression dans cette conduite et les réservoirs auxiliaires.

Parmi les distributeurs Jourdain-Monneret, il en existe :

- certains n'assurant pas une sécurité supérieure à celle de la triple-valve (JMD.A);
- certains pourvus seulement du dispositif (clapets de retenue) garantissant leur mise en action en cas de dépression même très lente (JMD.B);
- certains assurant la sécurité complète (JMR avec boîte à ressorts).

c) Stabilité de la pression au cylindre de frein.

Une pression d'équilibre stable s'établit au cylindre de frein quand elle s'harmonise avec la pression de contrôle ou d'excitation que détermine le conducteur : si la pression au cylindre tend à baisser par suite de fuites, la source locale d'air les compense (ce qui implique l'inépuisable) si la pression au cylindre a atteint une valeur trop élevée (cas rare du coup de bélier au remplissage) l'excédent d'air est évacué à l'atmosphère.

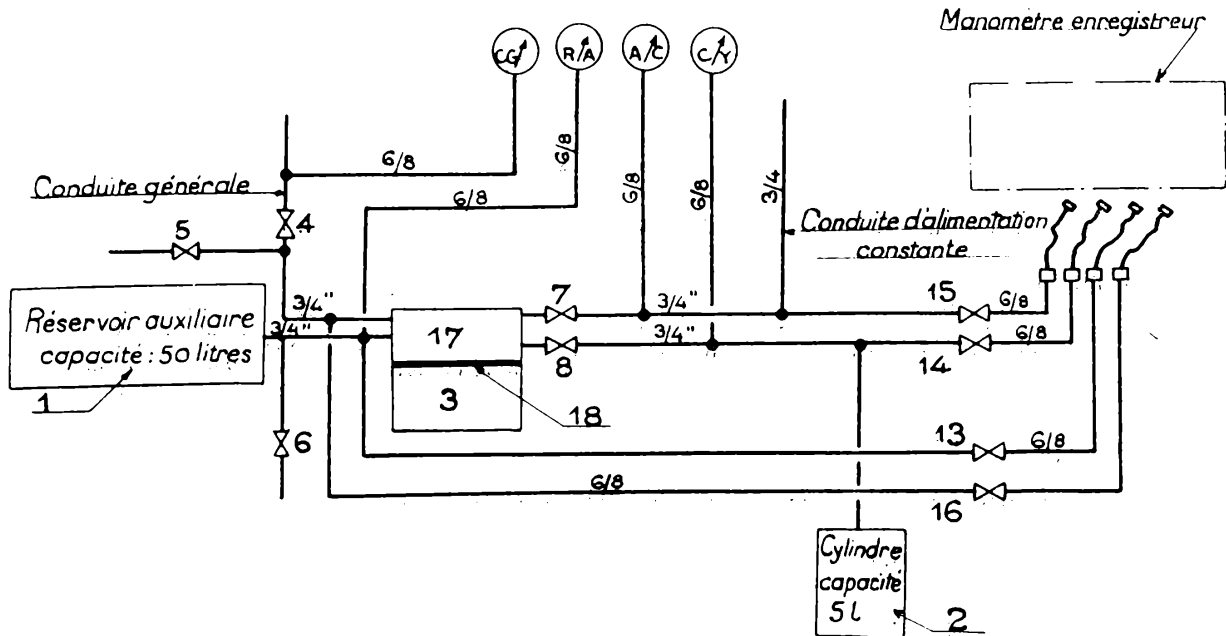
La cause fréquente de variation accidentelle de la pression au cylindre sont les fuites qui se produisent aux garnitures et au distributeur.

(1) Cette fuite est maintenue depuis la pression de régime de 5 hpz jusqu'à ce qu'elle atteigne 4,4 hpz.

La *triple-valve* n'assure pas la stabilité de pression. En conséquence, le frein continu voyageurs équipé avec triple-valve doit remplir une condition suppléante d'étanchéité.

La pression au cylindre de frein ne doit pas baisser de plus de 500 gr en 6' pour les cylindres à simple piston et de 750 g en 6' pour les cylindres à double piston.

On remarquera à ce sujet qu'il ne suffit pas de s'assurer que les sabots restent effective-



Légende

REPÈRES	DÉSIGNATION
1	Réservoir auxiliaire
2	Réservoir capacité 5 L figurant le cylindre
3	Distributeur JMRR
4, 7, 8, 13	Robinets d'isolement
14, 15, 16	Support de JMR
17	Support de JMR
18	Joint du JMR

FIG. 41

ment appliqués sur les roues durant un certain laps de temps, choisi égal à 10 minutes par exemple. Si en effet, au bout de ce terme la pression est tombée de 4 à 1 kg/cm², par exemple, l'effort de freinage a été lui-même divisé par 4. Comme la pression restante à chaque instant dans le cylindre ne peut être une fonction linéaire de la durée on observera encore qu'au bout de cinq minutes la pression et l'effort de freinage initiaux étaient réduits de plus de la moitié.

L'étanchéité de la triple-valve est estimée par un essai de serrage gradué en trois phases :

- Première dépression de 0,5 kg/cm² à la conduite automatique maintenue pendant 60 secondes.
- Deuxième dépression de 0,25 kg/cm² maintenue pendant 15 secondes.
- Troisième dépression de 0,25 kg/cm² maintenue pendant 15 secondes.

Les paliers de pression au cylindre obtenus au diagramme enregistreur doivent être bien horizontaux, sinon il est nécessaire de reprendre le rodage de la soupape de graduation sur son siège (1).

Les *distributeurs JMD* assurent au frein direct la stabilité de pression au cylindre de frein; le cylindre de frein est constamment alimenté pendant le freinage s'il y a des fuites à compenser. D'autre part, la pression au cylindre est indépendante de la course du piston (voir plus loin § e).

Les distributeurs JMD n'assurent en freinage automatique la stabilité de pression au cylindre de frein qu'autant que le permet la réserve d'air restant au réservoir auxiliaire qui cesse d'être alimenté pendant toute la durée du serrage.

Les *distributeurs JMR* assurent la stabilité de pression au cylindre.

L'échantéité du distributeur doit être néanmoins satisfaisante pour éviter une consommation inutile d'air.

On la vérifie au banc (*fig. 41*) suivant le processus ci-après :

— *Position desserrage.*

Isoler la conduite d'alimentation constante et la conduite générale (robinets 7 et 4). La fuite constatée au manomètre RA ne doit pas dépasser 250 gr. en 5 minutes.

— *Position serrage.*

Le cylindre étant alimenté, les robinets 7 et 4 fermés à nouveau, la fuite constatée au manomètre Cy ne doit pas dépasser 250 gr. en 5 minutes. A remarquer que cette fuite correspond au défaut de portée de la tige de piston sur le clapet (*fig. 57*) (découvrement de l'orifice d'échappement) et que pour estimer sa valeur réelle on doit lui ajouter la fuite constatée en position desserrage; cette dernière correspond au défaut de portée du clapet sur son siège et a pour effet de réalimenter la capacité du cylindre.

d) Inépuisabilité.

Un distributeur assure l'inépuisabilité du frein lorsqu'il permet la réalimentation continue de la source locale d'air comprimé, pendant la durée du freinage notamment.

Les freins modérables au desserrage ainsi que ceux assurant la stabilité de pression au cylindre doivent être inépuisables. Il s'ensuit qu'il est toujours possible par un serrage rapide effectué en stationnement et après des manœuvres quelconques du robinet (ne comportant pas toutefois l'utilisation prolongée de la position neutre) d'obtenir une pression aux cylindres de frein égale à celle obtenue sur le même véhicule par un serrage à fond effectué à partir de la pression normale de régime.

La triple-valve n'assure pas l'inépuisabilité du frein.

Les distributeurs JMR l'assurent en établissant la liaison entre une conduite d'alimentation constante et le réservoir auxiliaire par l'intermédiaire d'un clapet de retenue.

Tous les distributeurs de frein direct assurent l'inépuisabilité.

e) Réglage de la pression au cylindre de frein.

Ce réglage peut être envisagé au triple point de vue :

1° de la pression limite à ne pas dépasser;

2° de la loi de variation de la pression au cylindre en fonction de la dépression opérée par le conducteur dans la conduite automatique.

3° de l'adaptation ou de l'appropriation de la pression au cylindre à une dépression donnée dans la conduite automatique.

La pression limite maximum de l'air admis au cylindre est variable avec la triple-valve car elle est fonction de la course du piston qui varie avec le réglage initial de la timonerie et

(1) Il faut noter à ce sujet que le premier stade de l'essai est le plus important en ce sens que la différence de pression entre le réservoir auxiliaire et le cylindre de frein y est plus élevée que dans les stades suivants (on se rapproche d'une pression d'équilibre entre ces deux capacités), ce qui tend à faire bien apparaître toute fuite au tiroir et à la soupape de graduation.

l'usure des sabots. Soit par exemple le cas d'un réservoir auxiliaire de 90 litres (pression 5 hpz) alimentant un cylindre de 14 pouces. On calcule facilement que pour les courses de service maximum de 200 mm et minimum de 100 mm les pressions de détente sont respectivement de 4 et 3,5 hpz (voir la formule § A 1° b).

La pression limite maximum de l'air admis au cylindre est constante sur certains autres types de distributeurs (JMD.E — JMD.R et JMR) où elle dépend de la tension réglable d'un ressort; elle peut être alors au moins égale à celle de la source d'air et par suite supérieure à celle de la conduite automatique.

Les distributeurs Jourdain-Monneret réglables JMD.R et JMR peuvent, par la seule manœuvre du levier de réglage, et pour une même pression de commande de 5 hpz/cm², faire varier la pression maximum au cylindre de 2,5 à 7,5 hpz/cm². Ceci permet d'une part d'adapter le freinage maximum au poids du véhicule, d'autre part, au constructeur d'unifier les leviers de timonerie et les dimensions des cylindres dans la mesure où le permet le réglage. On peut envisager de ne posséder qu'un seul type de distributeurs, alors qu'avec la disposition de distributeurs non réglables, il faut changer la dimension de leurs sections suivant le poids de chaque véhicule.

La loi de variation de la pression au cylindre de frein est, pour tous les types de distributeurs en service, une fonction linéaire continue de la dépression dans la conduite automatique.

En règle générale la dépression nécessaire pour réaliser avec les distributeurs de frein automatique la pression maximum au cylindre n'est pas inférieure à 1 kg/cm² et n'excède pas 1,7 kg/cm² (1). Il ne faut pas non plus que lors d'un freinage d'urgence, la pression de la conduite tombant à zéro, que la pression au cylindre monte plus haut qu'elle ne serait montée si la dépression n'avait été que de 1,7 kg.

L'adaptation de la pression au cylindre à une dépression donnée dans la conduite automatique est déterminée dans cas d'équipement avec triple-valve par les volumes du R. A. et du cylindre avec une marge de variation dépendant de la course du piston. Cette adaptation est également déterminée dans le cas des autres types de distributeur : avec les JMR elle ne dépend que du rapport des sections de deux pistons; avec les JMD fonctionnant en frein automatique elle dépend en outre des volumes du RA et du cylindre.

Lorsque cette adaptation est réglable, c'est-à-dire, lorsqu'on peut obtenir, pour une même dépression dans la conduite générale, une gamme étendue de pressions au cylindre, des essais en ligne permettent de choisir la valeur optimum de l'adaptation en vue de la performance optimum. Dans ce cas, les pistons soumis aux pressions de la conduite générale, du cylindre et du réservoir auxiliaire agissent, sur un fléau dont le point d'appui peut être déplacé au moyen d'un levier extérieur au distributeur. Ce réglage d'adaptation peut en outre être rendu modifiable automatiquement en fonction de la charge en reliant par tringlerie la caisse au distributeur. Cette disposition est intéressante pour les véhicules dont le rapport entre poids à vide et poids en charge est important.

f) Sensibilité.

La sensibilité d'un distributeur dépend, suivant sa constitution, des résistances au frottement des organes coulissants, de la tension des petits ressorts de rappel des divers clapets et de l'élasticité des diaphragmes.

La triple-valve est le distributeur le plus sensible.

La sensibilité au serrage de la triple-valve doit être comprise entre deux limites : une limite inférieure (voir § b précédent) qui évite un fonctionnement intempestif du frein pour une faible variation de pression dans la conduite et permet d'éliminer une surcharge acciden-

(1) Pour les freins munis d'un ajusteur automatique de timonerie ces limites peuvent être plus rapprochées.

telle de cette conduite, une limite supérieure qui assure sur le véhicule essayé isolément sa mise en action au plus tard 6 secondes après la création d'une fuite provoquant un abaissement de pression de la conduite de 0,6 kg/cm² en 6 secondes. Cette condition est celle fixée par l'UIC pour l'admission du frein voyageurs en trafic international mais, au banc d'essai, l'épreuve est plus restrictive : la triple-valve doit bloquer sur une dépression de 200 g ± 25 (1).

La sensibilité au desserrage de la triple-valve est définie par la condition suivante :

- enregistrer au banc d'essai le déblocage pour une augmentation maximum de 200 g de la pression dans la conduite générale (2).

g) Rapidité d'action au serrage et desserrage.

Des organes spéciaux appelés relais permettant de l'obtenir (voir plus loin § B).

A. — TRIPLES-VALVES

1° Triple-valve ordinaire.

La triple-valve ordinaire Westinghouse est actionnée par les variations de pression dans la conduite générale, de telle sorte qu'elle provoque automatiquement :

1° L'alimentation des réservoirs auxiliaires.

2° L'admission de l'air des réservoirs auxiliaires dans les cylindres de frein pour toute réduction de pression dans la conduite.

3° L'échappement de l'air admis dans les cylindres de frein quand la pression de régime est rétablie dans la conduite.

a) Description et fonctionnement. (fig. 42)

Le corps (1) renferme un piston (5) qui entraîne dans ses mouvements un tiroir (6). Dans la position indiquée figure 42, ce tiroir établit une communication entre l'orifice (a) allant au cylindre de frein et l'atmosphère par la cavité d'échappement (b) et le conduit (c). L'air comprimé de la conduite générale est admis dans la chambre inférieure; il soulève le piston (5) et se rend dans le réservoir auxiliaire par les rainures (d) et (f) et l'orifice (C). Le réservoir auxiliaire, la triple valve et la conduite générale sont ainsi chargés d'air comprimé à la même pression et, tant que cette pression subsiste, les freins sont desserrés.

Dès que l'on produit une légère réduction de pression dans la conduite générale, le piston (5) — dont une partie de la course n'affecte pas le tiroir (6) — descend, ce qui a pour effet de fermer la rainure d'alimentation (d); la valve (7) est en même temps entraînée et le passage (e) est ouvert. Le piston (5) continuant à descendre entraîne alors le tiroir (6)

(1) On utilise à cet effet un appareil spécial permettant d'enregistrer avec exactitude la valeur de la dépression dans la conduite automatique au moment précis où la TV a mis en communication le réservoir auxiliaire avec le cylindre-tare.

Dès l'instant où le cylindre est alimenté (action de l'air sur un diaphragme de grande surface), c'est-à-dire dès le début rigoureux du blocage, le diaphragme entraîne une tige à pointe qui supprime la communication entre la conduite automatique et le style correspondant de l'enregistreur. La valeur de la dépression lue sur le diagramme entre les deux horizontales enregistrées relatives :

— l'une à la pression dans la conduite automatique à l'origine de l'essai,

— l'autre à la pression dans la conduite automatique lors du déclenchement de l'appareil donne très exactement la dépression minimum cherchée nécessaire au fonctionnement de la TV essayée.

(2) On utilise à cet effet l'appareil spécial dont il vient d'être parlé. La montée de la pression de 4,5 à 4,7 kg est obtenue par orifice calibré et doit s'effectuer en 35 secondes.

jusqu'à ce que le passage (e) communique avec le conduit (a) allant au cylindre de frein; à ce moment, la communication entre ce cylindre et l'échappement est interceptée et l'air du réservoir auxiliaire se rend dans le cylindre de frein par l'ouverture pratiquée dans le côté du tiroir (6), par la valve de graduation (7) et par le conduit (a). Le piston (5) et le tiroir (6) sont arrêtés dans leur mouvement descendant par la diminution de pression qui se produit au-dessus du piston et qui résulte de la détente causée par l'introduction de l'air du réservoir auxiliaire dans le cylindre de frein.

Aussitôt que la pression dans le réservoir est ainsi réduite un peu au-dessous de celle de la conduite générale, le piston (5) remonte, par suite de cette différence de pression, et

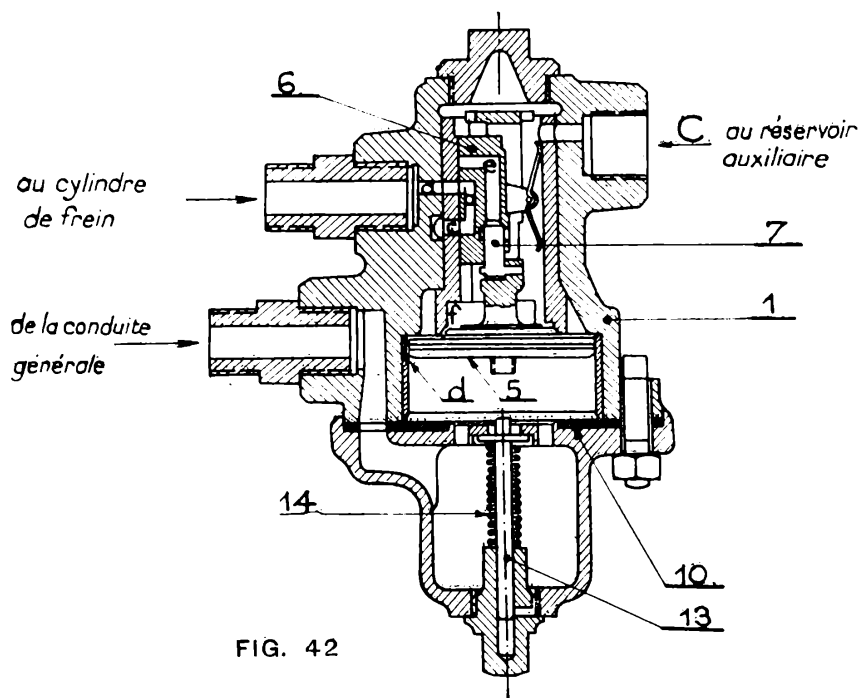


FIG. 42

ferme la valve (7), tandis que le tiroir (6), retenu par le frottement, garde sa position. Ce mouvement du piston (5) et celui de la valve de graduation (7) se reproduisent chaque fois que l'on produit dans la conduite générale une nouvelle dépression.

Cependant, si une dépression considérable se produit brusquement, le piston (5) vient immédiatement s'appuyer sur la rondelle en cuir (10) (1) et l'orifice (a) est alors entièrement découvert; l'air du réservoir auxiliaire entre librement dans le cylindre de frein et les freins serrés en développant leur maximum d'énergie.

Pour desserrer les freins, on admet de nouveau l'air du réservoir principal dans la conduite générale au moyen du robinet du mécanicien. L'air ainsi admis agit contre la pression réduite des réservoirs auxiliaires et fait prendre au piston (5) la position indiquée par la figure. L'air peut alors s'échapper des cylindres de frein en même temps que les réservoirs auxiliaires sont rechargés par l'air de la conduite générale

(1) La présence d'une tige de graduation (13) assure l'arrêt du piston (5) en un point déterminé de sa course descendante, lors des serrages gradués; mais, dans les serrages d'urgence, le ressort (14) cède et permet au piston (5) de venir s'appuyer sur la rondelle (10).

b) Valeur de l'effort de freinage.

Soient :

P la pression dans la conduite générale et dans le réservoir auxiliaire,

V le volume du réservoir auxiliaire,

C le volume engendré par le piston du cylindre de frein,

p la dépression produite dans la conduite générale.

A la position finale de la triple-valve il s'est écoulé du réservoir auxiliaire un volume d'air représenté par Vp . En effet, à ce moment, l'air contenu dans le réservoir auxiliaire est à la pression $(P-p)$. Pour rétablir la pression P il faudrait y ajouter le volume Vp .

Ce volume Vp s'est détendu dans le volume engendré par le piston C. La pression de l'air dans le cylindre est donc :

$$(1) \quad x = \frac{V}{C} p.$$

La valeur maximum de x correspond à la pression maximum qu'on puisse obtenir par la détente complète de l'air du réservoir auxiliaire dans le volume $V + C$. Cette pression est donnée par la formule :

$$X = \frac{V}{V + C} P$$

qui correspond à une dépression égale à :

$$(2) \quad d = P - \frac{V}{V + C} P = P \frac{C}{V + C}$$

A partir de ce moment on voit qu'une nouvelle dépression dans la conduite générale n'aura plus d'effet sur la triple-valve.

La valeur de (d) mesure ce qu'on appelle la modérabilité du frein.

Exemple : $P = 5$ hpz $V = 25$ l. $C = 6$ l.

On a : $d = 1$ hpz.

Par contre, dès qu'on envoie dans la conduite générale de l'air à une pression légèrement supérieure à celle du réservoir auxiliaire, le piston principal (5) remonte et le desserrage s'effectue entièrement. La modérabilité au desserrage est nulle.

Si dans la formule (1) ci-dessus nous remplaçons C par le produit SL (S étant la section du cylindre et L la course variable avec le jeu des sabots) on voit que pour une même dépression produite dans la conduite générale, l'effort de freinage sera d'autant plus grand (pour un même véhicule bien entendu), que la course du piston sera plus petite, c'est-à-dire que le jeu des sabots, sera plus réduit. Autrement dit, l'effort de freinage sera variable avec l'usure des sabots, ce qui est un inconvénient.

Si dans la formule (2) ci-dessus nous faisons $C = 9$ litres au lieu de 6 litres on a :

$$d = 1 \text{ hpz } 32$$

On a représenté *figure 43* la droite OM représentative de la loi de variation de la pression au cylindre de frein en fonction de la dépression dans la conduite automatique. Suivant l'équipement (volumes du RA et du cylindre) et la course du piston (usure des sabots) la position du point M varie dans le rectangle ABC A₁ (C étant le volume minimum du cylindre et C' le volume maximum).

c) Rapidité de serrage et de desserrage.

Lors de la mise en action du frein d'un véhicule équipé du frein automatique avec triple-valve ordinaire et essayé isolément par serrage rapide, à partir de la pression de régime, le temps qui s'écoule entre le moment où l'air commence à pénétrer dans le cylindre et celui où la pression y atteint 95 % de sa valeur finale, doit être compris, pour la course moyenne du piston, entre 3 et 5 secondes.

Lors du desserrage complet et rapide du même véhicule le temps qui s'écoule entre le moment où l'air commence à s'échapper du cylindre et celui où la pression y atteint la valeur

de 0,4 kg/cm² doit être compris entre 10 et 20 secondes. Cette dernière condition est celle fixée par l'UIC pour l'admission du frein voyageurs en trafic international mais, au banc d'essai, la triple-valve doit débloquer dans un temps compris entre 8,5 et 11,5 secondes (pression de 0,3 kg/cm² au cylindre de frein).

2^o Triple-valve LUR.

C'est une triple-valve ordinaire comportant en outre une poche accélératrice.

Cette poche absorbe au moment du serrage une fraction déterminée du volume d'air contenu dans la conduite générale. Cette absorption provoque une dépression locale, suffisante pour mettre en action la triple valve suivante, au droit de laquelle la même opération se reproduit. Ces dépressions locales, répétées par chaque triple-valve régénèrent l'onde de dépression qui provoque le renversement des triples-valves et évite ainsi qu'elle ne soit amortie par le mouvement même des pistons des triples-valves.

Les conditions d'essai de serrage et de desserrage sont les mêmes que pour la TV ordinaire.

B. — RELAIS

1^o Généralités.

a) Importance de la rapidité d'action du frein.

La rapidité d'action et de transmission est un facteur essentiel dans la recherche des moyens d'amélioration du freinage.

On sait qu'entre l'instant où le conducteur commence à serrer les freins et celui où l'effort d'application q des sabots sur les bandages atteint sa valeur maximum Q , il s'écoule un temps variable (t_1) correspondant à la mise en charge des cylindres de frein pendant lequel l'effort d'application croît de zéro à Q .

Nous verrons plus loin que ce temps, de même que la loi d'accroissement de l'effort d'application, peuvent, suivant les équipements et les circonstances varier et différer considérablement.

Pendant le même temps (t_1) la vitesse du véhicule tombe de v_1 (vitesse à l'origine du freinage) à la vitesse v , pour laquelle l'effort d'application doit être considéré comme ayant atteint la valeur constante Q . Il s'agit de calculer la vitesse instantanée v , que possède le véhicule après le temps t_1 (donné par l'expérience) ainsi que le chemin (l_1) que parcourt le véhicule pendant le même temps, compte tenu de ce que l'effort d'application des sabots de frein (q tonnes) croît depuis zéro jusque Q tonnes (1).

Or, on constate, dans la pratique, que la pression dans les cylindres de frein s'élève assez rapidement d'abord, et de plus en plus lentement ensuite. On peut, dès lors, sans commettre d'erreur appréciable, assimiler la loi de l'accroissement de l'effort d'application q en fonction du temps à une fonction du second degré et, plus particulièrement, à une fonction elliptique (quart d'ellipse dont la concavité est tournée vers l'axe des temps). (Voir fig. 44-45-46).

Une telle fonction se traduit par l'équation :

$$t_1 q^2 + Q^2 (t_1 - t)^2 = t_1^2 Q^2.$$

de sorte que :

$$q = Q \sqrt{1 - \left(\frac{t_1 - t}{t_1}\right)^2}$$
$$q = \frac{Q}{t_1} \sqrt{2t_1 t - t^2}$$

Par ailleurs, vu la faible amplitude de la période de temps t_1 envisagée, on peut considérer que, pendant ce temps, la valeur du coefficient de frottement des sabots sur les bandages ne s'écarte pas sen-

(1) Les considérations qui suivent sont extraites du *Bulletin de l'AI*, du Congrès des Chemins de fer, mai 1946.

siblement de celle correspondant à la vitesse v_1 . De même la valeur de la résistance de l'air peut être considérée comme ne s'écartant pas sensiblement de celle correspondant à la vitesse v_1 .

Tous calculs effectués, en posant :

$$\left\{ \begin{array}{l} g : \text{accélération de la pesanteur} = 9,81 \text{ m/sec}^2 \\ M : \frac{1000P}{g} = \text{masse totale du véhicule en kg (P en tonnes)} \\ M' : \frac{I}{r^2} = \text{masse correspondant à l'inertie des pièces tournantes} \\ \Lambda : 1 + \frac{M'}{M} \\ f = \text{coefficient de frottement des sabots sur le bandage} \\ P = \text{poids du véhicule en kg} \\ K = \frac{Q}{P} = \% \text{ de freinage} = \frac{\text{pression aux sabots}}{\text{poids du véhicule}} \\ R : \text{résistance globale} = Pr + KSV^2 + P\dot{v} \end{array} \right.$$

on a :

$$\left\{ \begin{array}{l} v_2 \text{ (m/sec)} = v_1 \cdot \frac{g}{\Lambda} \left(\frac{\pi}{4} fK + 0,001 \frac{R}{P} \right) t_1 \\ \text{et } t_1 = v_1 t_1 \quad \frac{g}{\Lambda} \left(\frac{1}{3} fK + 0,0005 \frac{R}{P} \right) t_1^2 \end{array} \right.$$

Application :

$$\left\{ \begin{array}{l} v_1 = 26,19 \text{ m/sec} \\ f = 0,08 \\ \frac{R}{P} = 8,5 \text{ kg/l} \\ \Lambda = 1,08 \\ K = 0,9 \\ t_1 = 2 \text{ sec.} \end{array} \right.$$

on a : $v_2 = 25 \text{ m/sec}$ et $l_1 = 51 \text{ m}$.

Pour $t_1 = 4 \text{ sec}$, $t_1 = 6 \text{ sec}$ et $t_1 = 10 \text{ sec}$, on a respectivement :

$$v_2 = 23,81 \text{ m/sec}, v_2 = 22,62 \text{ m/sec} \text{ et } v_2 = 20,24 \text{ m}$$

$$l_1 = 101 \text{ m}, l_1 = 144 \text{ m} \text{ et } l_1 = 227 \text{ m}.$$

Quel est dans le dernier exemple l'accroissement de distance d'arrêt par rapport à un frein établissant instantanément la pression KP ?

La seconde phase de l'arrêt en mouvement uniformément retardé avec : $\gamma = 1 \text{ m/sec}^2$, exigera :

$$l_1 = \frac{20,24^2}{2} = 205 \text{ m}.$$

d'où : $l = l_1 + P_1 = 227 + 205 = 432 \text{ m}$.

Un frein instantané eût arrêté l'autorail sur :

$$l = \frac{26,19^2}{2} = 343 \text{ m}.$$

L'accroissement de distance d'arrêt est de :

$$432 \text{ m} - 343 \text{ m} = 89 \text{ m}, \text{ soit } 25 \%$$

Il est aussi possible d'employer pour ce calcul la méthode graphique, plus exacte, lorsqu'on dispose de la courbe enregistrée en fonction du temps de la variation de pression au cylindre de frein (fig. 44-45-46). Il suffit de procéder à deux intégrations graphiques successives.

b) Différents aspects de la courbe de variation de la pression au cylindre de frein en fonction du temps.

La rapidité d'action du frein peut être examinée sous trois aspects :

- celui du retard à la mise en action du distributeur par rapport à l'instant du début de la dépression dans la conduite automatique;
- celui de l'allure de la courbe de l'accroissement de la pression au cylindre.;
- celui de la pression maximum atteinte.

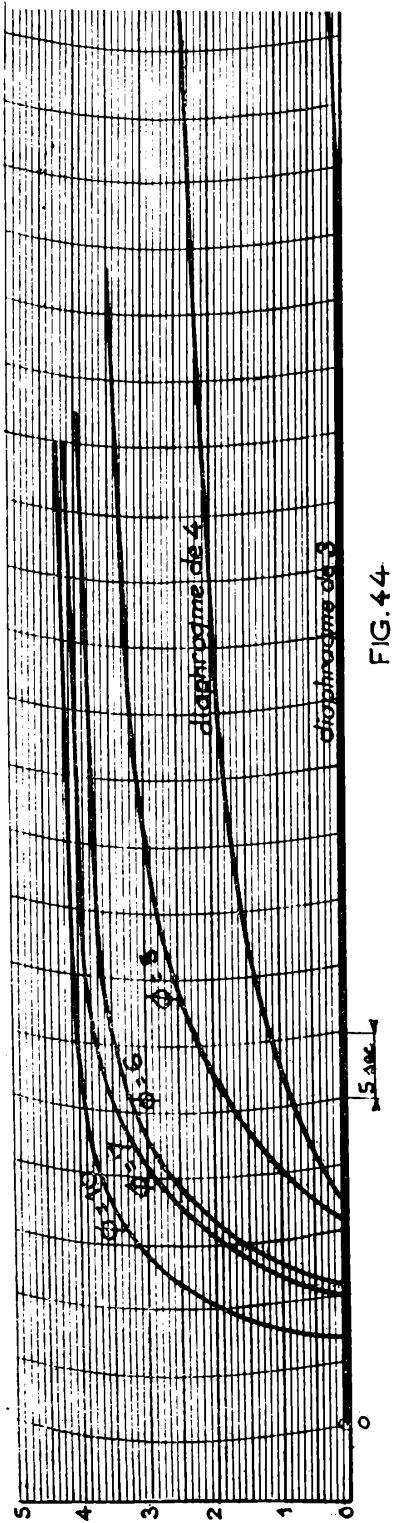


FIG. 44

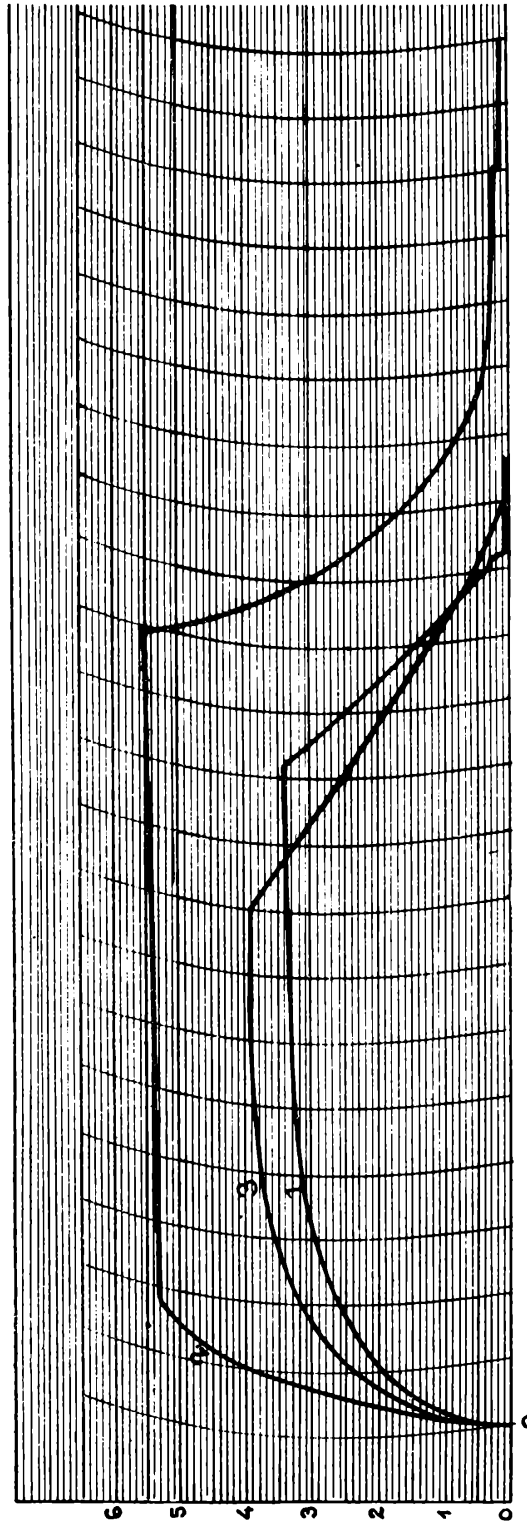


FIG. 46

c) Causes influant sur la rapidité d'action du frein.

1° Pour un cylindre donné, l'accroissement de pression à ce cylindre, dépend du débit d'air du distributeur. Ce débit dépend lui-même de deux facteurs :

- de la gradation d'ouverture de l'orifice d'alimentation;
- de la longueur et de la section du conduit de passage depuis l'orifice d'alimentation (réservoir ou distributeur) jusqu'au cylindre.

Dans le cas du frein direct par exemple, la conduite d'application du frein est relativement longue. La vitesse de l'air dans cette conduite n'est pas infinie. Les frottements et les coudes créent, jusqu'à ce que la pression soit stabilisée, des pertes de charge retardant cet équilibre et qui sont :

- inversement proportionnelles au diamètre des tuyaux;
- proportionnelles au carré de la vitesse moyenne;

2° Pour un distributeur donné la gradation du degré d'ouverture de l'orifice de débit dépend de la vitesse de la dépression dans la conduite automatique mesurée près de ce distributeur. Cette dépression varie elle-même en fonction :

- du volume de la conduite automatique;
- de la distance au distributeur du point où l'on crée la dépression (robinet du conducteur, signal d'alarme);
- du débit du trou de fuite créant la dépression;
- de la pression restante dans la conduite.

La formule approchée et très simple suivante donne la vitesse d'écoulement d'un gaz, à volume constant, par un orifice de section S en mince paroi :

$$V = \sqrt{2gH}$$

H étant la colonne de fluide qui représente la différence des pressions en amont et en aval de l'orifice :

$$\frac{p_1 - p_0}{d}$$

d étant la densité du fluide

V diminue avec H au fur et à mesure de la vidange de la conduite. Si v est le volume de cette conduite, le temps nécessaire à sa vidange complète est :

$$t = \frac{2v}{SV}$$

Il est double de celui qui serait nécessaire si V était constante et égale à sa valeur initiale.

Dans le cas particulier du frein direct et automatique avec distributeur JMD la conduite automatique reste alimentée pendant le freinage par un diaphragme calibré de 2 mm. Pour une plus grande section du trou de fuite par lequel s'opère la vidange de la conduite, il pourrait arriver que cette conduite ne se vide pas, la pression se maintenant à la valeur pour laquelle les débits des deux orifices (alimentation et vidange) seraient égaux.

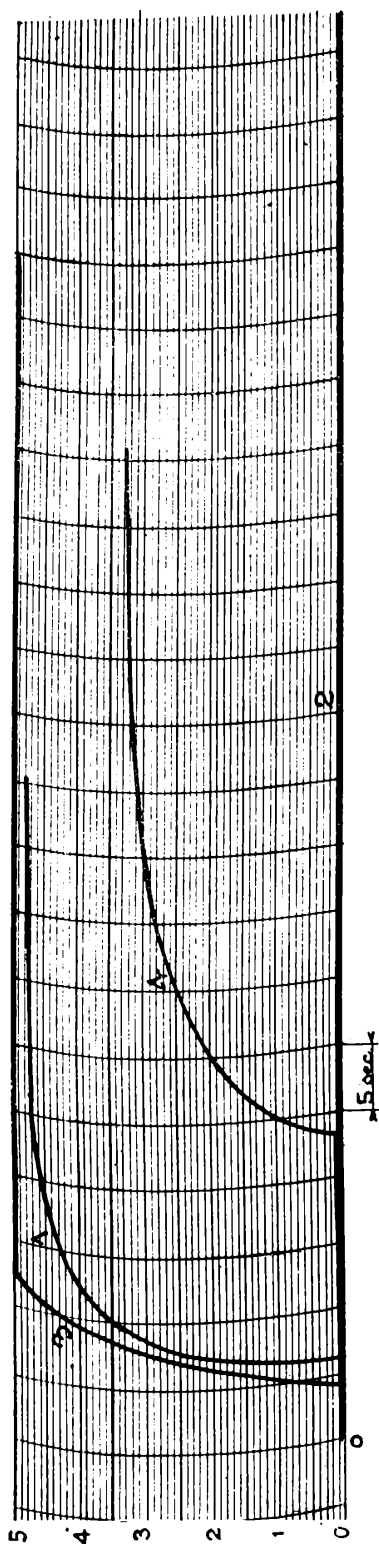


FIG. 45

La *figure 44* représente 6 diagrammes de la pression au cylindre de frein de l'autorail de tête d'un convoi comportant 2 ABJ et une voiture lorsqu'on opère des dépressions sur la conduite générale de la voiture par des orifices diaphragmés respectivement à 3, 4, 5, 6, 7 et 10 mm. On y remarque que :

1° le retard à la mise en action du distributeur JMD par rapport au début de la dépression décroît de 20'' environ à 7'';

2° le temps nécessaire à la mise en charge du cylindre décroît jusqu'à 30'', valeur minimum pour un \varnothing d'orifice de 10 mm;

3° la pression maximum au cylindre croît de zéro à 4,25 kg/cm².

En résumé, il faut au moins $\varnothing = 4$ mm pour obtenir un serrage acceptable et 6 mm pour un serrage parfait.

La *figure 45* représente les 4 diagrammes suivants de la pression au cylindre (l'alimentation de la conduite automatique de chaque autorail étant réalisée avec diaphragme de 4 mm) :

diagramme 1 - Cylindre de frein autorail seul, dépression au signal d'alarme.

— 2 - Cylindre de frein autorail de tête (2 autorails couplés), dépression sur deuxième autorail au signal d'alarme.

-- 3 - Cylindre de frein voiture (autorail + voiture), dépression sur autorail au signal d'alarme.

— 4 - Cylindre de frein autorail (autorail + voiture), dépression sur voiture au signal d'alarme.

On y remarque que :

1° la fuite créée par l'ouverture du signal d'alarme ou du robinet de secours est entièrement compensée par l'alimentation de 2 diaphragmes de 4 (diagr. 2); elle dépasse par contre l'alimentation d'un seul diaphragme (diagr. 1) et suffit alors à mettre en action le distributeur et le frein avec mise en charge du cylindre légèrement ralentie toutefois;

2° la longueur de la conduite du point de fuite au distributeur, ce dernier étant au surplus rapproché du diaphragme de réalimentation (diagr. 4) retarde le déclenchement du distributeur, ralentit considérablement la mise en charge du cylindre et abaisse à 3 kg la pression maximum admise;

3° la triple-valve de la voiture (diagr. 3) n'est guère influencée comme un distributeur JM par la loi de la dépression; elle agit par tout ou rien, il suffit que la dépression soit suffisante pour la mettre en position serrage avec pression d'admission au cylindre égale à celle de détente complète du R. A.

La *figure 46* représente 3 diagrammes qui sont à tous points de vue semblables à ceux 2, 3 et 4 de la *figure 45*, l'alimentation de la conduite automatique de chaque autorail étant réalisée avec un diaphragme normal de 2 mm au lieu de 4.

Diagramme 1 - Cylindre de frein autorail de tête (deux autorails couplés), dépression sur deuxième autorail au robinet de secours;

— 2 - Cylindre de frein voiture (autorail + voiture), dépression sur autorail au signal d'alarme.

— 3 - Cylindre de frein autorail (autorail + voiture), dépression sur voiture au signal d'alarme.

Les mêmes conclusions peuvent en être tirées qu'en ce qui concerne la *figure 45*, l'efficacité du freinage étant bien entendu améliorée sous tous ses aspects, puisque toutes choses inchangées, par ailleurs, le débit du diaphragme de 2 mm est quatre fois plus faible que celui du diaphragme de 4 mm.

d) Fonction du relais.

Le relais a pour but d'accélérer la mise en charge du cylindre en admettant rapidement l'air fourni par une source locale à haute pression; à cet effet, le relais possède comme caractéristiques : d'une part une commande et un déclenchement possibles à basse pression, d'autre part, de larges sections de passage.

On réunit le plus près possible les uns des autres les trois organes principaux : réservoir, relais et cylindres avec des éléments de tuyauterie les plus courts et les plus droits possible.

Le relais assure de même au desserrage une vidange plus rapide du cylindre de frein.

Soit par exemple (*fig. 47*) OA la courbe de montée de pression au cylindre en fonction du temps (alimentation par robinet de frein direct et longue conduite). Si l'on intercale près du cylindre un relais qui se déclenche à 1 kg en offrant une large section de communication avec un réservoir de volume relativement grand par rapport au cylindre, la courbe de pression aura l'allure OA'B et la mise en charge n'exigera plus que le temps t_2 au lieu de t_1 .

Le relais ne fait généralement qu'accélérer la mise en charge sans modifier la pression finale. Il existe cependant des relais différentiels, de principe de fonctionnement analogue à

celui de la triple-valve et autres distributeurs, qui permettent d'obtenir une valeur de freinage non plus égale, mais proportionnelle à la pression dans la conduite de commande.

Le relais et sa source locale d'air sont presque indispensables avec le frein direct en raison de la grande longueur de conduite du robinet au cylindre qui retarde considérablement la mise en charge. Le relais est moins utile avec le frein automatique puisqu'il double le distributeur dont il assure les mêmes fonctions essentielles. Placé en série entre ce dernier et le

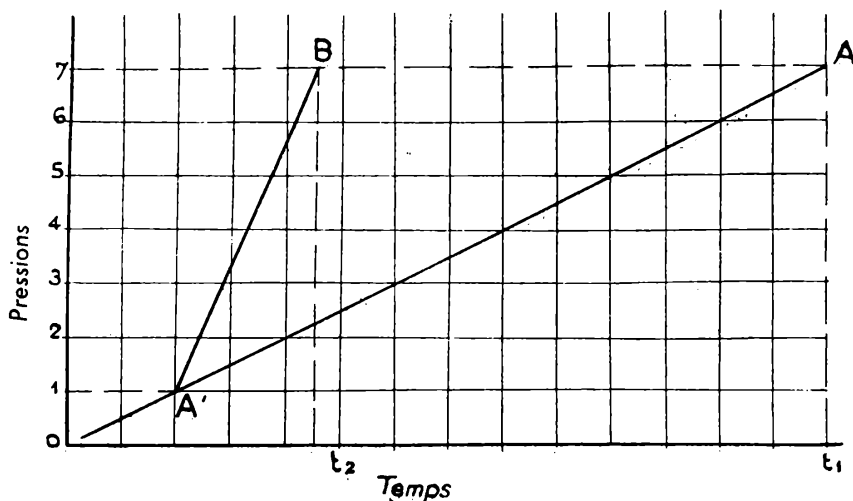


FIG. 47

cylindre il peut servir néanmoins à accélérer son effet en offrant des sections de passage agrandies et en établissant la communication du cylindre de frein avec une source locale d'air comprimé à plus haute pression que le RA.

2° Relais de frein direct.

a) Valve-relais type E.

DESCRIPTION

La valve-relais type E (voir fig. 48) comprend un corps (1) dit boîte à valve, assemblé à un support, sur lequel peuvent se brancher toutes les tuyauteries d'arrivée et d'échappement d'air comprimé.

Un fourreau (22) vient s'ajuster dans la chambre intérieure de la boîte à valve (1); ce fourreau est serré entre les joints (2) et (21) qui assurent l'étanchéité des chambres (L) et (K).

Un piston principal (3) peut coulisser dans le fourreau (22); il porte sur sa tige un piston secondaire de petite section, qui, destiné à le guider, coulisse également dans le fourreau (22), et des butées qui déterminent l'entraînement d'un tiroir (9), pressé sur une glace par un ressort (23).

Une vis (10), bloquée par un frein (11), permet de régler la longueur de la tige du piston (3).

L'extrémité de la boîte à valve (1) est divisée en deux chambres par une cloison percée d'un orifice (F) que peut fermer un clapet (14), constitué par un piston-guide sur la face duquel

une garniture (13) est fixée par un boulon (12) dont la tête sert de tige au clapet. Ce dernier coulisse dans un fourreau (19), serré entre la cloison et un bouchon de fermeture (18), et qui porte une embase formant siège; un joint (20) assure l'étanchéité entre la cloison et le fourreau.

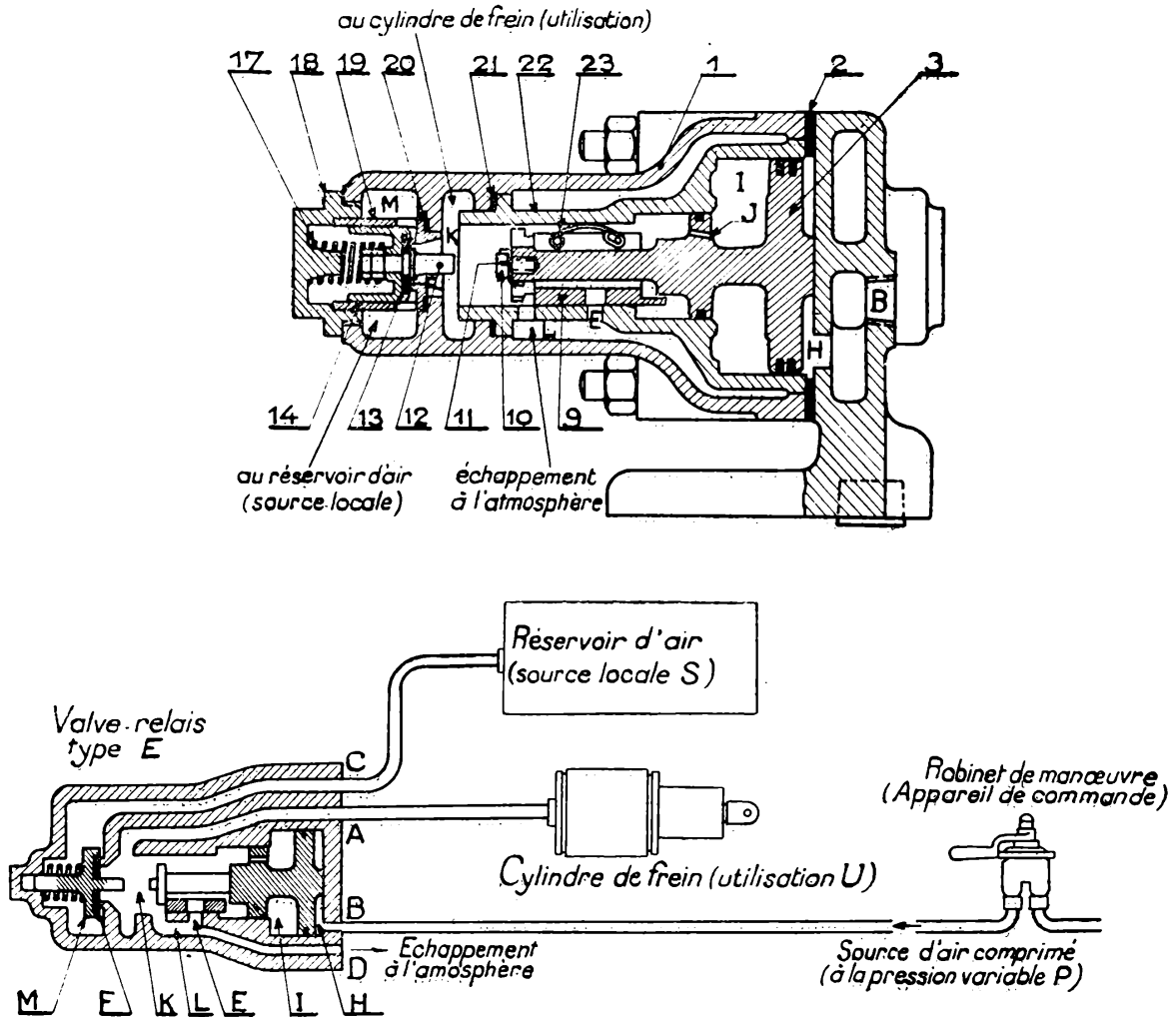


FIG. 48

FONCTIONNEMENT

Branchée en (B) sur une tuyauterie reliée à l'appareil de commande permettant de faire varier la pression dans cette conduite, la valve-relais règle automatiquement la même pression dans un deuxième circuit, en prélevant l'air sur une source à haute pression (S) (schéma) qui peut être indépendante de l'appareil de commande.

En effet, l'air arrivant en (B) pénètre dans la chambre (H) et repousse le piston (3);

celui-ci entraîne dans son déplacement le tiroir (9) qui obture les orifices (E); le piston (3) continuant son mouvement, la vis butée (10) vient s'appuyer sur la tête du boulon (12) et, poussant le clapet (14), établit la communication entre les chambres (M) et (K) par l'orifice (F) par une conduite aboutissant au bossage (A), avec l'appareil d'utilisation (U) qui peut être un ou plusieurs cylindres de frein.

Du fait de l'ouverture du clapet (14), l'air sous pression passe donc librement du réservoir d'air (S) à l'appareil d'utilisation (U); cet air remplit également la chambre (K) et, de là, pénètre, par l'orifice calibré (J), dans la chambre (I); lorsque la pression en (I) est égale à la pression P réglée en (H) par l'appareil de commande, les forces agissant sur le piston (3) se trouvent en équilibre; le ressort (17), qui avait été comprimé par l'ouverture du clapet (14), se détend et le clapet se ferme, arrêtant l'alimentation de l'appareil d'utilisation (U) par le réservoir (S).

Une augmentation de la pression P dans la conduite de contrôle aboutissant en (H) reproduit la même manœuvre.

Si l'appareil de commande provoque une diminution de la pression P dans la chambre (H), le piston (3) est repoussé vers la droite en raison de la différence de pression existant entre (I) et (H); il entraîne dans son déplacement le tiroir (9) qui rétablit le passage (E); la chambre (K) est ainsi mise en communication avec la chambre (L).

Or, on a vu que la chambre (K) est reliée à l'appareil d'utilisation (U).

D'autre part, la chambre (L) est reliée à la tubulure (D) qui débouche à l'atmosphère.

L'appareil d'utilisation étant ainsi mis en communication avec l'atmosphère, la pression régnant dans cet appareil diminue, la pression diminue également dans la chambre (K) et, par conséquent, dans la chambre (I); lorsque la pression en (I) est légèrement inférieure à la pression de contrôle P régnant en (H), le piston (3) se déplace, entraînant le tiroir (9) qui ferme les orifices (E). L'appareil est de nouveau équilibré.

Il est évident, d'après ce qui vient d'être dit, que, si la pression P en (H) reste constante et si la pression dans l'appareil d'utilisation varie pour une cause quelconque, par exemple une fuite, le jeu du tiroir et du clapet rétablira toujours en (K) une pression égale à celle existant en (H).

b) Valve d'application type B.

DESCRIPTION (fig. 49)

L'appareil est constitué essentiellement par un corps (1) muni d'un chapeau (2) entre lesquels est inséré un diaphragme (3) dont les impulsions commandent un tiroir (5), ce dernier venant agir à son tour sur un clapet (21) logé dans une boîte à valve (12) vissée sur le corps (1).

La valve comporte quatre tubulures :

- la tubulure (A) reliée au robinet de commande;
- la tubulure (B) reliée aux appareils d'utilisation (cylindres de frein);
- la tubulure (C) reliée à la source d'air comprimé;
- la tubulure (D) reliée à l'échappement.

Les appareils d'utilisation peuvent être mis en relation soit avec la source d'air comprimé, par le clapet (21), soit avec l'échappement par le tiroir (5).

La pression aux cylindres de frein est réglée par le mouvement de l'équipage tiroir-clapet. Ce mouvement est déterminé, par les impulsions du diaphragme (3) dont la face supérieure est soumise à la pression de contrôle issue du robinet de commande et régnant dans la chambre (K), dite « chambre d'excitation », tandis que la face inférieure du diaphragme est soumise à la pression même des cylindres de frein, pression régnant dans la chambre (L), dite « chambre de réaction ».

FONCTIONNEMENT

Sur la *figure 49* l'appareil est représenté à la position de repos : la chambre (K) est en communication avec l'atmosphère par le robinet de commande; les cylindres de frein sont à l'échappement par la tubulure (L) que découvre le tiroir (5); l'air comprimé provenant de la source est retenu dans la chambre (M) par le clapet (21).

Lors du serrage des freins, le conducteur, au moyen du robinet de commande, envoie de l'air comprimé à la pression P_0 , dans la chambre d'excitation (K); le diaphragme s'abaisse et provoque l'ouverture du clapet d'admission (21), après avoir fermé, par le tiroir (5), l'orifice d'échappement (D).

L'air comprimé arrivant par (C) pénètre alors dans le cylindre de frein dont la pression s'élève jusqu'à ce que la réaction sur la face inférieure du diaphragme l'emporte sur l'action

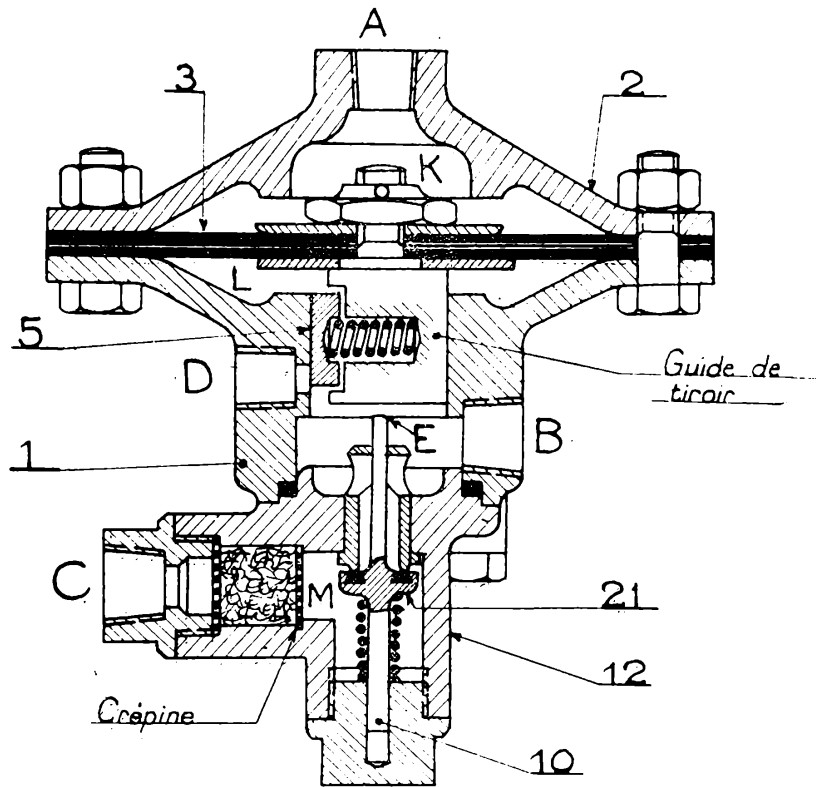


FIG. 49

de la pression sur la face supérieure, et déplace l'équipage tiroir-clapet vers le haut, isolant (C) et ouvrant (D).

L'équilibre s'établit aux cylindres de frein quand la pression qui y règne est exactement égale à P_0 et cette pression se maintient constante quelles que soient les fuites au cylindre, pourvu que la source d'air soit capable de compenser ces fuites.

La pression aux cylindres de frein s'harmonise donc à tout instant avec la pression de contrôle ou d'excitation que détermine le conducteur.

RÉGLAGE

Au montage, régler la fermeture de l'échappement par rapport à l'ouverture de l'admission en limant l'extrémité supérieure de E de la tige du clapet 10.

3° Relais de frein automatique.

Ils fonctionnent de manière et dans des conditions identiques à celles des relais de frein direct avec cette seule différence que l'appareil de commande n'est plus le robinet de frein direct mais le distributeur. Ils sont donc intercalés entre de dernier et le cylindre de frein; la source locale d'air comprimé à laquelle ils sont reliés pouvant au surplus être différente de

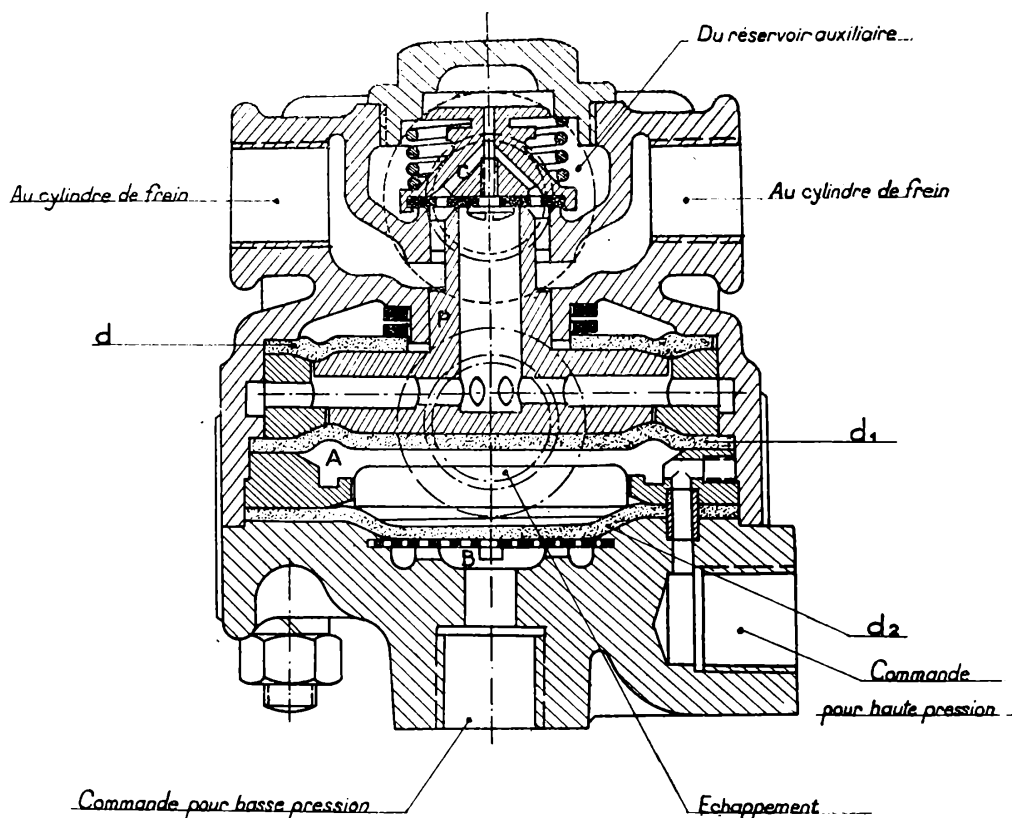


FIG. 50

celle à laquelle est relié le distributeur (conduite principale à haute pression au lieu du réservoir auxiliaire à 5 hpz) ce qui accélère encore la mise en charge du cylindre.

a) Relais simple.

La chambre A (fig. 61) en communication avec le cylindre de frein communique également avec l'espace B situé en dessous du piston 71 du relais. Lors d'un serrage la partie supérieure de ce piston formant siège vient s'appuyer sur le clapet inférieur d'échappement 69; celui-ci est fermé. Le mouvement continue et le clapet supérieur d'admission 69 s'ouvre. L'air du réservoir auxiliaire alimenté par la conduite principale passe de la chambre C à laquelle ce réservoir est relié par des conduits non figurés, dans la chambre D en relation avec le cylindre à frein.

Valve d'application et d'urgence combinées

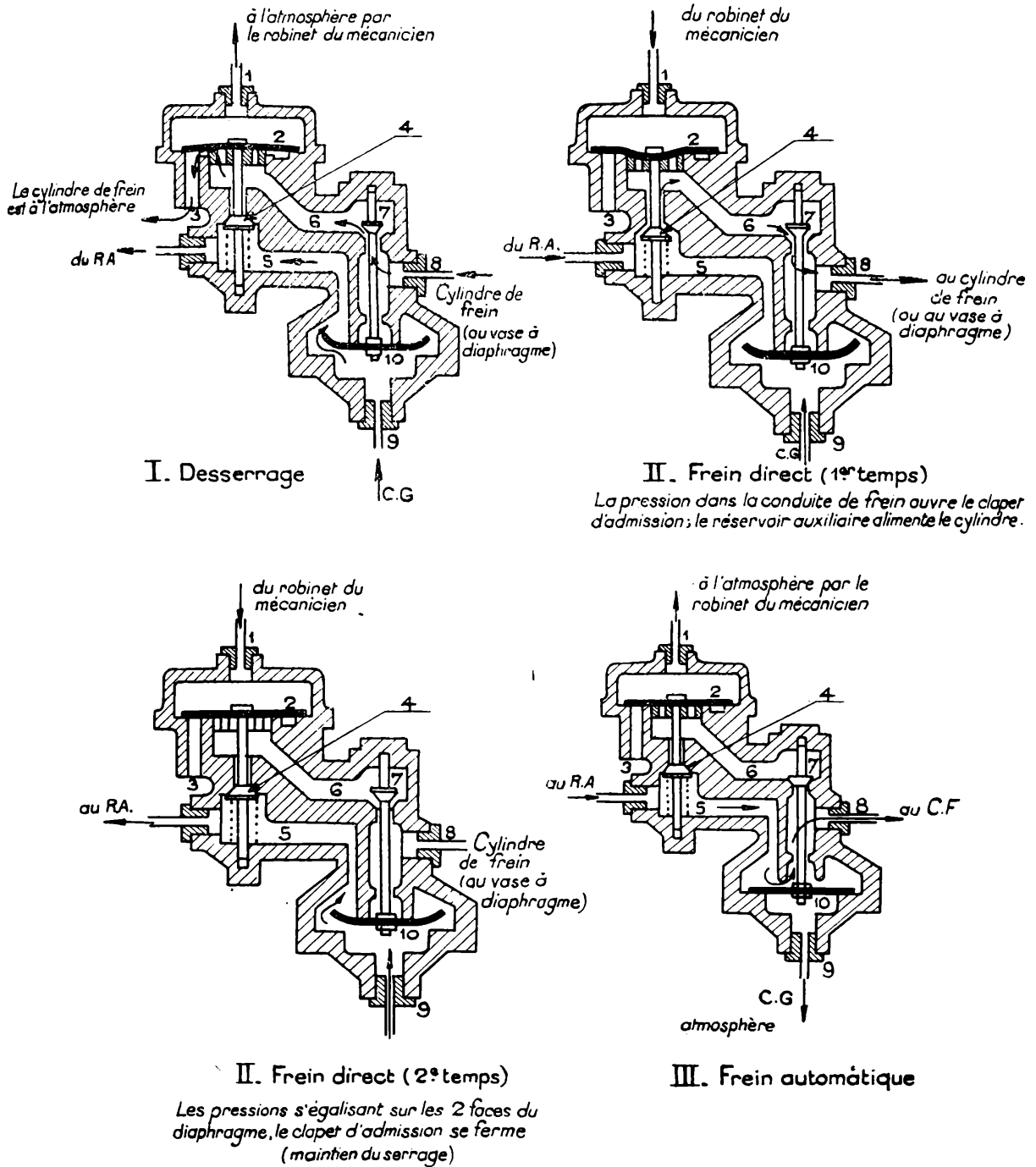


FIG. 51

b) Relais double différentiel Jourdain-Monneret (fig. 50).

Ce relais comporte un piston d'équilibre P dont le diaphragme (d) de surface S subit à sa partie supérieure la pression de l'air admis au cylindre. Le clapet d'admission C est équilibré. Suivant que l'air de la conduite de commande à la pression p est admis dans la chambre A (surface S du diaphragme d_1) ou dans la chambre B (surface S' du diaphragme d_2) la pression de l'air admis au cylindre est égale à $\frac{pS}{s}$ ou $\frac{pS'}{s}$ (1).

Ces relais sont utilisés sur les autorails dont les deux bogies sont très différemment chargés. Ils permettent l'emploi de distributeurs et de cylindres unifiés et par leur choix (suivant le rapport de transformation), la recherche en service des pressions individuelles optima par essieu sans qu'il soit nécessaire de modifier l'équipement (dimensions des cylindres ou multiplication de la limonerie).

Ils peuvent être reliés à une électro-valve directe pour "rail sec — rail gras" ayant pour fonction d'admettre l'air venant du distributeur dans la chambre A, dans le cas de rail sec. La chambre B est en communication permanente avec le distributeur. On peut ainsi faire varier la pression au cylindre dans la proportion voulue, par exemple de $\frac{4}{3}$, pour le rail sec, à 1 pour le rail gras.

4° Valve d'application et d'urgence combinées (fig. 51).

a) Rôle.

D'après ce qui précède, il faudrait, pour combiner le frein automatique et le frein direct, avoir une triple-valve et une valve-relais, soit deux appareils distincts. Cette solution a été retenue sur certains autorails de Dietrich.

Sur d'autres types (Bugatti triple, Michelinés 96 et 56 places par exemples), on a monté une valve d'application et d'urgence combinées dont le rôle est le suivant :

1° Au desserrage :

Mettre les cylindres de frein en communication avec l'atmosphère.

2° Lorsque le conducteur actionne le frein direct :

Alimenter les cylindres de frein ou les vases à diaphragmes, suivant le cas, avec le réservoir auxiliaire et maintenir dans les cylindres une pression égale à celle qui règne dans la conduite d'application du frein direct.

3° En cas de dépression dans la conduite automatique par la mise en action du robinet de secours ou d'une rupture d'attelage :

Mettre les cylindres de frein en relation directe avec le réservoir auxiliaire.

b) Fonctionnement de la valve d'application.

La pression de freinage déterminée par le robinet de commande de frein direct est transmise par la valve d'application aux vases à diaphragme.

Cette valve comprend un diaphragme (2) et un clapet d'admission (4).

Le diaphragme reçoit par l'orifice 1 la pression réglée par le robinet du mécanicien.

La chambre annulaire 3 communique avec l'atmosphère. La chambre 6 communique avec les vases à diaphragme et la chambre 5 avec le réservoir auxiliaire.

Lorsque le conducteur agit sur le robinet, l'air comprimé est admis sur la face supérieure du diaphragme qui, en s'appliquant sur son siège, ferme l'échappement et ouvre le clapet d'admission (4).

L'air du réservoir auxiliaire passe de 5 en 6 et se rend aux vases à diaphragmes.

(1) Si l'air est admis simultanément dans les deux chambres A et B, le relais fonctionne comme si l'air était seulement admis dans la chambre A.

Lorsque les pressions sur les deux faces du diaphragme sont égales, celui-ci revient vers sa position d'équilibre laissant se fermer sous l'action de son ressort le clapet d'admission.

Lorsque le conducteur déplace la poignée du robinet vers le desserrage, la pression admise en 1 diminue, le diaphragme poussé par la pression en 6 qui devient prépondérante, ouvre l'échappement 3 jusqu'à égaliser la pression régnant en 6 avec celle régnant en 1. La valve d'application accélère ainsi l'échappement de l'air des vases à diaphragme.

c) **Fonctionnement de la valve d'urgence.**

La valve d'urgence est reliée en 9 à la conduite automatique. Le diaphragme (10) est ainsi appliqué sur son siège, tandis que le clapet (7) met en communication la chambre 6 et les vases à diaphragme.

L'air de la conduite automatique passe autour du diaphragme (10) en l'incurvant et alimente le réservoir auxiliaire par la chambre 5.

Tant que la pression de régime règne dans la conduite de frein automatique et par suite sur la face inférieure du diaphragme (10), le régime de pression dans les vases à diaphragme ne dépend que de la valve d'application et reste sous le contrôle du conducteur.

Si la conduite du frein automatique vient à être mise à l'atmosphère, la chute de pression fait baisser le diaphragme (10), ce qui ferme le clapet (7). L'air du réservoir auxiliaire passe alors dans les vases à diaphragme entraînant un freinage rapide.

C. — **DISTRIBUTEURS JMD POUR FREIN DIRECT ET AUTOMATIQUE**

Le freinage automatique du « frein direct et automatique JMD » n'est pas utilisé en service courant mais comme freinage de secours par la vidange de la conduite automatique. Le freinage direct du frein JMD présente toutes les caractéristiques du frein direct Westinghouse modérable au serrage et desserrage, inépuisable, indépendant de la course des pistons et de pression maximum au cylindre réglable.

1° **Distributeur JMDA.**

a) **Description et fonctionnement (fig. 52).**

Le distributeur remplit trois fonctions :

a) alimentation du réservoir auxiliaire par la conduite automatique;

b) alimentation des cylindres de frein par le réservoir auxiliaire lorsque le robinet du mécanicien envoie de l'air dans la conduite d'application du frein direct ou lorsqu'il y a une dépression importante dans la conduite automatique;

c) mise en communication des cylindres de frein avec l'atmosphère au desserrage.

Ce distributeur joue donc à la fois le rôle de relais de frein direct et de triple-valve pour le freinage automatique.

Alimentation :

L'air de la conduite automatique arrive dans la chambre (b), le diaphragme (c) maintenu d'un seul côté s'efface et l'air passe dans la chambre (E₁) puis de là dans le réservoir auxiliaire par le conduit (d). Le cylindre de frein est à l'atmosphère par (i) et (j).

Serrage au frein direct :

L'air envoyé du robinet arrive en (a), pousse les diaphragmes (e), (f) et le piston (g) vers le haut. Le piston (g) s'applique sur le clapet (h), fermant ainsi la communication avec l'échappement, puis soulève ce clapet, permettant ainsi à l'air comprimé du réservoir auxiliaire de passer au cylindre de frein.

En même temps, l'air passe dans la chambre V par le jeu existant entre la tige du piston et son guide; il agit sur le diaphragme (f).

Lorsque l'effort sur (f) sera légèrement supérieur à celui s'exerçant sur (e), le piston (g) descendra légèrement, le clapet (h) retombera sur son siège, fermant l'admission, sans ouvrir l'échappement.

Les fuites sont compensées par l'ouverture légère du clapet d'admission de façon qu'il y ait toujours équilibre entre les efforts de l'air sur les diaphragmes (e) et (f).

Desserrage au frein direct :

La pression dans la conduite d'application du frein direct diminuant, l'effort sous le diaphragme (e) diminue aussi, le piston (g) s'abaisse, permettant à l'air des cylindres de frein de s'échapper par les orifices (i) et (j). L'évacuation cesse lorsque la pression dans le cylindre équilibre à nouveau la pression restante dans la conduite d'application.

Nota. — Le clapet d'admission (h) possède à sa partie supérieure un petit diaphragme dont la partie supérieure est en communication par un petit conduit avec le cylindre de frein. La section de ce diaphragme étant exactement celle du clapet, ce dernier est équilibré et il suffit d'un très faible effort pour déterminer son ouverture ce qui permet une grande sensibilité et modérabilité au freinage.

Freinage automatique :

Lorsque la pression diminue brusquement dans la conduite automatique en relation avec la chambre (b), la pression du réservoir auxiliaire s'exerce sous le diaphragme (c), le pousse vers le haut ainsi que le piston (g) et le freinage s'effectue comme il est indiqué précédemment.

b) Valeur de l'effort de freinage en frein automatique.

Soient : V = Volume du réservoir auxiliaire
 C = volume du cylindre
 x = pression au cylindre
 s = section efficace du diaphragme f
 S = section efficace du diaphragme c
 p = dépression dans la conduite automatique.

L'équation d'équilibre est, en négligeant l'action des ressorts :

$$sx + (5 - p) S = \left(5 - \frac{Cx}{V}\right) S$$

La pression au cylindre est donc proportionnelle à la dépression :

$$x = p \frac{VS}{Vs + CS}$$

En frein direct le distributeur JMD.A joue le rôle de relais et admet l'air au cylindre à la même pression que celle de l'air admis dans la conduite d'application. Il assure aussi l'inépuisabilité du frein et la stabilité de pression au cylindre parce que la conduite automatique continue à alimenter le R. A. (réservoir auxiliaire) pendant le fonctionnement du frein direct.

En freinage automatique, la stabilité de pression au cylindre ne reste assurée qu'autant que le permet la réserve d'air comprimé du R. A. L'inépuisabilité du frein n'existe pas.

2° Distributeur JMD.B (fig. 53).

Le fonctionnement est identique à celui du JMDA mais l'alimentation du réservoir auxiliaire se fait par le clapet de retenue R, la chambre E₂ et la chambre E₁, reliées par un conduit non représenté sur la figure.

Distributeur J M D.A

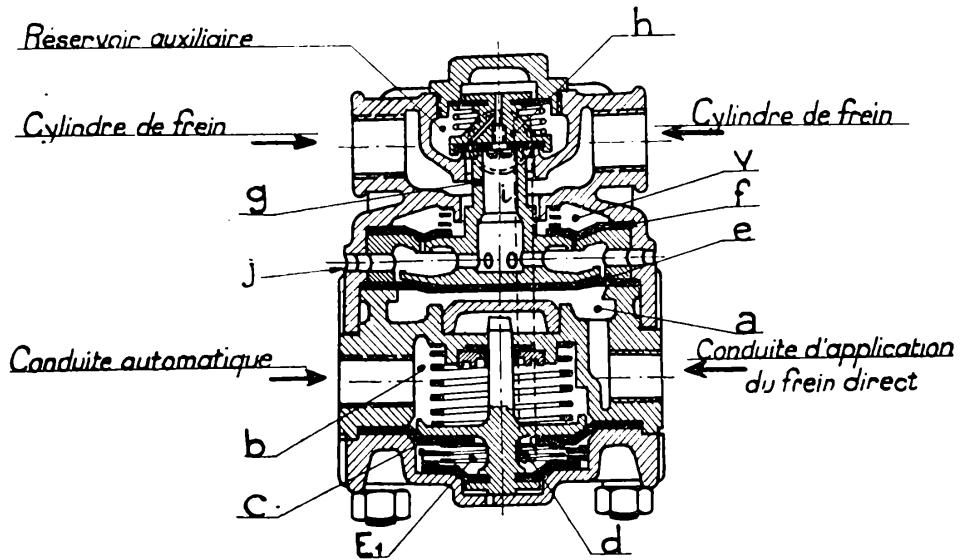


FIG. 52

Distributeur J M D.B

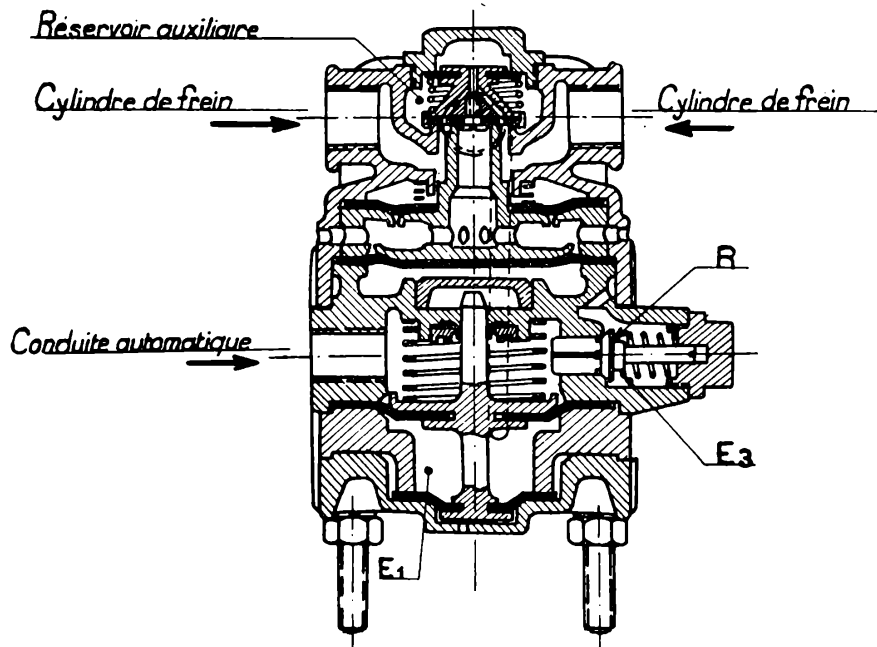
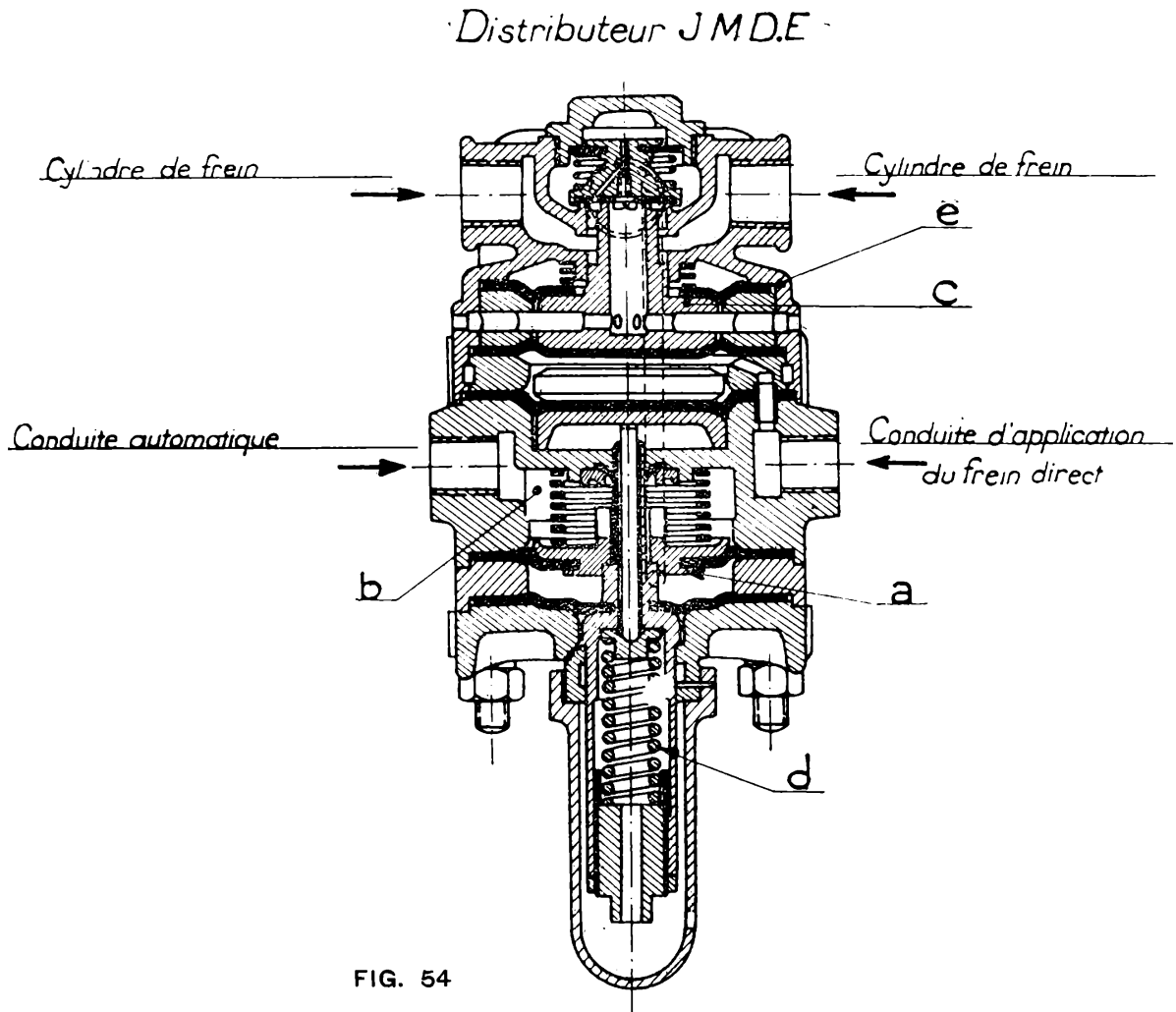


FIG. 53

3° Distributeur JMD.E (fig. 54).

L'alimentation du réservoir auxiliaire se fait soit comme dans le JMD.A soit comme dans le JMD.B.

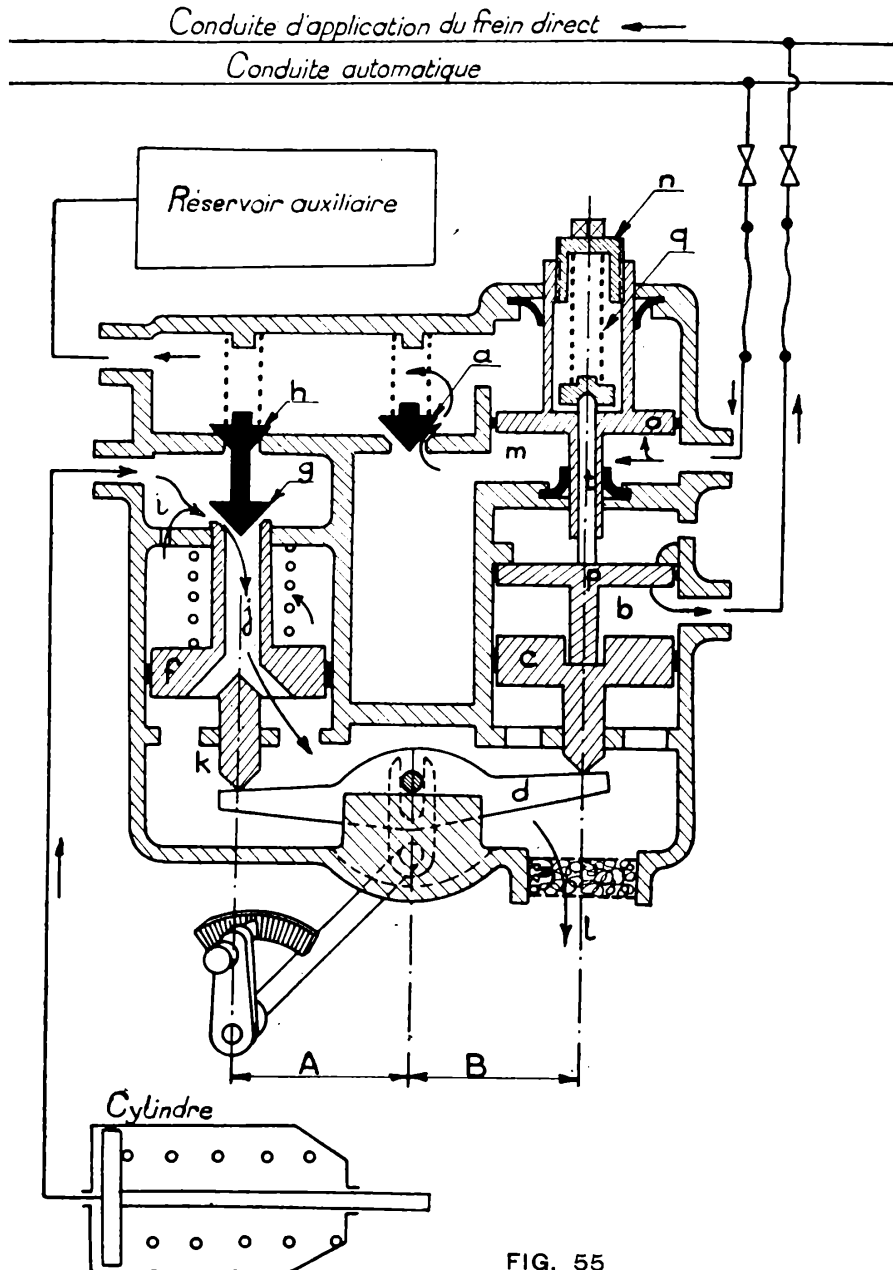


La pression au cylindre peut être limitée à une valeur déterminée à l'avance et par suite inférieure soit à celle résultant de la détente complète de l'air du RA (cas du freinage automatique) soit à celle maximum permise dans la conduite d'application du frein direct (par une communication directe avec la conduite principale).

Quand il se produit une dépression dans la chambre (b) le piston différentiel (a) se soulève mais il ne peut commander le piston (c) que par l'intermédiaire du ressort (d) réglable.

Distributeur JMD-R

Position desserrage



Si l'on veut que x_1 soit la pression maximum à obtenir au cylindre de frein il faut que (d) fléchisse sous cette valeur :

$$d = x_1 s$$

s étant la section efficace du diaphragme (e).

4^e Distributeur JMD.R réglable.

Alimentation (fig. 55 et 56).

L'air de la conduite automatique arrive dans la chambre (m) et se rend au réservoir auxiliaire par le clapet de retenue (a).

Le cylindre de frein est à l'atmosphère par g, j et l .

Serrage au frein direct :

L'air envoyé du robinet du mécanicien arrive par la conduite d'application dans la chambre (b), pousse le piston (c) vers le bas, fait basculer le levier (d) et soulève le piston (f) (par le grain de butée k). Ce piston s'applique d'abord sur le clapet (g) fermant ainsi la communication du cylindre avec l'atmosphère, puis soulève le clapet double gh , permettant ainsi à l'air comprimé du réservoir auxiliaire de passer au cylindre de frein.

En même temps, l'air passe par l'orifice (i) et agit sur le piston (f). Lorsque l'effort sur (f) sera légèrement supérieur à celui agissant sur (c), le piston f descendra légèrement, le piston h retombera sur son siège, fermant l'admission sans ouvrir l'échappement.

Les fuites sont compensées par l'ouverture légère du clapet h de façon qu'il y ait toujours équilibre entre les efforts de l'air sur les pistons f et c .

$$s \times x \times A = s' \times p \times B$$

s et s' étant les sections efficaces des pistons f et c ;

x et p les pressions au cylindre et dans la conduite d'application.

Le rapport $\frac{A}{B}$ est fonction de la position du levier de réglage et il peut faire varier la pression au cylindre entre 0,5 et deux fois la pression de commande.

Desserrage du frein direct :

La pression dans la conduite d'application du frein direct diminuant, l'effort sur le piston c décroît et fait descendre le piston f . L'air du cylindre est évacué jusqu'à ce que la pression dans le cylindre équilibre à nouveau la pression dans la chambre b . Le desserrage est donc modérable et fonction de la pression dans la conduite d'application.

Serrage au frein automatique.

Lorsque la pression diminue brusquement dans la conduite automatique en relation avec la chambre m , la pression du réservoir auxiliaire s'exerce sur le piston (O), le pousse vers le bas ainsi que le piston (p) (par la tige t) et ainsi que le piston (c). Le freinage s'effectue comme indiqué précédemment.

L'effort du piston O étant transmis à la tige t par l'intermédiaire du ressort q , l'effort maximum transmis au piston p est la bande de pose du ressort q . Ce dispositif limite ainsi la pression admise au cylindre; cette pression maximum est réglable par l'écrou n .

Desserrage au frein automatique :

La réalimentation de la conduite automatique fait remonter le piston O et la pression régnant dans la conduite d'application fait remonter le piston p en déchargeant le piston c .

L'égalité des sections des pistons p et c permet l'action combinée des deux types de frein en ce sens que ces actions ne s'ajoutent pas mais que tout se passe finalement comme si seul agissait sur le piston c le frein dont l'action considérée isolément serait prépondérante.

Distributeur J.M.D.R

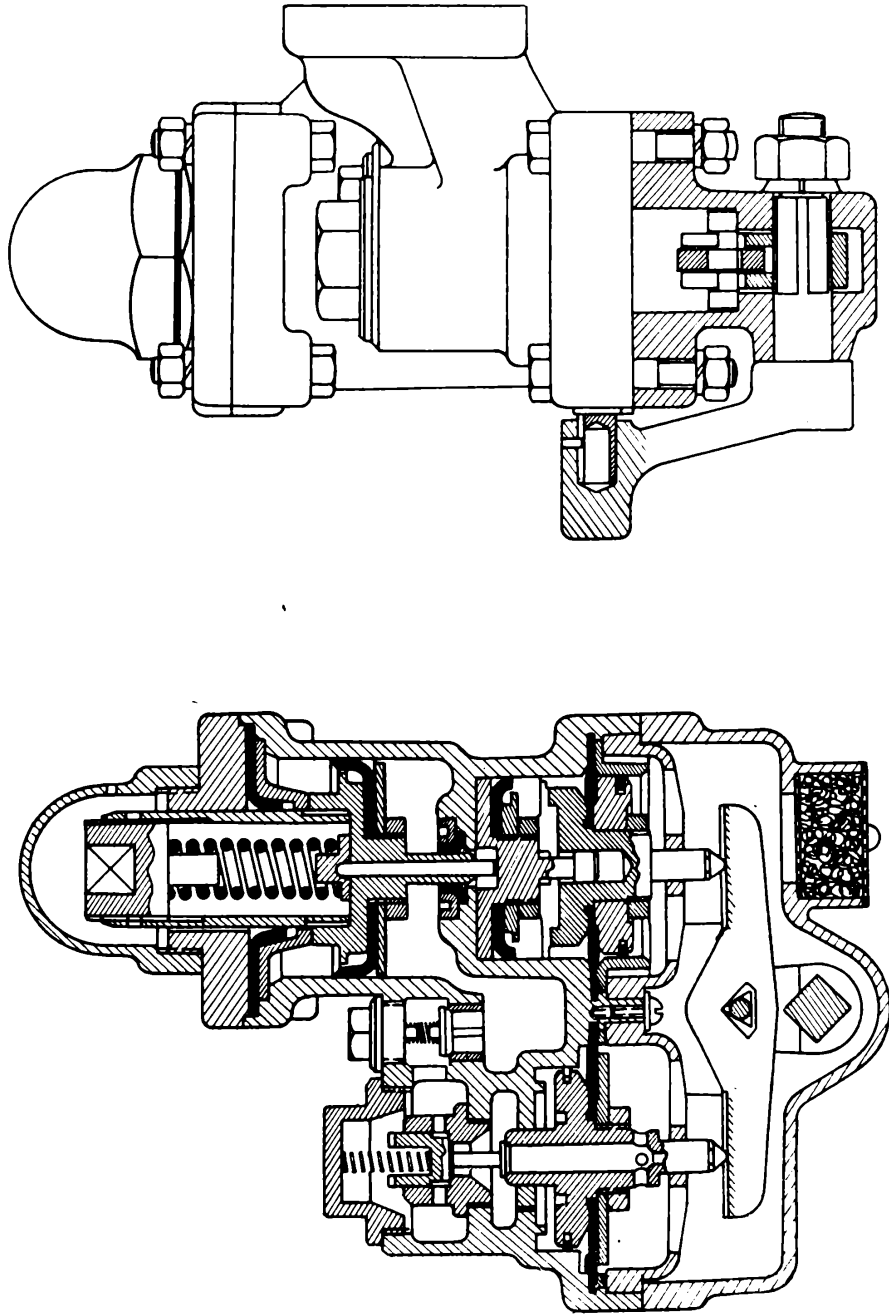


FIG. 56

du cylindre agissant sur le piston 11 (1). Comme la pression dans la chambre (i) est constante la pression maximum à admettre en k et m est constante.

IV. — *Desserrage.* — Il s'effectue par une augmentation de pression dans la conduite générale.

L'effort sur le piston 4 diminue. L'équilibre est rompu. Le piston 11 descend et le cylindre de frein est mis en communication par $k-p-l$ avec l'échappement. Dès que la pression a suffisamment baissé dans la chambre m le piston 11 remonte légèrement fermant l'échappement

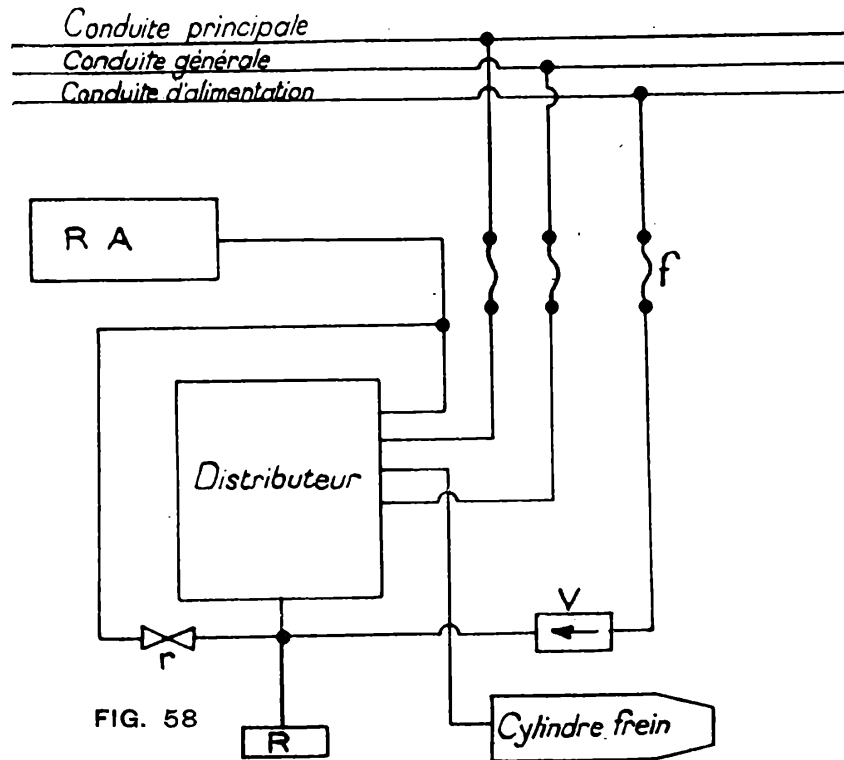


FIG. 58

sans ouvrir l'admission. Le desserrage total est obtenu lorsque la pression de régime est rétablie dans la conduite générale. A ce moment il n'y aura plus aucun effort sur le piston 4 et le ressort 5 le pousse complètement vers le bas maintenant ainsi l'échappement ouvert.

b) Valeur de l'effort de freinage.

Soient :

x pression au cylindre de frein;

s section du piston 11;

S section du piston 4;

S' section du piston 3;

p dépression dans la conduite générale.

(1) Mécaniquement, seule l'extrémité supérieure de la tige du piston 3 peut soulever le piston 11. Jusqu'à une dépression de 1,5 kg en (g) le piston 4 peut se soulever et par suite l'effort exercé de bas en haut sur le piston 3 est celui correspondant à la pression de l'air sur toute la surface du piston 4. Au-delà d'une dépression de 1,5 kg en (g), le piston 4 vient buter sur le corps (1) et par suite l'effort exercé de bas en haut sur le piston 3 n'est plus que celui correspondant à la pression de l'air sur la surface de ce piston.

L'équation d'équilibre est, en négligeant l'action des ressorts $sx + (5 - p) S = 5S$.
La pression au cylindre est donc proportionnelle à p :

$$x = p \frac{S}{s}$$

La valeur maximum de x serait x_1 telle que :

$$sx_1 = 5S'$$

$$\text{ou } x_1 = \frac{5S'}{s}$$

Pour que x_1 corresponde à une dépression $p = 1,7$ kg environ il faut encore :

$$1,7 \frac{S}{s} = \frac{5S'}{s}$$

$$\text{ou } \frac{S'}{S} = 3 \text{ environ}$$

c) Distributeur JMR haute pression (fig. 58).

Ce distributeur est de fonctionnement identique à celui décrit § a. La conduite principale étant substituée à celle d'alimentation constante à 5 hpz, il permet d'admettre au cylindre la pression du R. P.

Le clapet de retenue 32 *b* est supprimé et l'orifice (c) est de large section. La chambre (i) ne communique plus avec la chambre (b) mais avec la conduite d'alimentation constante à 5 hpz.

La valve d'alimentation V (fig. 58) et le réservoir tampon R servent à maintenir la pression dans la chambre (i) en cas de rupture du flexible (f). Le robinet *r* reste normalement fermé. Il est ouvert lorsque le véhicule doit être remorqué, seule la conduite générale étant branchée, le distributeur fonctionne alors comme une triple-valve.

2° Distributeur JMR avec boîte à ressorts (fig. 59).

Le dispositif de boîte à ressorts est substitué à celui de piston interrupteur décrit au § 1° a pour le réglage de la pression maximum au cylindre.

Le ressort R est réglé pour remplacer la pression de l'air de la conduite d'alimentation constante agissant sur la surface totale de la partie inférieure du diaphragme 17.

Le ressort (r) est réglé pour remplacer la pression de l'air de la conduite d'application agissant sur la partie inférieure du piston 3.

Le dispositif exige donc, pour que le frein soit armé et desserré, le rétablissement de la pression de régime correspondant au tarage du ressort R (soit 5 hpz), alors qu'avec le distributeur dans lequel la chambre *i* est en communication avec la conduite d'alimentation constante, il suffit de rétablir l'équilibre entre les chambres *g* et *i*, c'est-à-dire la réalimentation de la conduite générale à la pression de la conduite d'alimentation constante qui peut être variable et par suite différente de 5 hpz.

Inversement, toute chute de pression, lente ou rapide, dans la conduite automatique au-dessous de la pression de régime de 5 hpz correspondant au tarage du ressort R suffit à mettre le frein en action alors qu'avec le distributeur dans lequel la chambre *i* est en communication avec la conduite d'alimentation constante il faut une chute de pression, lente ou rapide, dans la conduite automatique au-dessous de la pression régnant dans la chambre *i* (celle de la conduite d'alimentation constante).

Les pressions maxima au cylindre (lorsque la pression est nulle à la conduite générale) sont respectivement suivant le type de distributeur : JMR.B : 3,1 kg, JMRC : 6,2 kg, JMR.D : 4,8 kg, JMR.E : 7,7 kg.

Ces distributeurs ne diffèrent que par le ressort (*r*) grâce auquel la pression maximum au cylindre varie. Le réglage de (*r*) s'opère par la vis (*v*).

Distributeur JMR avec boîte à ressorts

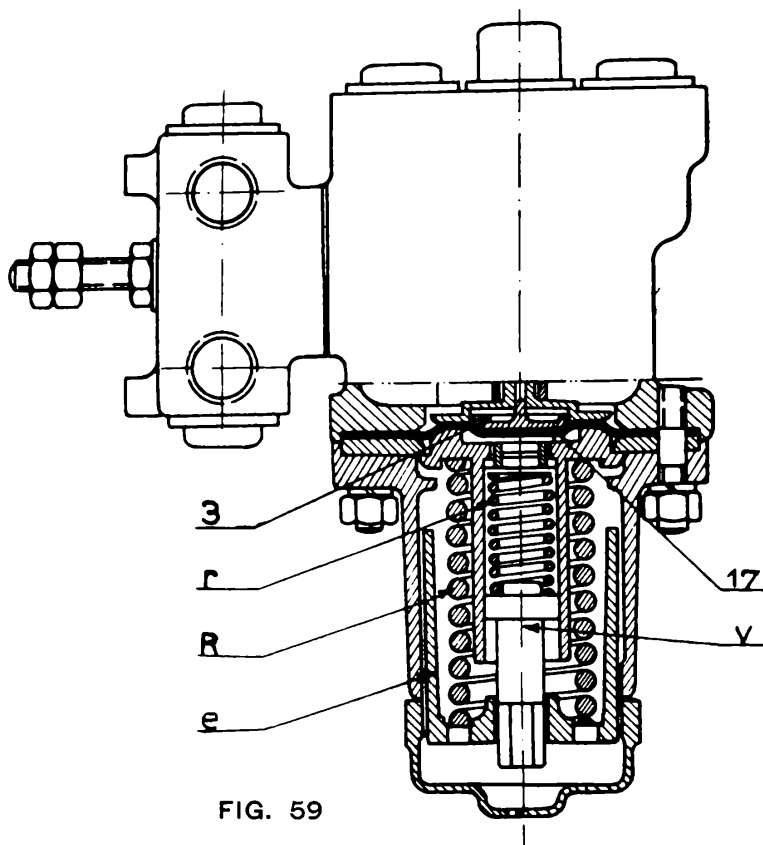


FIG. 59

On s'assure également que le frein est desserré complètement lorsque la pression à la conduite automatique atteint 4,8 hpz sinon on agit sur l'écrou (*e*).

3° Distributeur JMR.R réglable.

a) Description et fonctionnement.

Le distributeur se compose (*fig. 60 et 61*) :

1° d'un piston principal en deux parties séparées par une membrane A; la partie supérieure de ce piston est soumise à l'effort du ressort B dirigé de haut en bas, tandis que la partie inférieure subit, de bas en haut, la pression de l'air de la conduite générale. Le centre de ce

piston principal comporte à la partie supérieure un ressort R_1 , exerçant son action sur une tige ;

2° d'un balancier C dont l'axe d'oscillation D peut être déplacé horizontalement à l'aide de la manivelle L pour faire varier le rapport des bras de levier ;

3° d'un piston secondaire à membrane E dont la partie supérieure est soumise à la pression

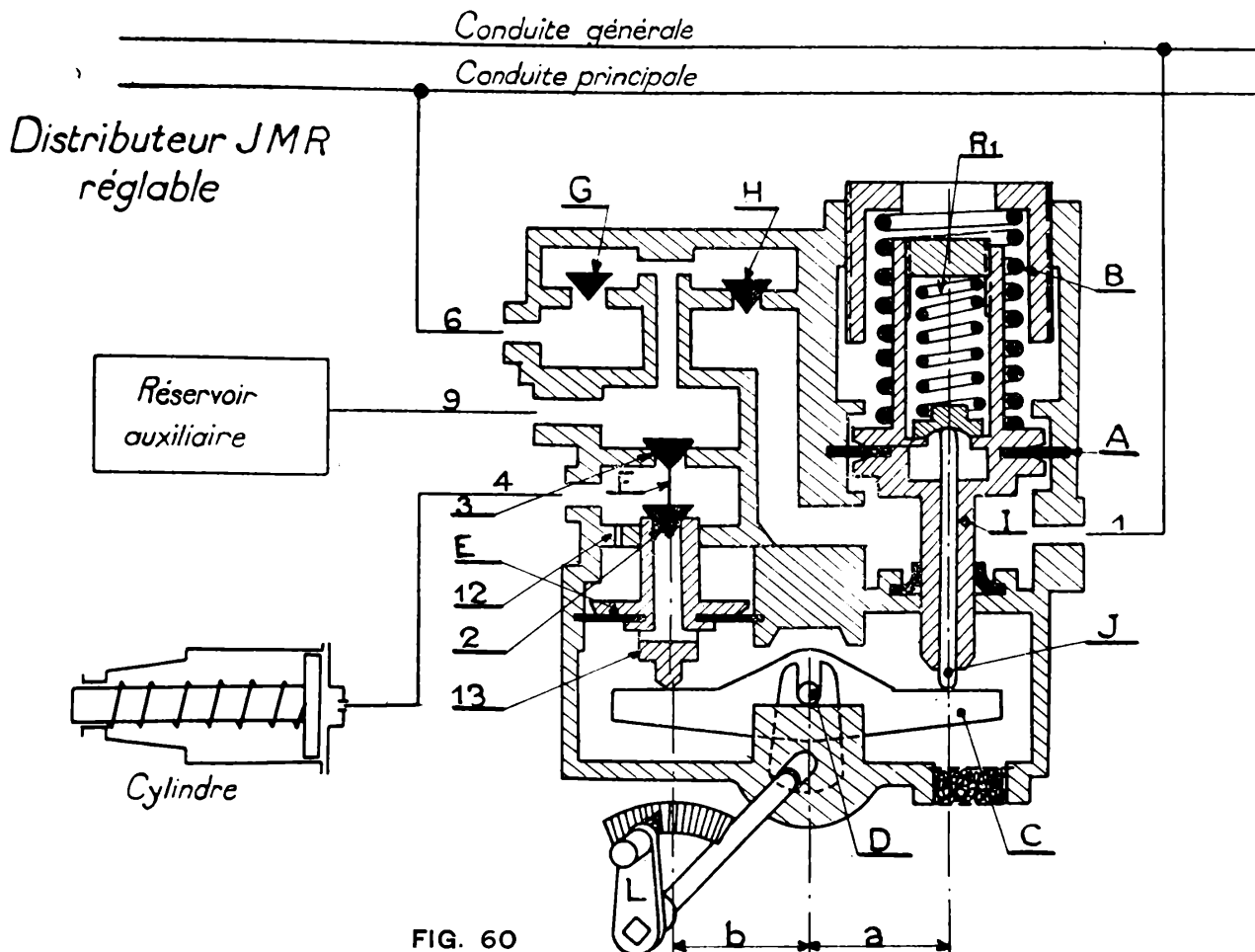


FIG. 60

du cylindre de frein et dont la partie inférieure communique avec l'atmosphère. Ce piston est surmonté de la soupape double F et peut occuper trois positions essentielles.

Position basse.

La soupape inférieure est ouverte et le cylindre de frein communique avec l'atmosphère. La soupape supérieure est fermée et le réservoir auxiliaire est isolé du cylindre.

Position médiane.

Les deux soupapes sont fermées. Le cylindre est complètement isolé et ne communique ni avec le réservoir auxiliaire ni avec l'atmosphère.

Position haute.

La soupape supérieure est ouverte et le cylindre de frein communique avec le réservoir auxiliaire; la soupape inférieure est fermée et le cylindre est isolé de l'atmosphère.

4° Deux clapets G et H qui permettent à l'air de pénétrer dans le réservoir auxiliaire et l'empêchent de revenir dans les conduites d'admission.

Le distributeur peut recevoir l'air de deux conduites différentes :

- a) la conduite générale à 5 hpz/cm²;
- b) la conduite principale à 8 kg/cm².

Le fonctionnement du distributeur est le suivant :

1° *Position des différents organes lorsque l'appareil est vide d'air :*

Le piston principal sollicité par le ressort B occupe la position basse de sa course, il a entraîné avec lui le ressort R₁, la tige J qui prend appui sur un bras du balancier C dont l'autre bras soulève le piston secondaire E et la soupape F. Cette soupape se trouve donc à la position haute et le réservoir auxiliaire est en communication avec le cylindre de frein.

2° *Armement :*

L'air comprimé de la conduite principale soulève le clapet G et pénètre simultanément dans le réservoir auxiliaire et dans le cylindre. La pression croissante dans celui-ci s'exerce sur le piston secondaire E qui, par suite, s'abaisserait s'il n'était soumis à l'effort antagoniste du ressort B transmis par le piston principal et le balancier. Mais, comme d'autre part, l'air de la conduite générale arrive directement sous le piston principal, cet effort antagoniste diminue au fur et à mesure que la pression croît dans la conduite générale et il arrive un moment où le piston secondaire E descend jusqu'à occuper sa position la plus basse dans laquelle, comme nous l'avons vu, le cylindre est isolé du réservoir auxiliaire et mis à l'échappement. Le cylindre se vide donc dans l'atmosphère.

Si le véhicule ne comporte pas de conduite principale, l'armement est alors réalisé par la conduite générale dont l'air soulève le clapet H et pénètre simultanément dans le réservoir auxiliaire et dans le cylindre. A ceci près, le processus de l'armement est identique à celui qui vient d'être expliqué.

3° *Serrage rapide :*

Si on vidange brusquement la conduite générale à l'atmosphère, le ressort B fait descendre à fond de course le piston principal complet, il fait basculer le balancier, soulève le piston E et la soupape F.

L'air du réservoir auxiliaire pénètre dans le cylindre de frein. La pression croissante dans le cylindre s'exerce sur le piston E et à un certain moment, par l'intermédiaire du balancier, de la tige J, le ressort R₁ se comprime et la soupape F descend. Elle s'arrête sur son siège et interrompt l'alimentation du cylindre. Dans cet état d'équilibre, le piston E s'immobilise et le cylindre de frein est ainsi isolé du réservoir auxiliaire et de l'atmosphère. Le freinage est maximum.

4° *Serrage gradué :*

Lorsque l'on effectue une légère dépression dans la conduite générale, le ressort B fait descendre le piston principal et ouvre la soupape F, la pression monte dans le cylindre et au-dessus du piston E. Quand la pression, sur ce piston va devenir légèrement supérieure à l'effort B diminué de la pression de la conduite générale sur la membrane A, il va descendre avec la soupape F jusqu'à interrompre l'alimentation du cylindre. Une nouvelle dépression renouvellera l'opération et on obtiendra ainsi la modérabilité au serrage.

La pression au cylindre atteindra sa valeur maximum lorsque la pression sur le piston E deviendra supérieure à l'effort du ressort R₁. A partir de ce moment la tige J sera soulevée, la soupape F reposera sur son siège supérieur et toute nouvelle baisse de pression dans la conduite générale restera sans effet sur la pression au cylindre.

5° *Desserrage gradué :*

Si on augmente la pression dans la conduite générale au delà de la valeur qui correspond au freinage maximum, la membrane A soulève le piston principal, la pression dans le cylindre

de frein fait descendre le piston E et celui-ci se sépare de la soupape F; le cylindre est en communication avec l'atmosphère. Dès que la pression sur le piston E devient inférieure à l'effort du ressort B, diminué de la pression dans la conduite générale sous la membrane A, le ressort B fait descendre le piston principal et par la tige J et le balancier soulève le piston E jusqu'à son contact avec la soupape F sans toutefois la soulever; l'échappement est interrompu. Chaque nouvelle augmentation de pression dans la conduite générale renouvellera l'opération et on obtiendra ainsi la modérabilité au desserrage.

Le cylindre de frein sera complètement vide lorsque la pression de régime dans la conduite générale sera rétablie.

Le desserrage peut être naturellement réalisé en une seule fois par une augmentation continue de la pression dans la conduite générale, jusqu'à l'obtention de la pression de régime.

b) Valeur de l'effort de freinage.

Soient :

x pression au cylindre;

s section du piston E;

S section du piston A;

p pression dans conduite automatique;

R effort du ressort B (par construction $R = S \times 5 \text{ kg}$).

L'équation d'équilibre est :

$$S(5 - p) \times a = s \cdot x \cdot b$$

$$\text{d'où } x = (5 - p) \times \frac{S}{s} \times \frac{a}{b}$$

La pression au cylindre est donc proportionnelle à la dépression dans la conduite $(5 - p)$, au rapport constant $\frac{S}{s}$ d'adaptation de la dépression dans la conduite à la pression au cylindre et au rapport variable $\frac{a}{b}$ qui permet le réglage.

Si l'on veut que x_1 soit la pression maximum à obtenir au cylindre il faut que le ressort R fléchisse sous cette valeur, c'est-à-dire que l'on ait :

$$R \times a = x_1 \times s \times b$$

$$R = x_1 \cdot s \times \frac{b}{a}$$

Or x_1 doit être obtenu lorsque la dépression dans la conduite atteint 1,7 kg environ; l'équation d'équilibre donne donc :

$$x_1 = 1,7 \times \frac{S}{s} \times \frac{a}{b}$$

On déduit finalement

$$R = 1,7 S$$

c) Réglage.

Pour faire varier le rapport $\frac{a}{b}$ il suffit de tourner le levier L dans le sens convenable.

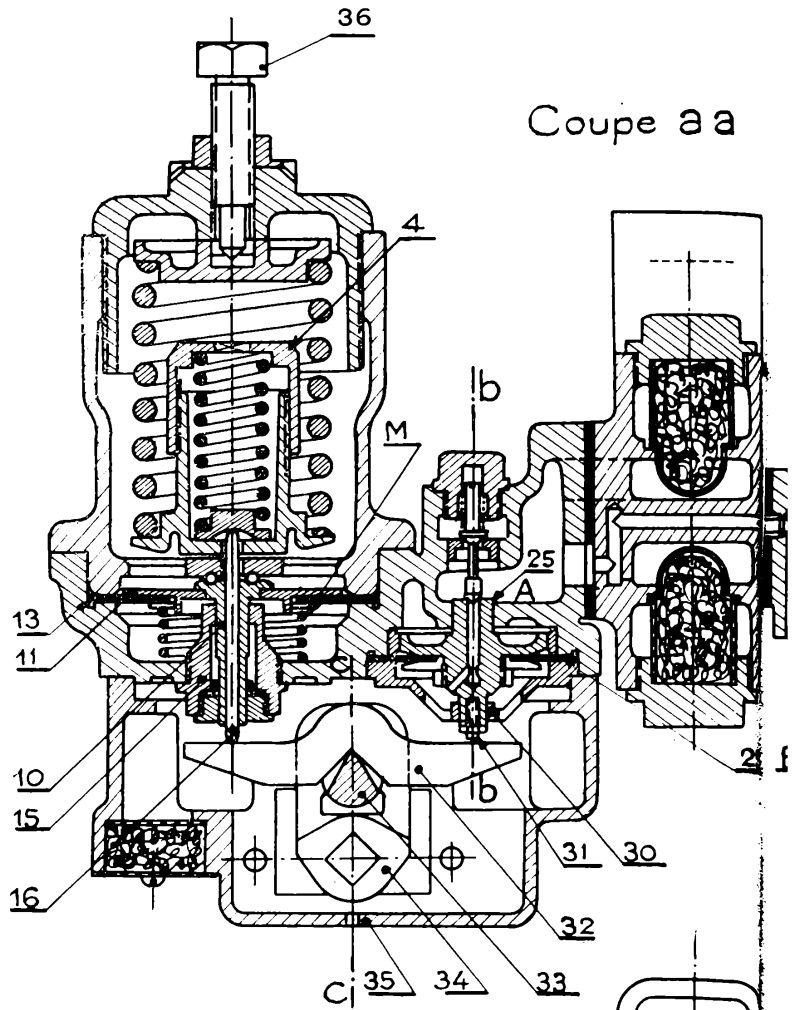
On déplace ainsi le point d'oscillation D.

Ce déplacement peut s'effectuer au montage ou après les premiers essais et l'on peut ainsi régler la pression de freinage à la valeur exacte qui convient.

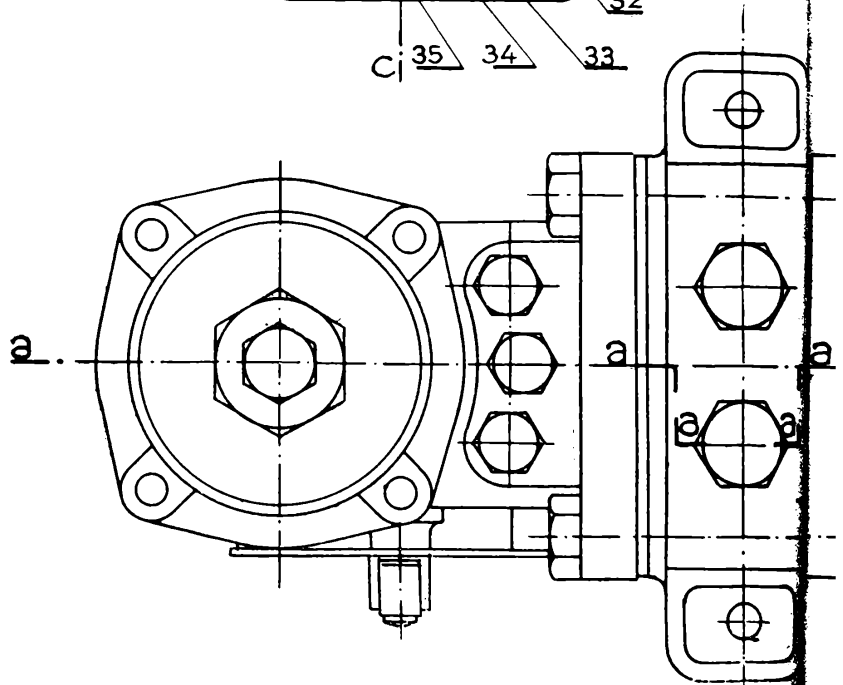
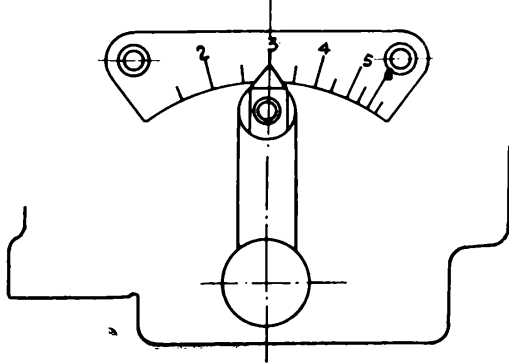
Ce déplacement peut aussi être commandé automatiquement par un dispositif tenant compte de l'abaissement du châssis sous la charge.

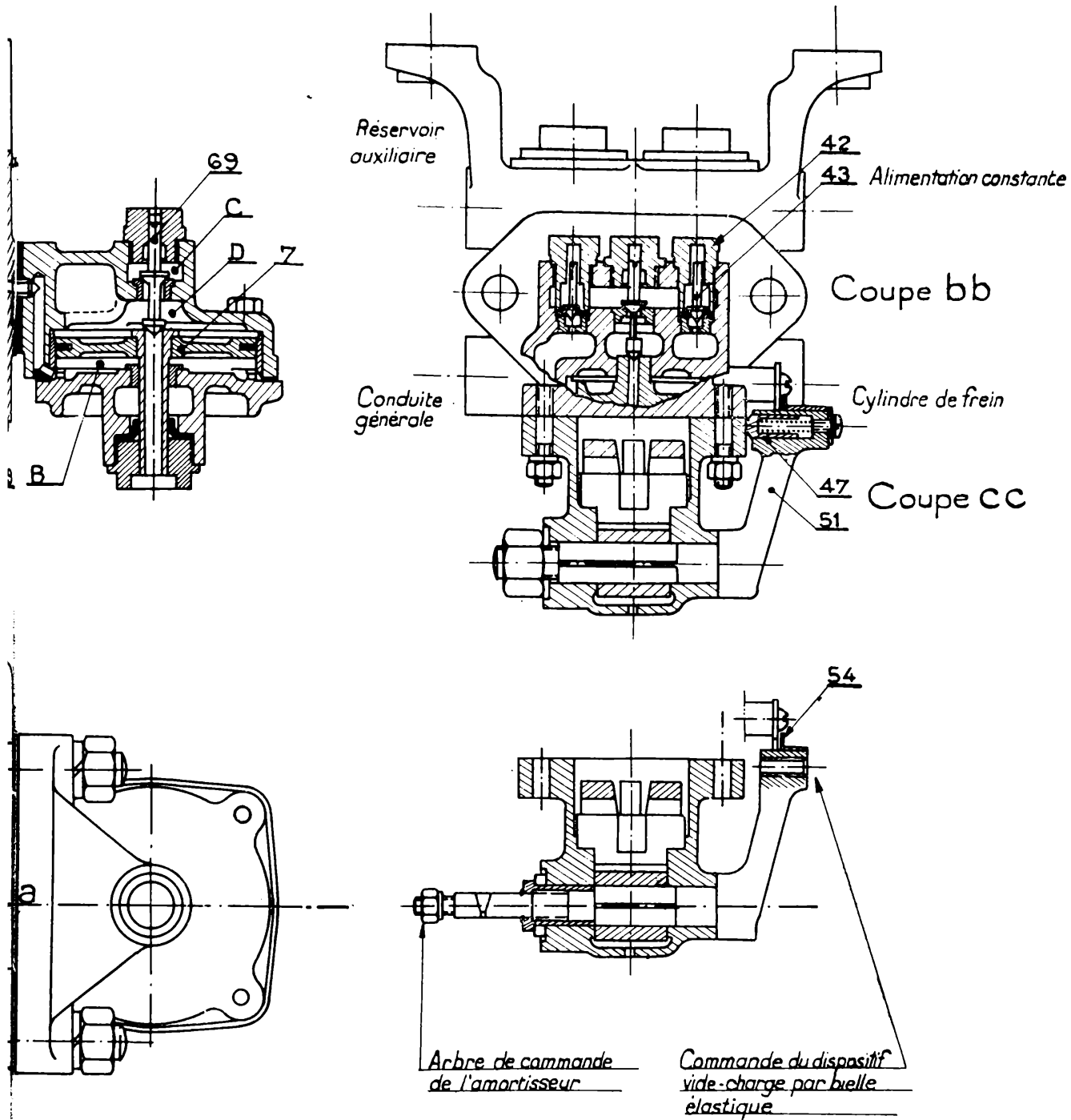
Aucun jeu appréciable n'est toléré entre chape et levier.

Coupe a a



Pression maximum au
cylindre suivant la position du
levier





Réglage de l'équipement mobile à l'atelier.

1° *Côté petit piston* (voir fig. 62).

Maintenir le clapet rep. 24 sur son siège d'admission.

Appuyer légèrement le piston sur son siège d'échappement.

Prendre la cote de la face I à l'extrémité du grain repère 31. Cette cote (a) doit avoir pour valeur :
A — 0,5 mm (tolérance A - 0,4 mm).

A est mesuré comme indiqué figure 63.

Pour obtenir le réglage désiré, on calera proprement, à l'aide de clinquant, le grain de butée rep. 31.

2° *Côté grand piston.*

Préalablement, faire le montage complet de la boîte à ressort.

Serrer moyennement le ressort principal.

Prendre la cote (b) de la face I à l'extrémité de la tige (fig. 62).

Elle devra avoir pour valeur : A + 2 mm (tolérance A + 1,9 mm).

Pour obtenir cette valeur, on agira sur la tige.

Ces deux réglages étant opérés, remonter le corps inférieur.

Réglage du ressort limiteur de pression aux cylindres à l'atelier.

Mettre le levier à une pression quelconque indiquée sur la plaque indicatrice de pression.

Préalablement, serrer le capuchon rep. 14 (fig. 61) à environ la moitié de la longueur du filetage.

Faire un serrage complet. Vérifier la pression aux cylindres.

Elle doit être la même que celle marquée en face de l'index (54). Sinon, serrer ou desserrer le capuchon jusqu'à ce que l'on obtienne la pression désirée.

Réglage du ressort principal à l'atelier.

Régler la vis rep. 36 pour obtenir le déblocage à 4,800 hpz, la conduite générale étant à 5 hpz. Le levier doit se trouver dans sa position médiane, c'est-à-dire ses deux bras égaux.

S'assurer par plusieurs fonctionnements successifs que le déblocage est net.

Equipement mobile.

Vérifier la cote A, le fléau étant en équilibre sur son couteau, entre l'intérieur du congé du levier et la partie travaillée du corps inférieur. La vérification s'opère à l'aide de deux pieds à coulisse de profondeur comme indiqué figure 64. La cote d'origine est indiquée sur le corps inférieur. La cote maximum autorisée est égale à la cote d'origine + 2 mm.

d) Sensibilité et inépuisabilité.

Les pressions dans les différentes capacités du frein sont :

— réservoir principal et conduite principale : 7,3 à 8 hpz/cm²;

— conduite générale : 5 hpz/cm²;

— réservoir auxiliaire 6,8 à 7,5 hpz/cm² (soit 0,5 hpz/cm² en dessous de la pression régnant dans la conduite principale du fait du laminage au passage de l'air par le clapet G.

Les remarques suivantes peuvent être faites concernant la sensibilité du distributeur au serrage et au desserrage et concernant l'inépuisabilité. ●

1° Pour une pression de 7,5 hpz/cm² dans le réservoir auxiliaire, la pression maximum dans le cylindre de frein est de :

— 7 hpz/cm² lorsque l'on effectue un serrage rapide, par vidange brusque de la conduite générale;

— 6,2 hpz/cm² environ, lorsqu'on atteint la pression maximum par paliers successifs d'un serrage gradué (1).

Cette différence est due au fait que, à la suite d'une vidange rapide de la conduite générale le piston principal effectue brusquement la totalité de sa course vers le bas, provoquant une haute levée de la soupape d'admission, l'interruption de l'admission d'air dans le cylindre étant alors commandée par le piston secondaire, celui-ci devra comprimer le ressort R₁ jusqu'à ce que la soupape soit revenue sur son siège.

(1) Cette pression est atteinte lorsque la pression dans la conduite tombe à 3,5 hpz/cm². Si l'on continue les dépressions le RA continue d'alimenter le cylindre, mais avec un ralentissement très sensible et la pression se stabilise finalement au cylindre à une valeur de 6,850 hpz environ. Ceci s'explique par le fait que si l'on continue de faire baisser la pression dans la conduite au-dessous de 3,5 hpz, le piston principal descend encore en comprimant le ressort R₁, ce qui provoque une augmentation correspondante de la pression au cylindre.

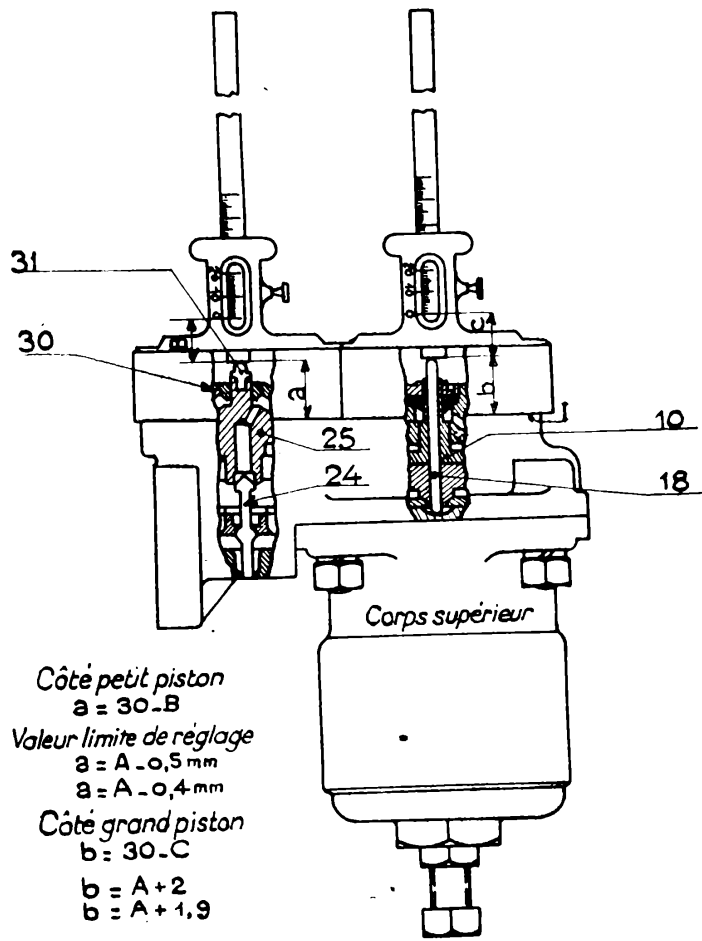


FIG. 62

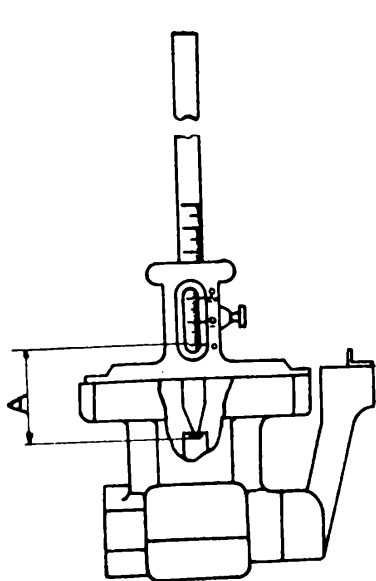


FIG. 63

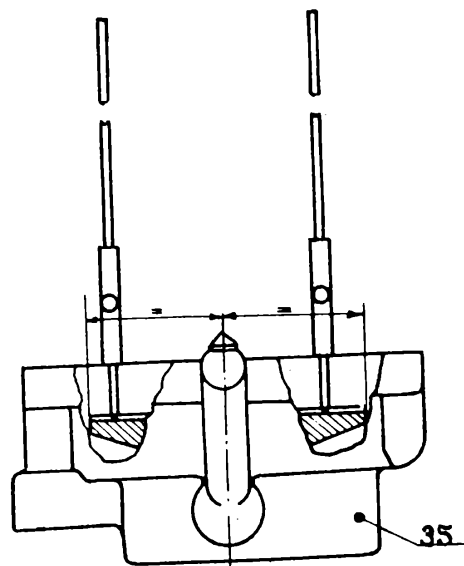


FIG. 64

Dans le serrage gradué, au contraire, l'équipage mobile, constitué par le piston principal, le balancier, le piston secondaire et la soupape d'admission se déplace peu et revient à chaque palier de modérabilité en position d'équilibre, soupape fermée.

On arrive ainsi à la limite de l'admission sans avoir de course importante à effectuer, donc, avec compression pratiquement nulle du ressort interrupteur et, de ce fait, la pression finale au cylindre de frein est légèrement plus faible.

Il est d'ailleurs facile de vérifier autrement ce phénomène en effectuant un serrage à fond par vidange lente de la conduite générale : la pression dans le cylindre de frein se limite alors à la même valeur qu'après un serrage gradué. Inversement, après plusieurs faibles dépressions dans la conduite générale, une vidange brusque donne une pression maximum dans le cylindre correspondant au serrage rapide.

Pour la position de la manette de réglage donnant la pression maximum au cylindre et à la suite d'un serrage rapide :

— le temps de remplissage du cylindre de frein est de 7,5 secondes, calculé depuis le moment où l'air commence à pénétrer dans le cylindre jusqu'à celui où la pression y atteint 95 % de sa valeur finale;

— le temps de desserrage du cylindre de frein est de 4,5 secondes, calculé depuis le début de l'échappement de l'air jusqu'au moment où la pression restant dans le cylindre est de 0,3 hpz/cm²;

2° lors d'un serrage gradué, l'air n'est admis dans le cylindre de frein que lorsque la pression dans la conduite générale atteint 4,5 hpz/cm² et le freinage maximum est obtenu pour 3,5 hpz/cm² dans la conduite générale.

Le fait qu'aucun freinage n'est obtenu tant que la pression de la conduite n'est pas tombée à 4,5 hpz/cm² provient, pour une part, de ce que le ressort moteur est réglé de telle sorte que le frein soit complètement desserré lorsque la pression de la conduite est de 4,8 hpz/cm² (1) et pour l'autre part de l'effet de quelques résistances passives de l'appareil.

Mais on peut remarquer que, par la suite, au cours du serrage gradué, l'appareil fonctionne pour des différences de pressions très faibles (de l'ordre de 0,05 hpz/cm²).

En définitive, tout le freinage effectif est réalisé avec une différence de pression de 4,5 - 3,5, soit 1 hpz/cm² dans la conduite générale.

Lors d'un serrage, la pression au RA commence d'abord par baisser légèrement (0,5 hpz/cm² environ), elle remonte ensuite pour se stabiliser au bout de 20 à 30 secondes.

Lorsque le distributeur JMR, ordinaire ou réglable, fonctionne accouplé avec un frein automatique ordinaire, c'est la conduite générale qui alimente le RA par le clapet H; le distributeur conserve ses avantages : de modérabilité, de compenser automatiquement les fuites du cylindre et d'admettre au cylindre une pression indépendante de la course du piston. Toutefois, le maximum de cette pression est plus faible puisqu'il est déterminé par la pression d'équilibre et de détente entre le RA et le cylindre et les deux derniers avantages ne durent qu'autant que le permet la réserve d'air du RA où la pression n'est plus maintenue constante.

(1) Le desserrage complet serait en effet beaucoup trop long à obtenir s'il fallait attendre que la pression de régime soit complètement rétablie et il pourrait même être impossible dans le cas où la soupape d'alimentation resterait fermée pour une pression légèrement inférieure à la pression de régime, comme cela se produit fréquemment dans la pratique.

CHAPITRE V

ORGANES DIVERS ET ACCESSOIRES

1° Réservoirs d'air comprimé.

La capacité totale des réservoirs principaux en litres est comprise entre 1/2 et 3/4 du nombre mesurant le débit maximum du compresseur en *l/m* ramené à la pression atmosphérique.

La capacité des réservoirs auxiliaires dépend de celles des cylindres de frein qu'ils doivent alimenter.

Les réservoirs d'air comprimé sont cylindriques, en tôle d'acier, leurs fonds munis de sièges en vue de permettre les visites périodiques et des raccords filetés utiles.

Assemblage des fonds soudés.

Les réservoirs principaux ou auxiliaires soudés à air comprimé actuellement en service sur les autorails et les remorques du type autorail comportent des fonds soudés suivant l'un des types A, B ou C indiqués ci-après :

1° Réservoirs du type A (fig. 65 A).

Ils font l'objet de la norme NCF 20-1352. Leur fabrication est conforme aux prescriptions de l'arrêté et de la circulaire du 2 octobre 1941. Ils sont désormais les seuls approvisionnés.

2° Réservoirs du type B (fig. 65 B).

Ils comportent des fonds concaves à double courbure avec virole rabattue. Leur mode de construction n'étant pas indiqué par l'arrêté et la circulaire du 2 octobre 1941; ils sont provisoirement maintenus en service pour des questions d'encombrement et d'économie.

3° Réservoirs du type C (fig. 65 C).

Ils comportent des fonds concaves à une courbure, soudés sur la tranche. *Ils sont interdits par l'arrêté et la circulaire du 2 octobre 1941.*

Les mesures à prendre à l'occasion du premier démontage des réservoirs (1) dans les différents cas qui peuvent se présenter sont indiquées ci-après :

Premier cas : Aucune réparation à effectuer sur le réservoir et taux de fatigue au cisaillement dans la section soudée (en tenant compte de la pression maximum en service et d'un coefficient de résistance relative de la soudure par rapport à la tôle) $R \leq 3 \text{ kg/mm}^2$.

Le réservoir est à maintenir tel quel en service sans effectuer de modification (c'est le cas général des réservoirs auxiliaires de petit diamètre et à faible pression).

Deuxième cas : Aucune réparation à effectuer sur le réservoir et taux de fatigue au cisaillement dans la région soudée $R > 3 \text{ kg/mm}^2$.

Les réservoirs ne peuvent être maintenus en service qu'après modification suivant l'un des trois procédés suivants :

(1) Pour épreuve du réservoir, ou à l'occasion d'une grande réparation du véhicule (RG, RI, GE et tous les levages effectués par les Ateliers et dépôts).

a) *Assemblage par rivetage* (fig. 65 D).

Les réservoirs dont les fonds ont un bord tombé formant emboîtement cylindrique d'une longueur A au moins égale à 20 mm sont renforcés par une ligne de rivets à tête ronde.

b) *Modification suivant le type A normalisé.*

Ce procédé est à appliquer dans tous les cas où l'assemblage par rivetage n'est pas possible et si l'encombrement le permet.

On doit démonter les fonds existants et les remplacer par des fonds neufs emboutis suivant la norme

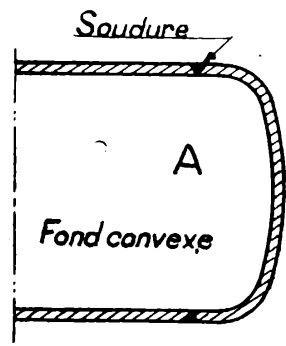


FIG. 65.A

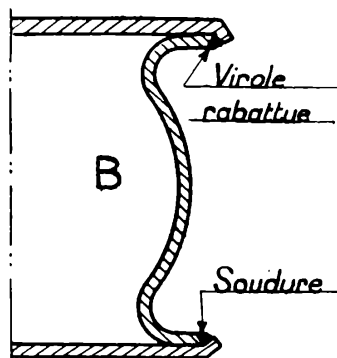


FIG. 65 B

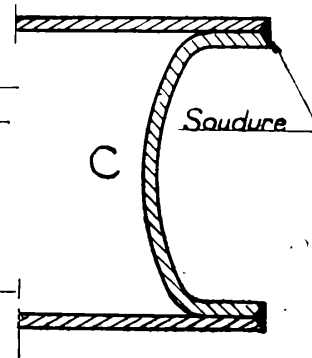


FIG. 65 C

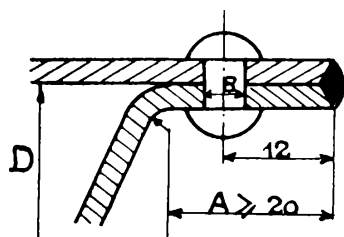


FIG. 65 D

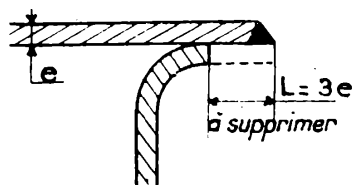


FIG. 65 E

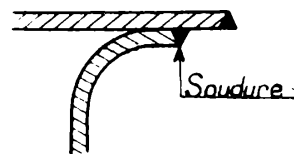


FIG. 65 F

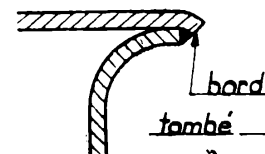


FIG. 65 G

NCF 20-1352, de manière que la capacité des réservoirs soit sensiblement la même qu'avant la modification.

c) *Assemblage par soudure renforcée d'un bord tombé.*

Cette dernière solution ne devra être appliquée que si les procédés (a) et (b) ne peuvent être retenus, notamment pour des questions d'encombrement.

— réduire la longueur de l'emboîtement cylindrique d'une longueur L égale à trois fois l'épaisseur (c) de la tôle de la virole (fig. 65 E).

— Arrêter le fond par 4 points de soudure légers (fig. 65 F).

— Croquer le bord vers l'intérieur (fig. 65 G) par chaudières au chalumeau.

— Enfin, terminer la soudure du fond.

Troisième cas : Le réservoir doit être réparé.

Il doit être remplacé par un réservoir à fonds convexe soudés suivant le type A normalisé.

Tous les réservoirs modifiés sont soumis à une épreuve hydraulique à la pression de 14 hpz.

Lors de cette épreuve il y a lieu de veiller à l'application des articles 6 et 7 de l'arrêté du 2 octobre 1941 et en particulier à l'exploration des lignes de soudure avec un marteau de masse appropriée.

2^o Conduites d'air.

a) Tuyauteries.

Les tuyauteries sont montées comme sur le matériel normal de chemin de fer mais, comme l'effet de frottement par suite de la dilatation est peu sensible en raison des faibles longueurs, on a pu employer concurremment des tuyaux de 3/4 de pouce et même 1/2 pouce. En outre, l'emploi de raccords en fonte malléable type AFY ou GF (dont la gamme est très étendue) ce qui facilite les montages a été généralisée sans ennui appréciable.

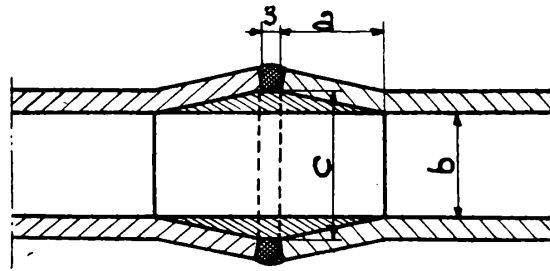
Les extrémités des tuyauteries métalliques sont filetées coniques pour recevoir le raccord.

Il n'est toléré d'autres points bas que ceux constitués par les réservoirs, poches de vidange, déshuileurs. En particulier, aucune tuyauterie ne doit former siphon. Une pente légère est prévue sur les tuyauteries de grande longueur dans le sens approprié.

La réparation par soudure autogène des tuyauteries peut être pratiquée à quelque place que ce soit sous réserve de s'entourer des garanties ci-après :

— les bavures ou bourrelets intérieurs qui risquent de se former et d'obstruer la tuyauterie doivent pouvoir être enlevés à l'outil;

— interdiction de procéder à la soudure sur place lorsque les tuyauteries étant mal formées, l'ouvrier est tenté de se servir d'un levier pour mettre leurs extrémités en concordance, il existe alors une certaine tension qui favorise la



REPÈRES	COTES			Poids
	a	b	c	
1	15	15	21	0,024
2	20	26	34	0,068
3	17	21	27	0,032

FIG. 66

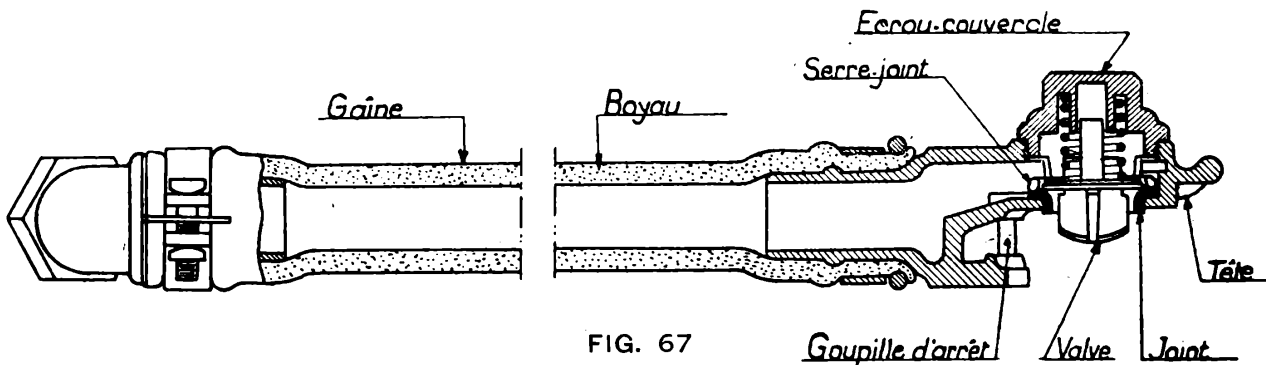


FIG. 67

rupture. A défaut de la soudure simple on peut avantageusement utiliser le procédé de soudure « Sulzer » avec bague à l'intérieur (fig. 66).

b) Accouplements (fig. 67).

Ils servent à assurer, lorsqu'ils sont réunis, une liaison souple entre les conduites de deux véhicules. Un accouplement se compose d'un boyau en caoutchouc gainé sur lequel est fixé

à une extrémité un raccord fileté, droit ou cintré, se vissant sur le robinet d'arrêt, à l'autre extrémité une tête ou boîte d'accouplement qui peut s'accoupler avec la tête semblable du véhicule voisin. Un joint hermétique est formé entre elles au moyen de rondelles de caoutchouc simplement placées et collées dans un logement circulaire pratiqué dans les têtes (*fig. 68*), ces joints sont fortement appuyés l'un contre l'autre par la pression de l'air.

Pour éviter que les accouplements inutilisés restent pendants et ramassent des poussières ou s'avarient, l'extrémité libre est attachée soit à un support qui obture l'orifice de la tête, soit à une chaîne munie d'une fausse tête d'accouplement (*fig. 69*).

Les accouplements pour conduite d'application de frein direct comportent en outre une valve avec ressort (*fig. 67*). Quand les deux têtes de l'accouplement sont réunies, les deux valves se refoulent mutuellement comme il est indiqué *figure 70* laissant un libre passage à l'air et lorsque l'accouplement est découplé le ressort et l'air comprimé appuient la valve sur le point en caoutchouc empêchant l'échappement de l'air.

On réunit les accouplements en les plaçant face à face, presque à angle droit les goupilles

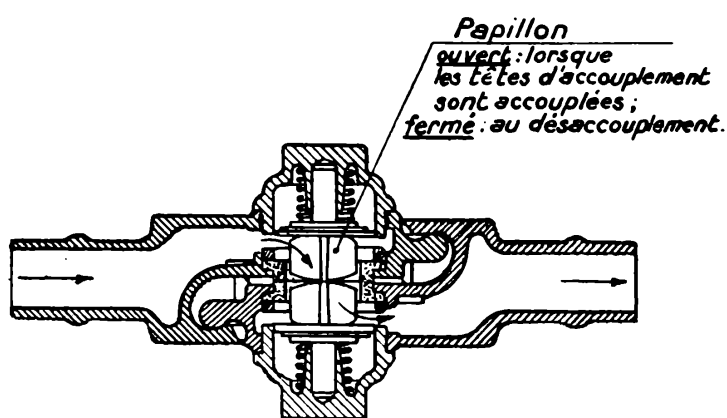


FIG. 70

d'arrêt en bas, puis on fait rentrer les valves et en tournant, la saillie de l'un rentre dans la rainure de l'autre jusqu'à ce que les saillies butent contre les goupilles.

Les accouplements ne souffrent généralement aucun dommage d'une séparation forcée produite par une rupture d'attelage.

3^o Valves.

a) Valve de sécurité (*fig. 71*).

Le montage des organes de frein sur le châssis de certains véhicules exige l'interposition, dans les tuyauteries, de conduites flexibles. Ces dernières sont exposées aux intempéries, aux poussières; elles peuvent être en contact avec de l'huile ou du gas-oil et, comme suite aux détériorations produites par ces différentes causes, il est à craindre qu'elles ne cèdent inopinément à la pression de l'air. Une crevaison ou une rupture brusque provoque alors une fuite d'air qui peut rendre le frein inefficace.

La valve de sécurité limite les effets de ces accidents, par ailleurs cet appareil est un contrôleur de débit. Lorsque sous l'effet d'une forte fuite, les pressions ne peuvent s'égaliser

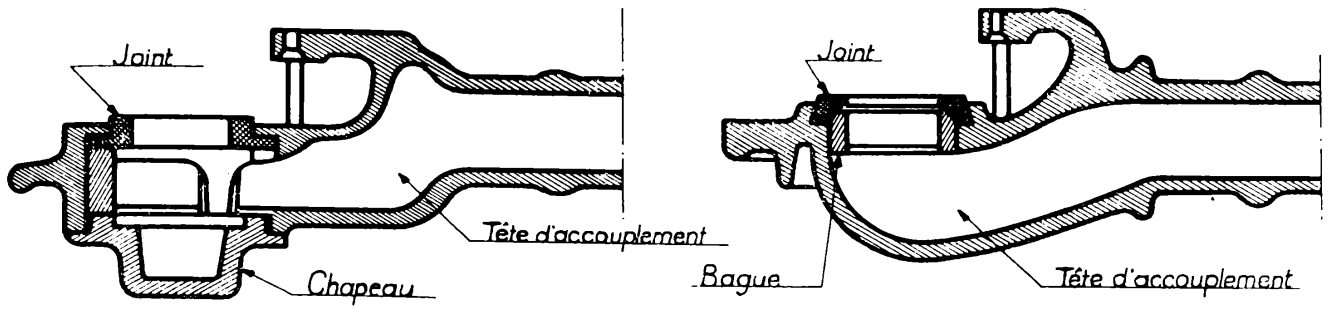


FIG. 68

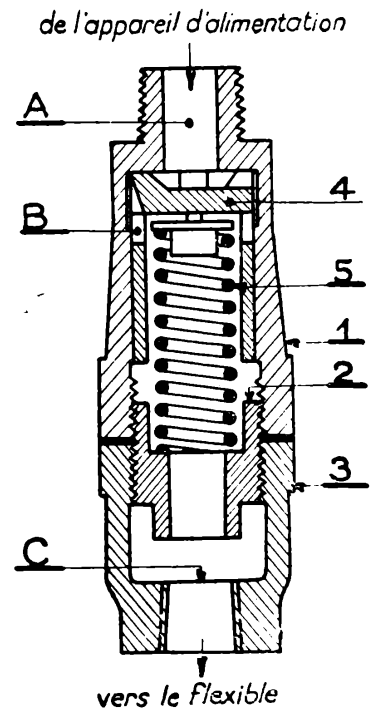
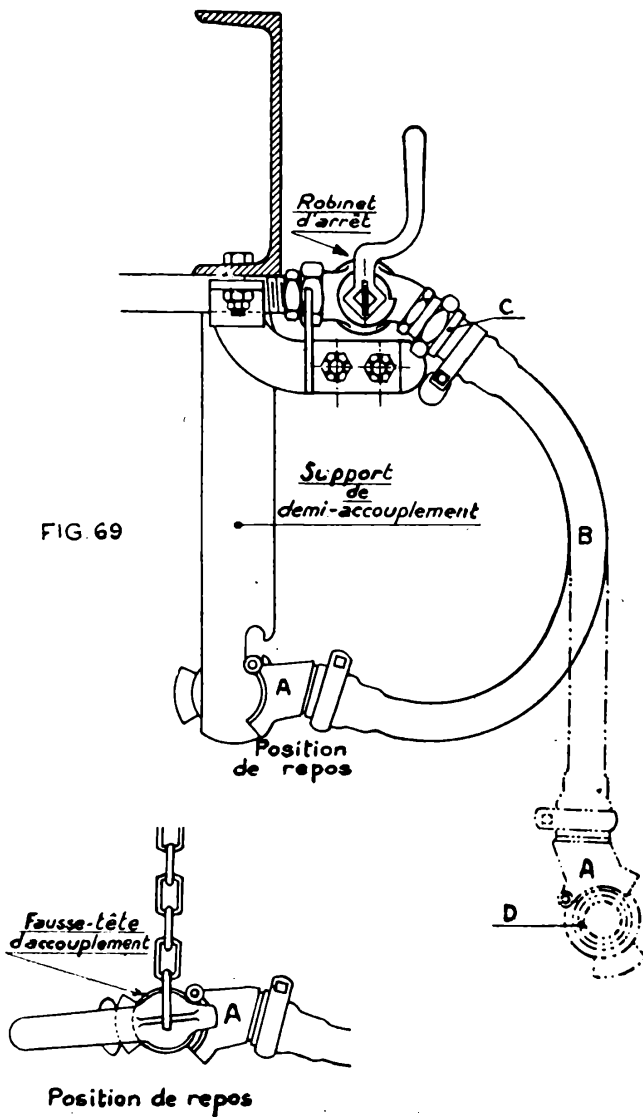


FIG. 71

rapidement de part et d'autre de la valve, celle-ci se ferme et arrête le passage de l'air; la pression peut alors atteindre, dans les autres appareils, la valeur nécessaire à leur bon fonctionnement.

La valve de sécurité peut ainsi servir à l'alimentation directe de la conduite automatique ou de la conduite des servitudes par le réservoir principal, à l'alimentation des organes d'application du frein par le distributeur : montée par exemple entre valve d'application et vase à diaphragme (Michelines) où elle joue en outre le rôle supplémentaire d'assurer la progressivité du freinage.

La valve comprend un corps (1) dans lequel peut se mouvoir un piston (4). Ce piston est repoussé vers l'extrémité supérieure du corps (1) par un ressort (5) dont un bouchon (2), vissé dans le corps (1), permet de régler la tension. Le bouchon (2) est maintenu dans sa position par un chapeau (3) formant contre-écrou de blocage. Des orifices (B), percés dans le piston (4), viennent, en position normale de ce dernier, déboucher dans un évidement annulaire ménagé dans le corps (1), mettant ainsi en communication le raccord d'entrée (A) et le raccord de sortie (C) de la valve.

Lorsque le raccord (C) est branché sur une capacité étanche, la section des passages (B) est telle que la pression d'air s'égalise rapidement sur les deux faces du piston (4) et celui-ci est ainsi maintenu par le ressort (5) dans la position représentée sur la figure, les orifices (B) largement ouverts.

Si, pour une cause quelconque, le raccord (C) est branché sur une capacité ouverte sur l'atmosphère, les pressions, de part et d'autre du piston (4), ne peuvent s'égaliser; lorsque cette différence de pression est suffisante pour vaincre l'effort du ressort (5), le piston (4) est repoussé vers le bas, les orifices (B) se trouvent obturés et le passage de l'air allant de (A) en (C) est supprimé; la pression peut alors s'élever en (A) à la valeur nécessaire pour assurer le bon fonctionnement des autres appareils d'utilisation.

Pour régler l'appareil, démonter le chapeau (3), visser le raccord (A) du corps (1) sur la tuyauterie à protéger, puis provoquer un envoi d'air dans cette conduite; la valve doit se fermer après avoir laissé échapper une bouffée d'air.

Si la valve ne se ferme pas, dévisser le bouchon (2) de manière à diminuer la tension du ressort (5).

Si la valve ne laisse pas échapper une bouffée d'air avant sa fermeture, visser le bouchon (2) de manière à augmenter la tension du ressort (5).

b) Valve de retenue régulateur de prise d'air (fig. 72).

Cet appareil a pour objet :

1° d'autoriser l'entrée de l'air au réservoir des servitudes seulement lorsque la pression au réservoir principal est supérieure à celle qui est nécessaire pour assurer le bon fonctionnement des appareils de frein. Dans le cas du frein automatique, cette pression doit toujours être supérieure à celle de la conduite générale;

2° de permettre ainsi l'utilisation des avertisseurs ou des sablières, suivant les exigences du service, sans apporter aucune perturbation dans le freinage;

3° de donner, en cas de baisse anormale au réservoir principal, la possibilité à l'air emmagasiné dans le réservoir spécial, de faire retour au réservoir principal.

La valve de retenue comprend :

— un corps (7), percé d'un orifice (A) qui met en communication la chambre (D) avec la chambre (E) et dont la partie supérieure forme le logement du clapet de retenue (5), maintenu sur son siège par le ressort (6) et le chapeau guide (8);

— une boîte (14), qui renferme le dispositif de réglage; elle se visse dans le corps (7), maintenant à sa place, à l'aide du support (11), l'équipage mobile composé du diaphragme (1), de sa tige (15), du clapet (2) guidé par l'écrou (9) et maintenu par le ressort (12);

— un dispositif de réglage, composé du ressort (3) et de l'écrou (4), qui se visse dans la boîte (14). L'écrou (4) est immobilisé à l'aide du couvercle (13), lorsque le réglage de la valve de retenue est réalisé.

L'air venant du réservoir principal, entre dans la chambre (D) par le raccord (B) et agit sur le diaphragme (1), dont le clapet (2) est solidaire. Les mouvements de ce diaphragme commandent, par l'intermédiaire du clapet (2), l'ouverture et la fermeture de l'orifice (A) et, par suite, assurent ou coupent la communication entre la chambre (D) et la chambre (E).

L'action de l'air sur le diaphragme (1) est équilibrée par un ressort antagoniste (3) dont on peut faire varier la tension au moyen de l'écrou (4), de façon à obtenir l'entrée de l'air, au réservoir spécial, à la pression que l'on désire,

De plus, dans le cas où la pression dans le réservoir spécial viendrait à être sensiblement

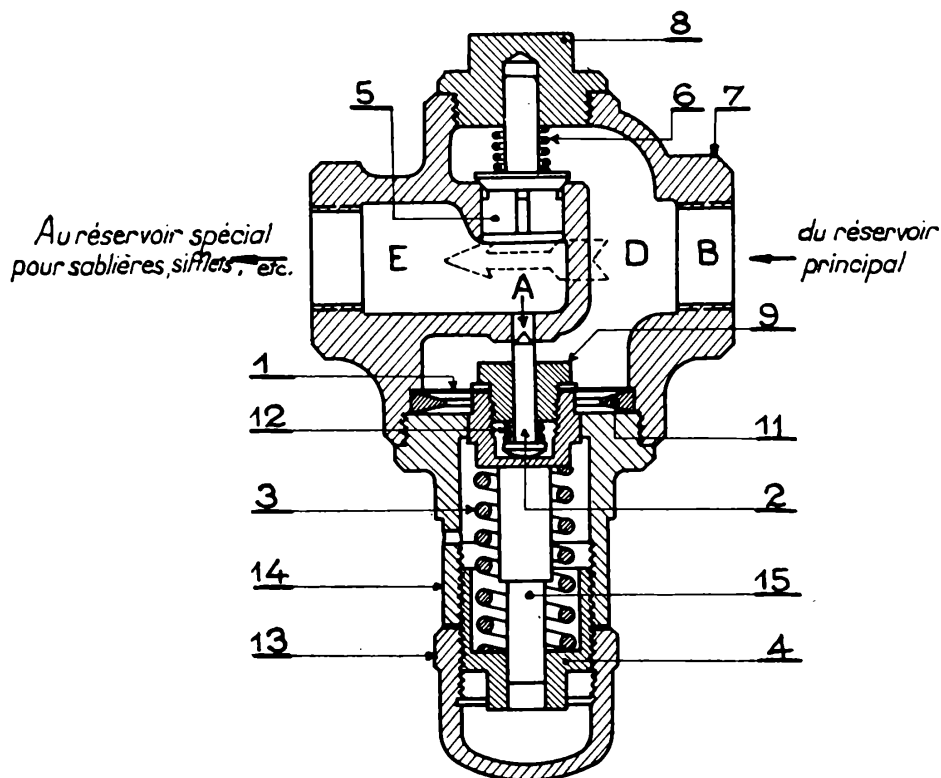


FIG. 72

supérieure à celle du réservoir principal, le clapet (5) peut se soulever de façon à établir une large communication entre la chambre (E) et la chambre (D), permettant le retour rapide de l'air du réservoir spécial au réservoir principal.

Pour régler l'appareil, opérer comme suit :

Le compresseur étant à l'arrêt, vidanger le réservoir principal. Mettre en marche le compresseur et agir sur la vis de réglage (4), de façon à obtenir une fuite d'air au trou de vidange du réservoir spécial lorsque la pression au réservoir principal atteint 5,500 kg.

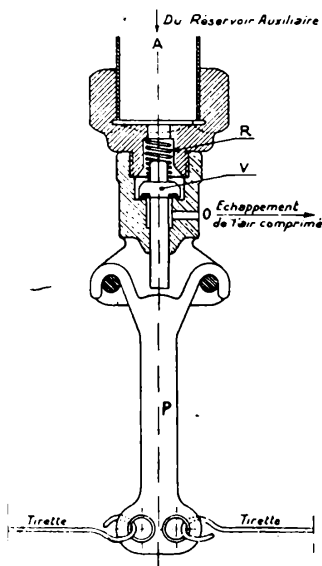
c) **Valve de purge** (fig. 73).

La valve de purge est une soupape actionnée à la main qui permet de vider partiellement ou non une capacité remplie d'air comprimé (réservoir auxiliaire ou cylindre de frein par exemple).

L'appareil comprend : un corps présentant à sa partie inférieure deux flasques percés de deux trous dans lesquels s'engagent deux goupilles. Le corps porte une ou plusieurs tubulures dont l'orientation peut être horizontale ou verticale, l'écrou-couvercle servant de guidage à la contre-tige de la valve V et au ressort R.

Le corps présente une cavité et un canal vertical dans lequel viennent se loger la valve et sa tige. La valve est pourvue d'une garniture en cuir qui repose normalement sur un siège circulaire pratiqué au fond de la cavité du corps. La valve est appliquée sur son siège par un ressort.

Une poignée P en forme de T repose, par deux crochets, sur les goupilles. Cette poignée est percée, à sa partie inférieure, de deux trous dans lesquels sont attachées deux tringles ou chaînettes, suspendues aux deux côtés du brancard de caisse à l'aide de petites brides d'attache en fil; en tirant sur ces tringles, on incline la poignée de la valve de purge dont le crochet opposé s'appuie sur l'une des goupilles, tandis que l'autre se soulève; la partie centrale de la poignée soulève la tige de la valve et l'air s'échappe par un orifice pratiqué dans le corps, au-dessous du clapet.



Valve de purge

FIG. 73

Dès qu'on cesse de tirer sur la poignée, la valve se referme sous l'action de son ressort et de la pression de l'air.

d). Double-valve d'arrêt de séparation des freins direct et automatique (fig. 74).

Cet appareil interposé sur la conduite du cylindre de frein a pour rôle d'isoler complètement l'un des freins en cas d'usage de l'autre.

La double-valve se compose d'un piston P coulissant dans un fourreau E. Des trous (t) percés dans le fourreau communiquent avec le cylindre, le raccord C avec la triple-valve, le raccord D avec la conduite de frein direct.

Si le serrage est effectué au frein automatique, l'air venant de C pousse P vers la gauche fermant ainsi l'orifice d'arrivée de la conduite d'application. Si le serrage est effectué au frein direct l'air venant de D pousse P vers la droite fermant l'orifice d'arrivée de la conduite automatique.

Si le serrage est effectué aux deux freins, c'est celui envoyant la pression maximum au cylindre qui agit.

Au desserrage, l'air suit le chemin inverse.

e) Double-valve d'arrêt N° 19 (fig. 75).

La double-valve d'arrêt N° 19, combinée avec deux robinets de mécanicien pour frein direct sur les autorails à deux postes de conduite assure automatiquement l'isolement du poste que quitte le conducteur, lors d'un changement du sens de marche, et cela simplement par l'enlèvement de la poignée du robinet abandonné

La double-valve comporte un corps (1) dans lequel un fourreau (3) est assujéti entre deux joints (2) et (7), le serrage sur ces joints étant obtenu par un chapeau (8) fixé au corps (1) par trois vis.

Le fourreau (3) divise le corps (1) en trois chambres (D), (E), (F).

Les chambres extrêmes (D), (F), contiennent des clapets (4) qui sont rendus solidaires par une tige-guide (6) à laquelle ils sont fixés par des écrous.

Le corps (1) est assemblé par des raccords fixes à deux tuyauteries aboutissant en (B) et (C).

Un raccord mobile (12) facilite l'assemblage de l'ensemble à une troisième tuyauterie aboutissant en (A).

Le raccord (A) est relié à la conduite de frein direct venant du robinet d'un des postes de conduite.

Le raccord (B) est relié à la conduite du frein direct venant du robinet de l'autre poste de conduite.

Le raccord (C) est relié aux appareils d'utilisation : cylindres de frein ou valves-relais.

Lorsque le conducteur change de poste, il enlève la poignée du robinet qu'il utilisait précédemment; dans ces conditions, la pression maximum de freinage règne en (A) et (B); le double-clapet (4) est dans une position indifférente et permet, dans la chambre (E), l'admission d'air venant soit de la chambre (D), soit de la chambre (F).

Le freinage maximum est ainsi réalisé pendant le changement de poste.

En effectuant, dans le poste qu'il occupe après changement, la manœuvre du robinet correspondant au des-

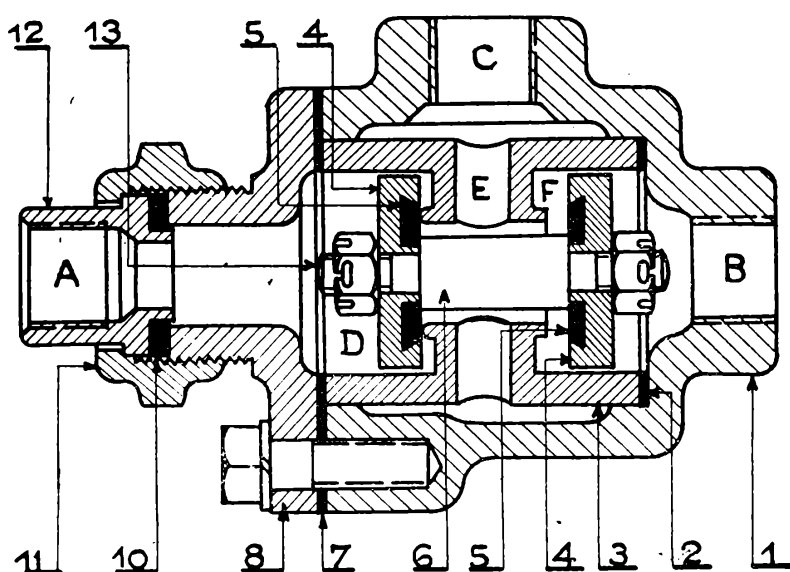
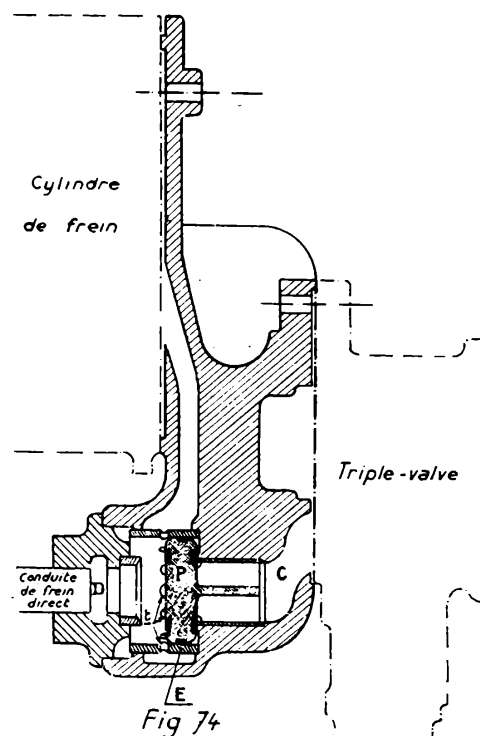


FIG. 75



Double-Valve d'arrêt
(combinée avec le fond du cylindre de frein)

serrage du frein, le mécanicien met à l'atmosphère la conduite correspondante ce qui provoque l'application du double-clapet (4) sur le siège opposé. A ce moment, la tuyauterie (E) allant aux appareils d'utilisation communique avec la conduite allant au robinet du poste occupé et les cylindres ou les valves-relais sont à l'échappement; dès lors, le régime de pression de ces appareils est réglé uniquement par le robinet du poste de commande.

4° Robinetterie.

a) Robinets d'isolement (fig. 76).

Les robinets d'isolement employés sur les autorails sont, en général, du calibre 1/2 pouce ou 1/4 de pouce (diamètre des taraudages) et du type à boisseau avec ressort.

Un robinet d'isolement se compose d'un corps en bronze, dans lequel se meut un tournant également en bronze. Sur ce tournant est fixé, à l'aide d'une goupille, une clé.

Le robinet d'isolement n'a pas de cran d'arrêt. Sur l'extrémité du carré du tournant et sur la partie de la clé s'emboîtant sur le carré, une encoche est pratiquée. Elle indique la position des orifices du tournant par rapport au corps du robinet. Le trait parallèle au conduit du corps du robinet indique que le robinet laisse passer l'air. Le trait perpendiculaire au conduit indique que le robinet est fermé.

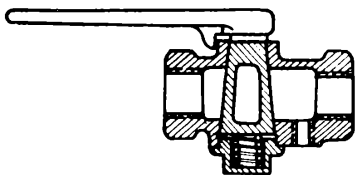


FIG. 76

Les robinets d'isolement sur bogies des manomètres donnant la pression aux réservoirs et cylindres doivent être accessibles et comporter un orifice calibré, soudé au robinet, de 1 mm de diamètre, destiné à limiter les conséquences d'une rupture de flexible.

b) Robinet d'arrêt à butée et trou de fuite (fig. 77).

Il est constitué comme le robinet d'isolement mais comporte en plus une butée qui limite à 90° la rotation de la clé et un trou de fuite qui met, en position de fermeture, le côté aval du robinet à l'atmosphère (c'est-à-dire le demi-accouplement).

Un dispositif d'enclenchement peut assurer l'immobilisation de la poignée dans l'une des positions « ouvert » ou « fermé » ou dans les deux.

c) Robinet d'arrêt à rotule type H (fig. 78).

Le robinet comprend deux parties :

— le corps (1) qui porte une tubulure destinée à recevoir le raccord du boyau d'accouplement;

— un siège (5) vissé à l'extrémité de la conduite générale.

Ces deux pièces sont assemblées au moyen des goujons (11), écrous et rondelles; elles serrent entre elles une garniture en caoutchouc (2) qui constitue le joint d'un obturateur sphérique (9).

Le corps (1) est fermé par un bouchon (3) et contient, du côté opposé, une chemise (4) formant le siège d'un clapet (6).

La poignée (10) est goupillée en (12) sur la tige du clapet (6) qui porte, sur sa face inférieure, une garniture (7) et sur sa face supérieure, un ergot (a). La tige du clapet pivote à l'intérieur de la chemise (4). L'obturateur sphérique (9) est terminé d'un côté par un axe qui peut tourner à l'intérieur de la tige (6) et il est pourvu à l'autre extrémité d'un trou ovalisé qui lui permet de tourner autour du téton du bouchon (3). L'obturateur présente, en outre, une encoche qui sert à son entraînement par l'ergot (a) du clapet.

Un ressort (8) disposé à l'intérieur de la tige du clapet, maintient l'obturateur (9) en place. La poignée (10) présente un talon glissant sur une rampe pratiquée sous la collerette du corps; elle est pourvue d'une contre-poignée (13) sur laquelle est rivé un ressort (14); le bec de cette contre-poignée vient s'engager dans des encoches pratiquées sur la face extérieure de la collerette pour les deux positions d'ouverture et de fermeture, de manière à immobiliser la poignée d'une façon sûre dans chacune de ces deux positions.

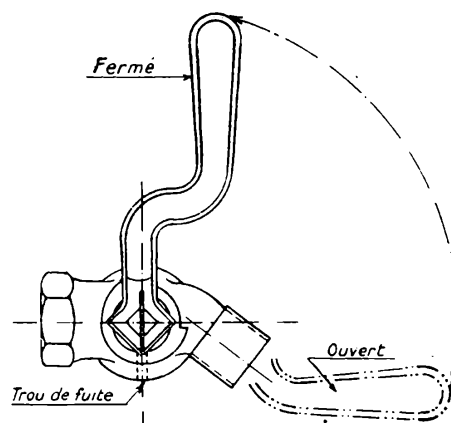
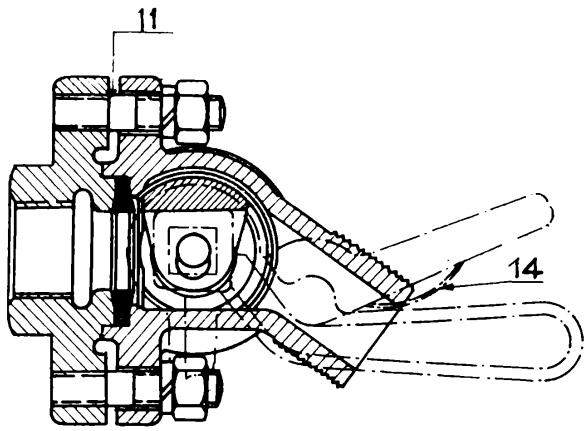
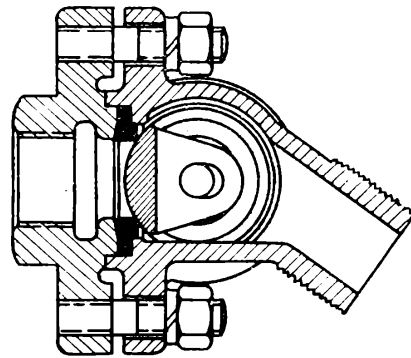


Fig. 77.

Robinet d'arrêt à boisseau.



Robinet ouvert



Robinet fermé

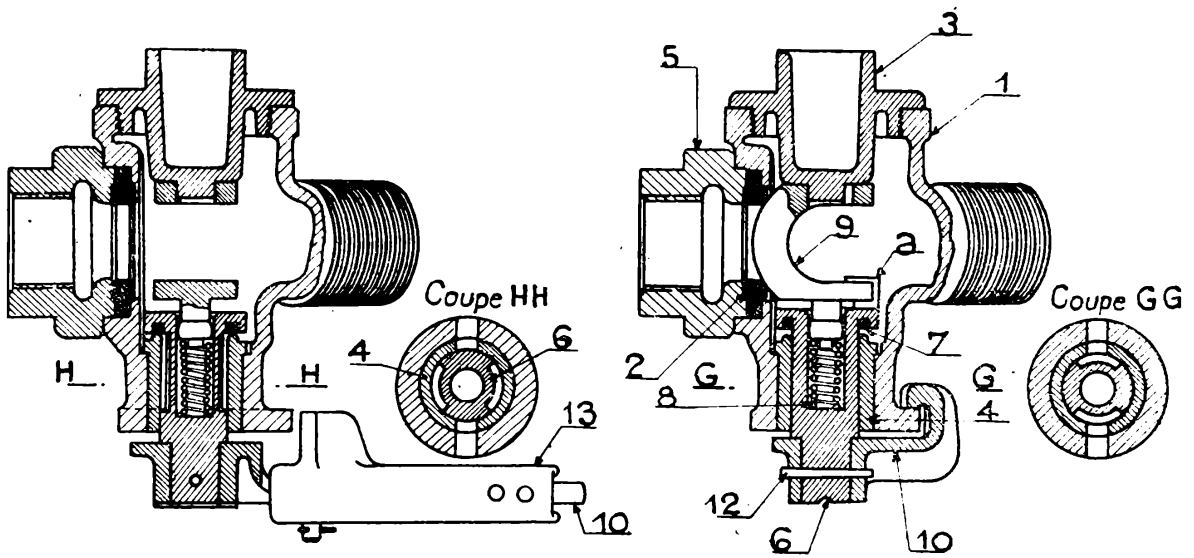


FIG. 78

Position « Ouvert ».

L'obturateur sphérique (9) s'efface dans la partie supérieure du corps. La tension initiale du ressort (8) est telle que le clapet (6) reste appliqué sur son siège, la garniture (7) assurant l'étanchéité.

Position « Fermé ».

L'obturateur sphérique (9) est en contact avec la garniture (2). Au cours de la rotation de la poignée, le talon de cette dernière a provoqué le soulèvement du clapet (6) de son siège et la compression du ressort (8); l'air contenu dans le boyau d'accouplement s'échappe à l'atmosphère, autour du clapet, par un orifice pratiqué dans la chemise (4) et le corps (1). (Voir coupes HH et GG). Cette fuite permet d'évacuer l'air des boyaux d'accouplement au moment du découplage des véhicules; elle est, dans le cas du robinet « fermé » ou « entr'ouvert », suffisamment importante pour provoquer le freinage de la partie de la rame située du côté du boyau du robinet qui se trouve dans la mauvaise position.

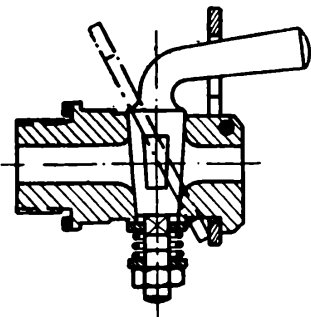


FIG. 79

d) Robinet de secours.

Le robinet de secours est semblable au robinet d'isolement.

Il est différent sur les points suivants :

1° il comporte une butée d'arrêt,

2° il est ouvert lorsque la poignée est perpendiculaire au corps du robinet.

Certains robinets de secours comportent en bout du tournant, une boîte contenant des contacts électriques. Lorsque le robinet est ouvert, ces contacts sont fermés et mettent ainsi en action une sonnerie placée dans le poste de conduite.

e) Robinets de purge (fig. 79).

Les réservoirs, déshuileurs, poches de vidange sont pourvus de robinets de purge du type à boisseau ouvert ou à ressort et dont la poignée peut être verrouillée en position de fermeture par un volet rabattable.

Définition des expressions « à droite » et « à gauche » des différents types de robinets

Le robinet est toujours considéré en position normale d'utilisation, l'observateur se plaçant du côté opposé à la fixation par rapport à l'appareil.

1° Si la poignée, en position d'ouverture, est située dans l'axe de l'appareil (cas de tous les robinets d'arrêt et de certains robinets d'isolement), le robinet est dit « à droite » ou « à gauche » selon que cette poignée, en position de fermeture, est située vers la droite ou la gauche de l'observateur.

2° Si la poignée, en position de fermeture, est située dans l'axe de l'appareil (cas de la plupart des robinets d'isolement), le robinet est dit « à droite » ou « à gauche » selon que cette poignée, en position d'ouverture, est située vers la droite ou la gauche de l'observateur.

f) Boîte d'appel (fig. 80).

Cette boîte est reliée à la conduite automatique et électriquement aux moteurs. Le clapet 1 est normalement fermé, mais en tirant la poignée de l'intérieur du compartiment on fait basculer le levier (2), que l'ergot (3) verrouille en position basse ce qui provoque et maintient d'une part l'échappement de l'air de la conduite automatique, d'autre part la coupure du courant des moteurs de traction par la mise en contact des doigts fixes et mobiles (4) et (5). L'appareil ne peut être réarmé qu'avec une clé de Berne.

5° Sablage.

La spécification technique pour la fourniture des autorails précise :

Des sablières à commande pneumatique ou électro-pneumatique permettront d'effectuer dans chaque sens de marche le sablage en amont de chaque essieu moteur et de l'essieu AV même s'il n'est pas moteur (fig. 81).

Boîte d'appel

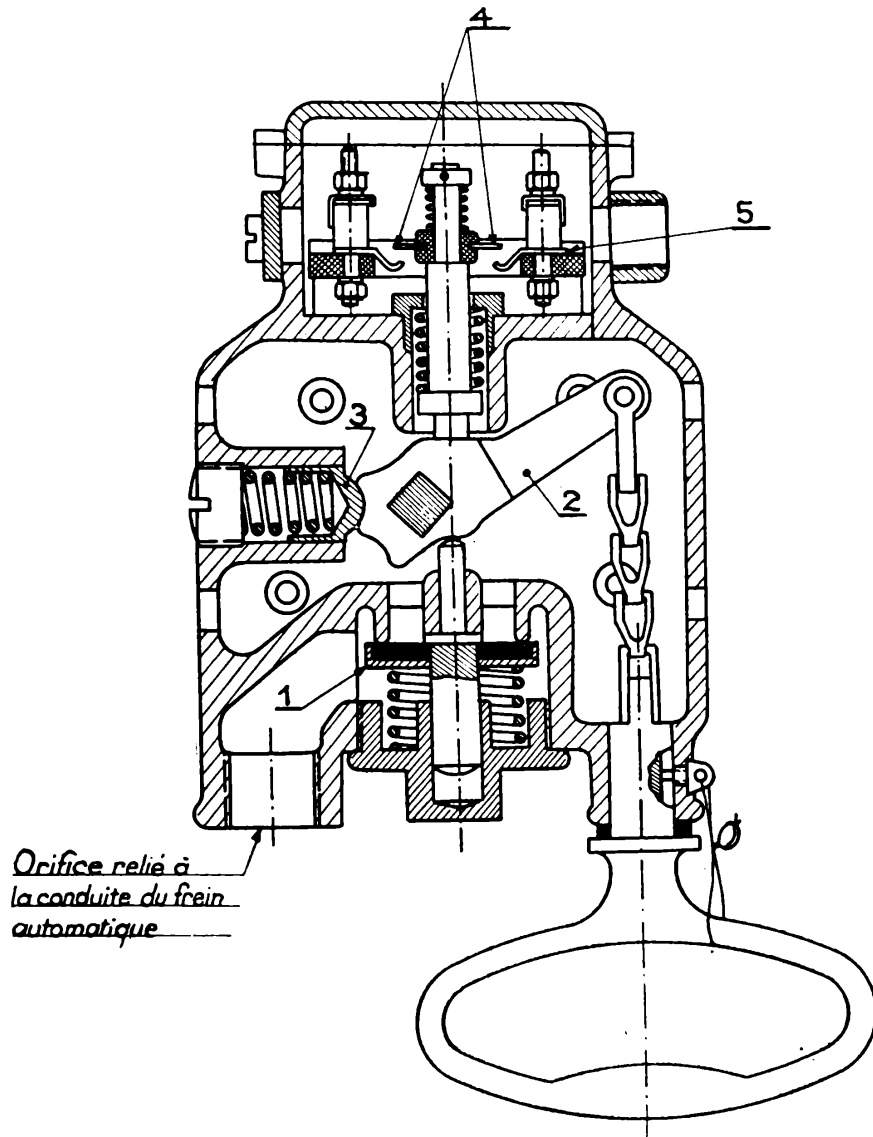
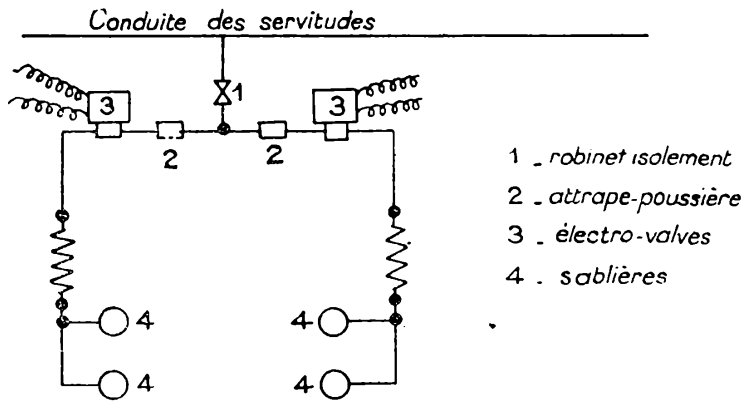
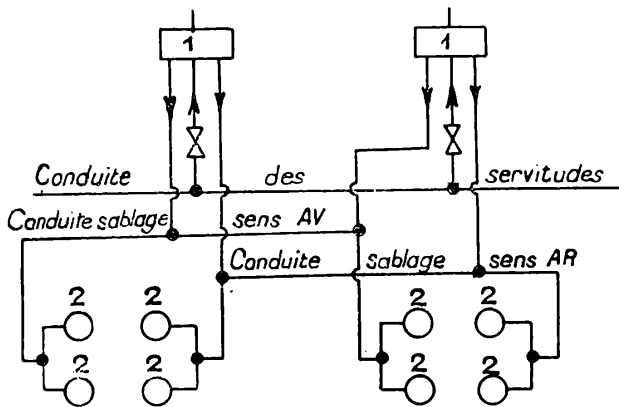


FIG. 80



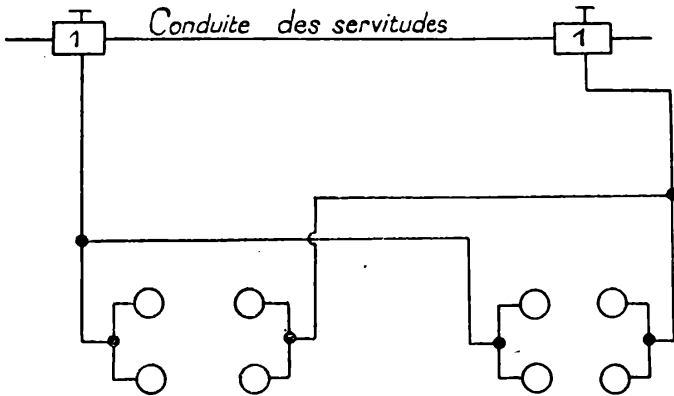
- 1 - robinet isolement
- 2 - attrape-poussière
- 3 - électro-valves
- 4 - sablières

Sablage à commande électropneumatique



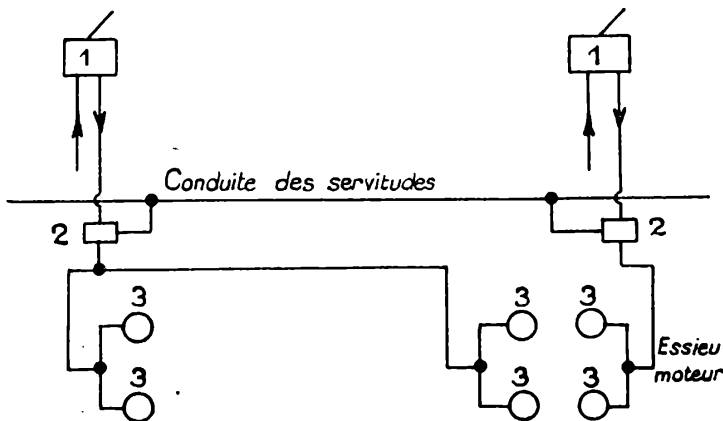
- 1 - Valve indépendante double de commande pneumatique
- 2 - Sablières

Sablage à commande pneumatique marches AV et AR



- 1 - Valve simple de commande pneumatique
- 2 - Sablières

Sablère à commande pneumatique en marche AV



- 1 - Valve simple de commande pneumatique
- 2 - Valve-relais d'application des sablières
- 3 - Sablières

Sablage à commande pneumatique avec relais en marche AV

FIG. 81

Ces sablières devront avoir un débit de sable de 4,5 l/m avec du sable sec et non argileux passé au tamis à mailles de 4 mm.

Le débit d'air de chaque distributeur devra être compris entre 15 et 25 l/m. Les pertes de charge dans les tuyauteries d'alimentation des distributeurs devront être réduites en conséquence. Au besoin, des relais et réservoirs-tampons seront placés à proximité des distributeurs si nécessaire, enfin, la commande pourra être électro-pneumatique par électro-valve type JM 14.

Les réservoirs à sable auront une capacité aussi grande que possible (minimum 25 l, maximum 70 l) et devront être à l'abri de toute pénétration d'eau (1).

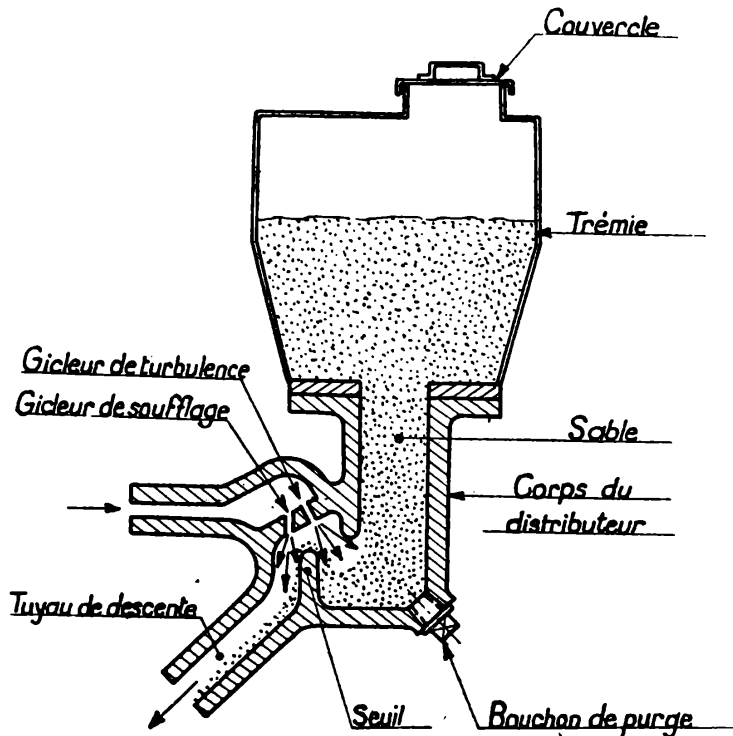


FIG. 82

Les distributeurs devront être placés assez haut pour que le tuyau de descente de sable, d'un diamètre intérieur d'au moins 25 mm, ait une longueur minimum de 200 mm et une inclinaison de 60° au moins sur l'horizontale. Ces tuyaux ne devront, en outre, présenter aucun coude brusque et devront permettre un sablage efficace même en courbe de 120 m de rayon. Ils seront de préférence en cuivre, ou si l'on emploie l'acier, ils devront être protégés contre la rouille par un émaillage intérieur.

L'extrémité du tuyau aussi rapprochée que possible du rail et de la roue se terminera par un durit débordant du tuyau de 70 mm environ et coupé par un plan horizontal à une hauteur telle qu'il soit à 15 mm au-dessus du rail dans la position de service la plus basse. Cette dis-

(1) Dans cet ordre d'idée, le remplissage pneumatique des sablières, envisagé pour d'autres raisons (rapidité par exemple) est à recommander et de nature à diminuer les risques d'incidents en cas de gelée par le fait même que ce mode de remplissage implique l'utilisation de sable convenablement séché.

Le chariot remplisseur comporte un réservoir de grande capacité, dans lequel l'air comprimé est admis à la pression de 1,5 kg par l'intermédiaire d'un détendeur et un dispositif d'arrêt instantané du départ du sable.

position a pour but d'éviter qu'à grande vitesse le sable ne tombe dans une zone de remous d'air et qu'il en reste peu sur le rail (1).

a) Distributeur type D (Jourdain-Monneret) (fig. 82).

Ce distributeur forme auget à sa partie inférieure, une cloison retenant le sable en période de repos. L'air comprimé arrive par les orifices calibrés de deux buses. Le jet d'air dirigé vers

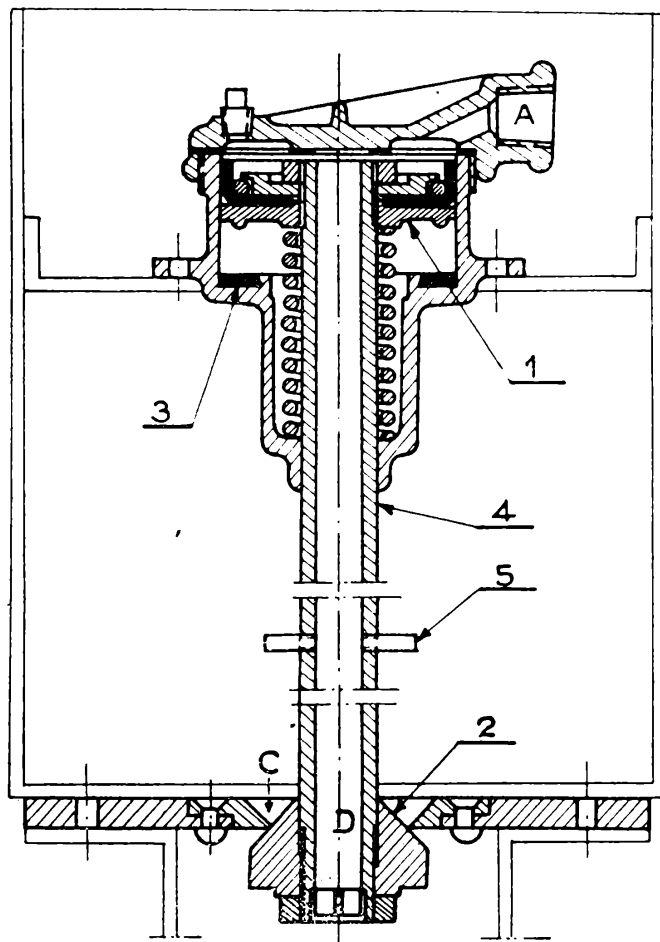


FIG. 83

l'auget y provoque la turbulence du sable qui passe par dessus la cloison. Le jet d'air dirigé vers le tuyau aide le sable à descendre et le projette sur le rail.

L'entretien comprend le nettoyage des buses qui peuvent être obstruées et celui du fond du distributeur qui peut contenir du sable humide ou de granulation trop forte.

b) Distributeur type SA (Westinghouse) (fig. 83).

Le dispositif de commande est monté à l'intérieur du bac à sable. Il se compose d'un piston 1 avec garniture ayant à son extrémité un clapet 2. Ce piston se meut dans un corps de cylindre. Il est rappelé en position de repos par ressort.

(1) On a aussi imaginé (brevet Huet) un dispositif constitué par un jeu d'écrans permettant d'obtenir derrière la roue une zone calme dans laquelle on ferait tomber le sable.

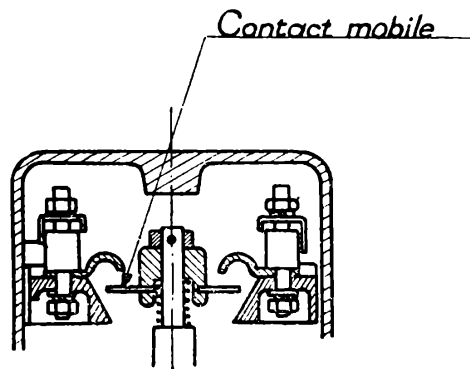
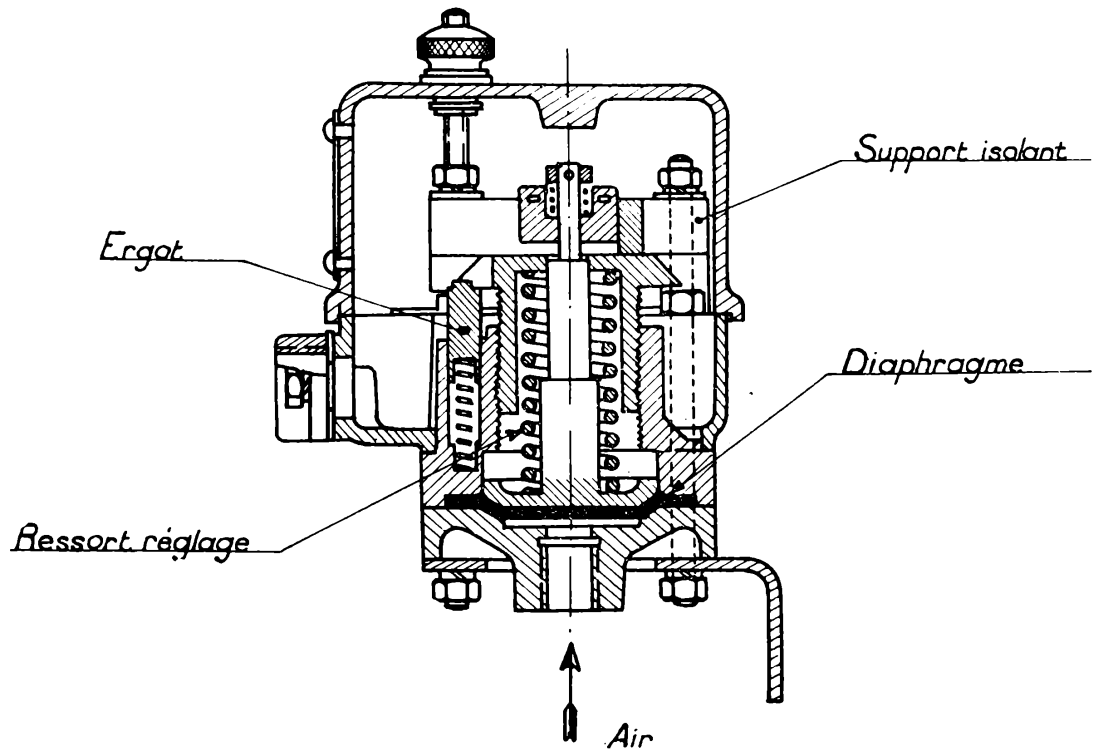


FIG. 84

L'air admis par l'organe de commande pénètre par la tubulure A, vient exercer une pression sur la surface annulaire du piston et l'abaisse jusqu'à ce qu'il repose sur le siège 3. Dans ce mouvement, le clapet 2 permet l'écoulement du sable par C du bac vers la tubulure de descente de sable sur le rail.

La tige de piston 4 comporte des ergots 5 qui ont pour but de labourer la masse de sable.

Par l'orifice D à la base de la tige creuse du piston, l'air est insufflé dans le canal de descente pour entraîner le sable.

c) Organes de commande des distributeurs de sable.

1° La *figure 85* représente une valve simple de commande pneumatique.

2° On explique chapitre VI § A 1° b le fonctionnement de la valve de sablage combinée

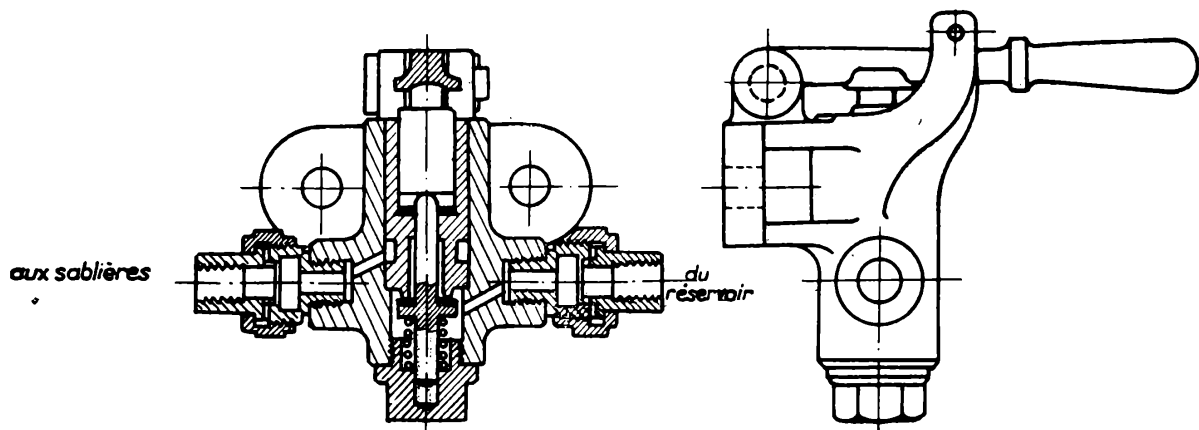


FIG. 85

avec le robinet WS et qui peut être actionnée dans toutes les positions de la poignée, soit par un levier dans la zone des serrages de service, soit automatiquement en position d'urgence.

3° Sur les bogies extrêmes des autorails à caisses multiples (Bugatti triple par exemple), la commande de sablage peut être électro-pneumatique.

L'air envoyé par la valve de commande pneumatique agit sur un relais électro-pneumatique à établissement de contact (*fig. 84*) qui, à son tour, excite une électro-valve directe, laquelle permet l'envoi de l'air de la conduite des servitudes aux distributeurs de sablage (1).

(1) Le relais représenté *figure 84* est à pression réglable. Il peut avoir d'autres utilisations que celle ci-dessus indiquée. Sur certains autorails Renault couplables par exemple, des relais sont montés aux deux extrémités de la conduite automatique. En double attelage les robinets d'accouplement de la conduite automatique étant ouverts, l'air agit sous le diaphragme, établit le contact électrique et ferme le circuit de verrouillage du poste correspondant.

CHAPITRE VI

DISPOSITIFS AUTORÉGULATEURS DE LA PRESSION AU CYLINDRE

Rappelons l'équation du freinage limité par l'adhérence :

$$Q < P \frac{\varphi}{f}$$

Les trois facteurs P , φ et f sont variables :

P avec la charge (en négligeant par ailleurs les perturbations dynamiques) indiquées chapitre I § A 2° du « Supplément » ;

φ avec la vitesse, l'état du rail et de la voie ;

f avec la vitesse et le matériau employé pour le patin.

De là, trois types principaux de dispositifs auto-régulateurs de la pression au cylindre :

— freinage proportionnel au seul facteur P ;

— freinage variant comme le seul rapport $\frac{\varphi}{f}$ en fonction de la vitesse ou suivant une valeur approchée de ce rapport ;

— désenrayeur entrant en jeu à toutes amorces de blocage des roues et limitant automatiquement Q à sa valeur maximum quelles que soient les variations des valeurs inconnues de P , φ et f .

A. -- FREINAGE PROPORTIONNEL A LA CHARGE

Le dispositif Jourdain-Monneret décrit ci-après permet d'obtenir un effort de freinage continuellement proportionnel au poids total du véhicule. Il se règle automatiquement en fonction de la flexion des ressorts de suspension ou plus exactement par l'utilisation directe de l'affaissement du poids suspendu du véhicule par rapport au poids non suspendu.

a) Description et fonctionnement.

La *figure 86* donne le schéma de montage sur autorail Renault de 150 CV d'un distributeur JMR réglable. Le distributeur et le support A du renvoi coudé sont fixés au châssis, le point fixe C à un organe rattaché à l'essieu, donc d'altitude invariable par rapport au rail.

L'abaissement sous la charge du châssis fait varier comme indiqué en trait ponctué la position des biellettes et du levier D qui détermine la pression au cylindre.

Un amortisseur hydraulique à double effet (*fig. 87*) freine puissamment et lentement l'orientation de D. Par contre, la bielle élastique E est d'une grande flexibilité et sans frottement amortisseur sensible. De ce fait, toutes les petites oscillations rapides et de grande fré-

quence qui peuvent se produire en marche entre les poids suspendu et non suspendu sont absorbées sans résistance par l'élasticité de E et elles sont sans effet sur la position de D.

Toute variation de longueur de la bielle E (fig. 88) par rapport à sa longueur moyenne pour laquelle les deux ressorts sont également tendus a pour effet de comprimer l'un d'eux

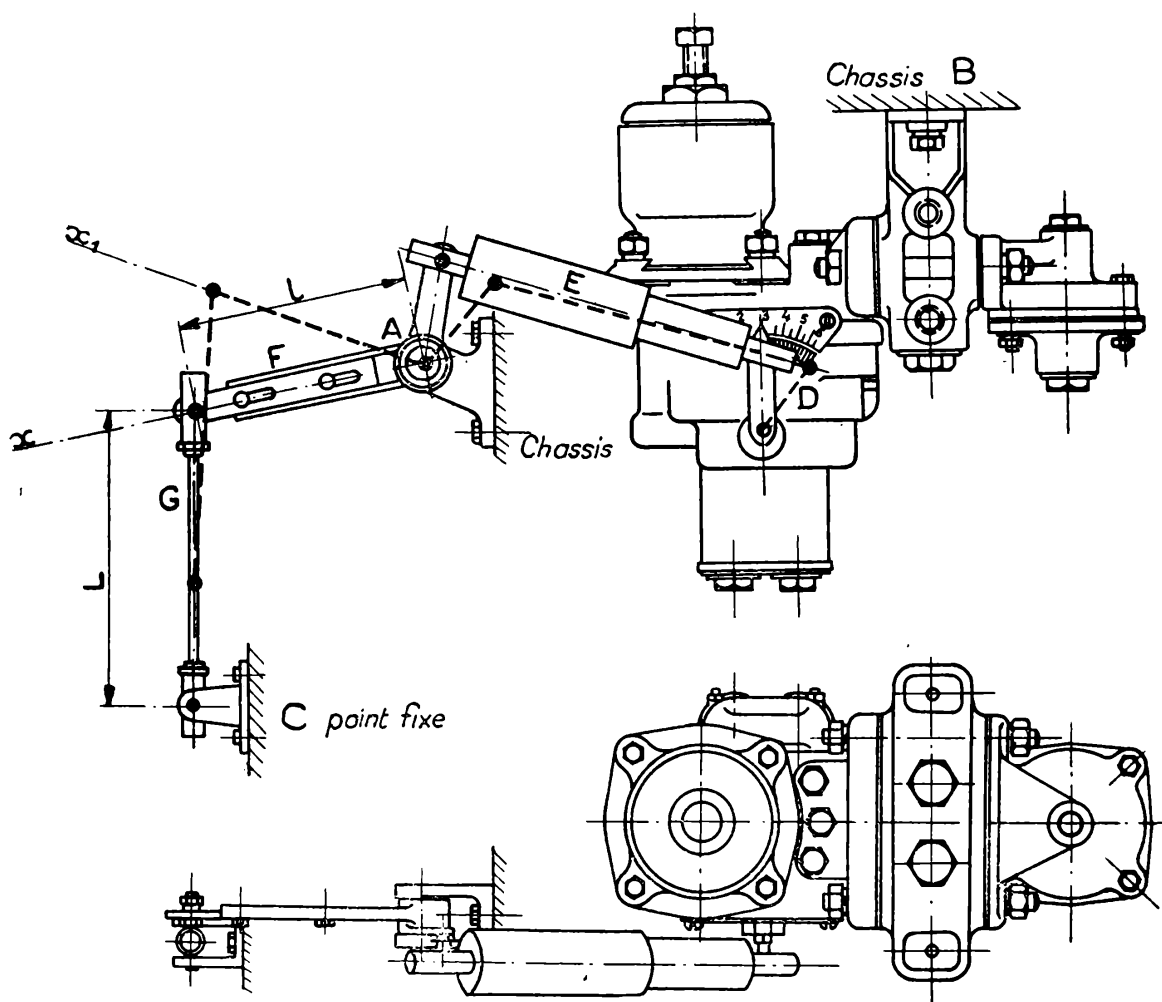


FIG. 86

sur le support central. Si la tension correspondante se maintient (par l'effet d'une variation de charge durable) elle agit à la longue sur l'amortisseur.

Dans ce dernier appareil, le liquide sous l'effet d'une oscillation du balancier est contraint de passer par le canal hélicoïdal de faible section et de grande longueur ménagé sur le pourtour du piston descendant qui comprime le liquide sous lui.

b) **Réglage** (fig. 89).

Le véhicule étant vide, placer le levier D et son index en regard du chiffre indiquant la pression correspondante. Monter la biellette élastique dont la longueur moyenne de mon-

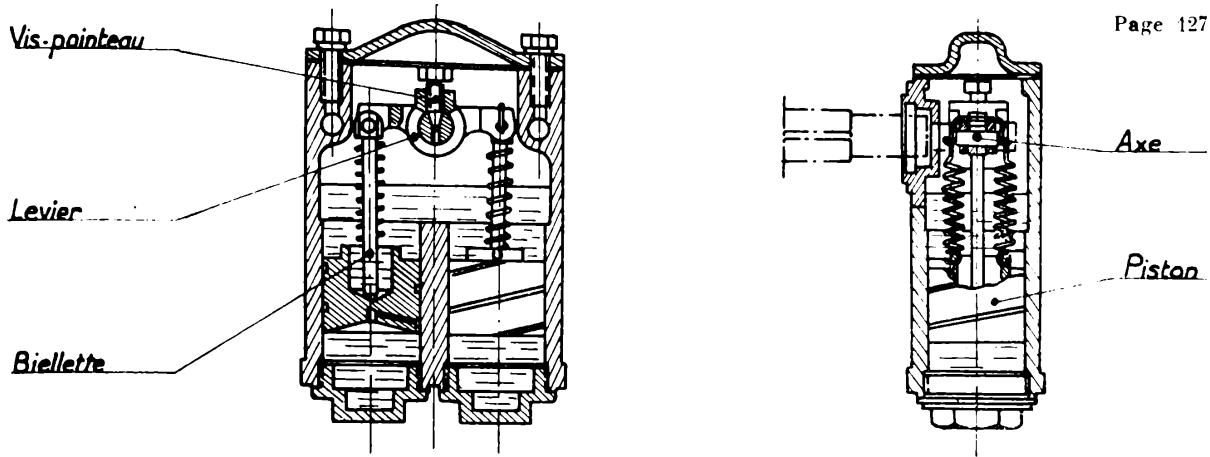


FIG. 87

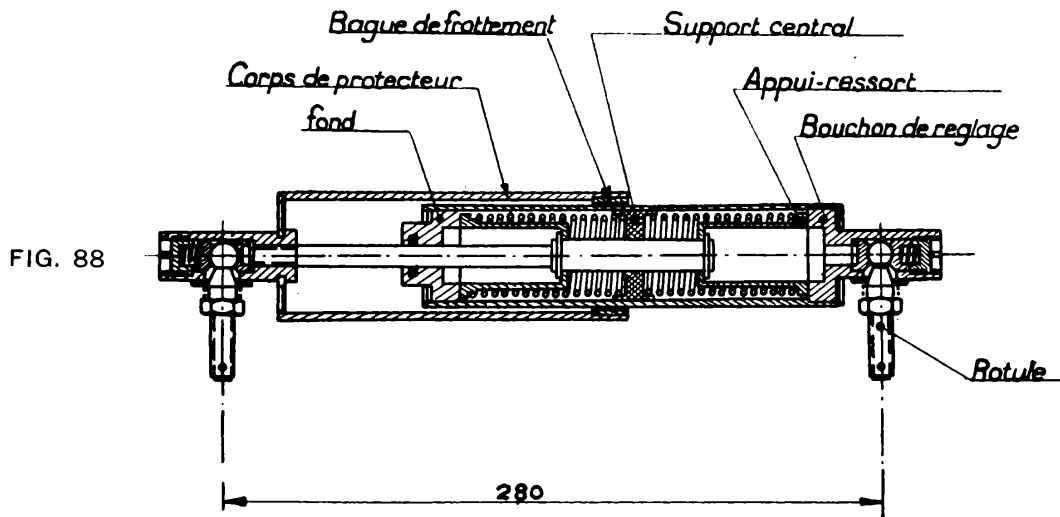


FIG. 88

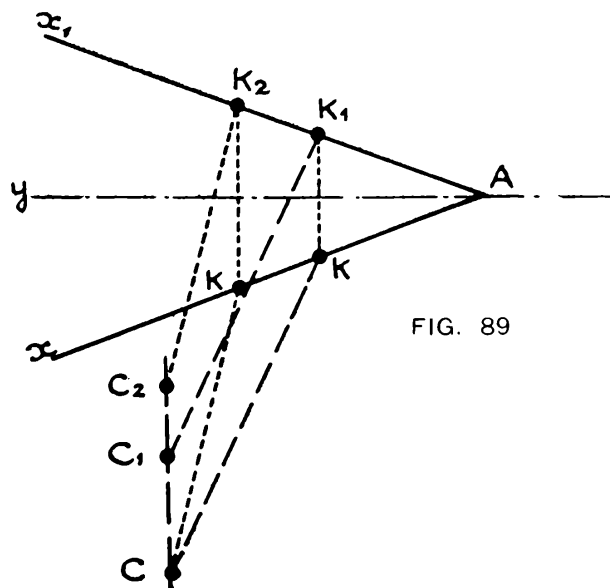


FIG. 89

tage doit être maintenue inchangée pendant l'opération ultérieure de réglage des longueurs l et L des biellettes F et G.

Les deux directions Ax et Ax_1 de la biellette F (Ax pour le véhicule vide et Ax_1 pour le véhicule en charge) sont bien déterminées et prévues au dessin de telle sorte qu'elles soient également inclinées sur l'horizontale Ay . Il en est de même de la position relative par rapport à ces droites des points fixes C et C_1 (C pour le véhicule vide et C_1 pour le véhicule en charge). Le quadrilatère CKK_1C_1 étant dans ces conditions de montage un parallélogramme, la longueur l de la biellette F est AK tel que :

$$KK_1 = CC_1 \text{ ou } KK_2 = CC_2 \text{ etc...}$$

La longueur L de la biellette G est réglée ensuite égale à CK .

B. — FREINAGE VARIANT EN FONCTION DE LA VITESSE

Nous avons vu chapitre I § A 4° du « Supplément », que la pression Q aux sabots devrait, en supposant P constant, varier en fonction de la vitesse décroissante, suivant la loi de variation de $\frac{\varphi}{f}$. Il faudrait donc superposer au frein à pression constante classique, à 75 ou 100 % de la tare, un frein complémentaire à pression variable avec la vitesse (pression nulle pour $V = 0$ et croissant avec la vitesse jusqu'à un certain maximum) placé sous le contrôle d'un régulateur automatique lié au mouvement d'un des essieux (1).

Les deux dispositifs suivants montés à titre d'essai sur divers autorails présentent deux particularités communes :

1° les deux éléments constant et autovisible du frein sont combinés dans un même cylindre (2);

2° la pression varie automatiquement entre un maximum et un minimum suivant une courbe d'allure parabolique, par le jeu d'un régulateur centrifuge (fig. 90).

L'inconvénient commun à tous les dispositifs de freinage fonction de la vitesse est d'une part que la loi de pression au cylindre, telle qu'elle est déterminée par l'appareil, ne suit pas en toutes circonstances la loi de variation $P \times \frac{\varphi(V)}{f(V)}$ (fig. 90) et d'autre part que les pressions étant réglées sur rail sec, si on fait un freinage sur rail gras, sans avoir modifié ce réglage, on risque rapidement le calage des roues.

Ces dispositifs réglés empiriquement doivent donc, ou être réglés sur rail gras et alors, bien qu'apportant des résultats meilleurs qu'avec le frein ordinaire, ne permettent pas la performance optimum, ou être complétés soit par un robinet de changement de régime (rail-sec-gras) soit mieux encore par un désenrayeur automatique.

1° Distributeur Jourdain Monneret, type F.B. pour frein automatique, fonction de la vitesse.

Ce distributeur équipe les automotrices « Franco-Belge » F 1000 et 1100 (avec remorque 3000).

L'appareil est constitué en principe, par un régulateur à masse centrifuge agissant sur le couteau central d'un fléau dont les deux extrémités commandent l'une un cylindre dit « équilibreur » dans lequel se répète la même pression que celle du cylindre de frein, et l'autre un cylindre moteur qui agit sur le distributeur proprement dit.

(1) On pourrait aussi créer une liaison entre la pression et un autre paramètre lié lui-même à la vitesse, la décélération, par exemple.

(2) Sur d'autres dispositifs équipant le matériel roulant classique ces deux éléments sont généralement séparés nettement l'un de l'autre en deux cylindres de frein indépendants.

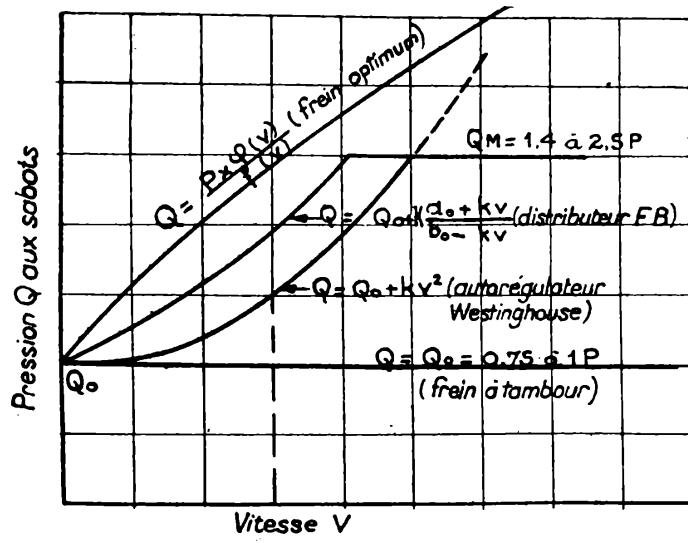


FIG. 90

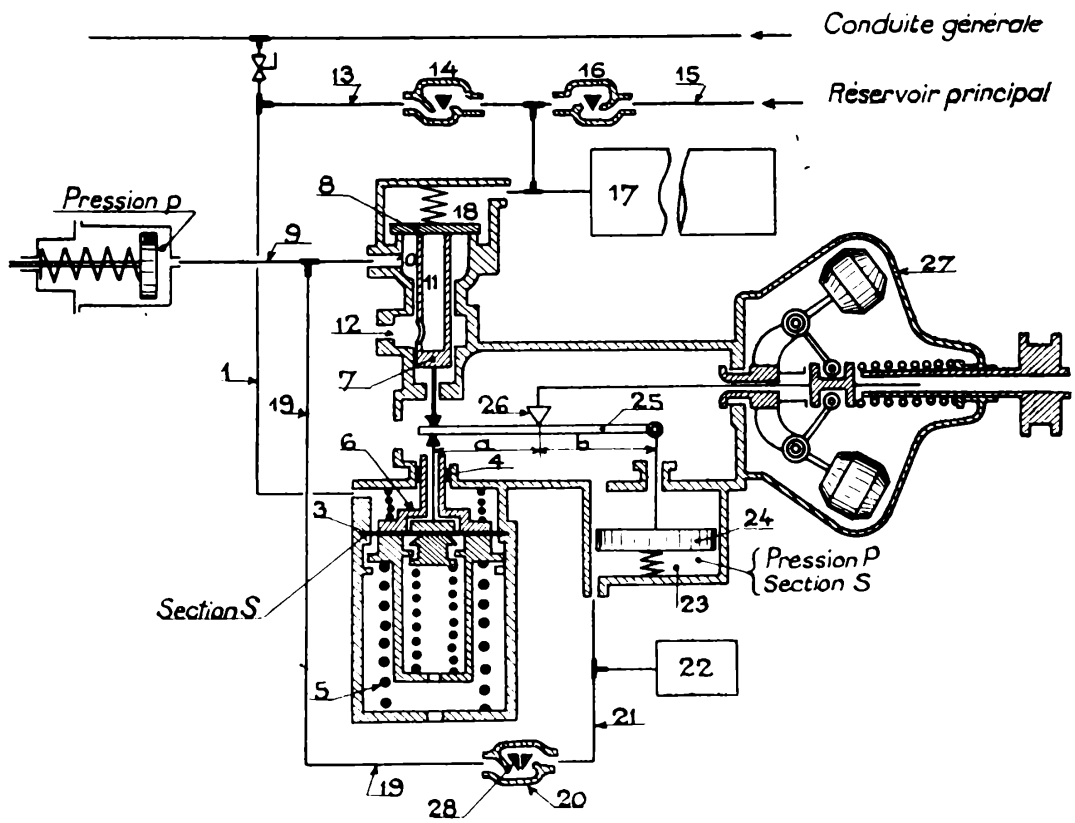


FIG. 91

a) **Desserrage et alimentation** (fig. 91).

L'air comprimé de la conduite générale arrive par le conduit 1 dans la chambre du distributeur fermée à sa partie inférieure par un diaphragme 3 et à sa partie supérieure par un joint de tige 4.

Lorsque la pression dans cette chambre atteint la valeur pour laquelle est réglé le ressort 5 (généralement 5 hpz), le piston 6 descend. La tige 7 suit le mouvement et sa partie supérieure formant siège n'appuie plus sur le clapet 8. L'air du cylindre peut alors s'échapper à l'atmosphère par 9-10-11 et 12.

L'alimentation du réservoir auxiliaire peut s'effectuer d'une part par la conduite générale, par 13 et le clapet de retenue 14, d'autre part, par le réservoir principal par 15 et le clapet 16. Cette dernière alimentation ne peut se faire que sur les véhicules ayant une conduite réunie au réservoir principal. Elle permet d'avoir une réserve d'air comprimé plus importante.

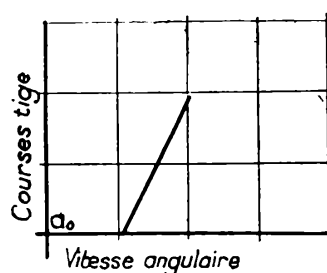


FIG. 92

b) **Freinage.**

Lorsqu'on opère une dépression dans la conduite, l'équilibre du piston 6 est rompu et celui-ci est poussé vers le haut par le ressort 5.

La partie supérieure de la tige 7 vient appuyer sur le clapet 8 fermant ainsi l'échappement. Le mouvement continuant, le clapet 8 se soulève. L'air du réservoir auxiliaire 17 passe alors de la chambre 18 dans la chambre 10 et par 9 arrive au cylindre.

D'un autre côté cet air passe également par 19, le clapet de retenue 20 et le conduit 21 d'une part au petit réservoir 22 et d'autre part dans la chambre 23 au-dessous du piston 24. Ce piston agit à une extrémité du levier 25. L'autre extrémité de ce levier est reliée à l'équipage 6, 7

et le point fixe 26 est solidaire d'un régulateur centrifuge 27 entraîné par une roue surfreinée.

La pression de l'air augmentant dans la chambre 23, il va arriver un moment où il y aura équilibre. Cherchons pour quelle pression en 23, c'est-à-dire au cylindre, cet équilibre se produit.

Soient :

S la section du diaphragme 3;

s la section du piston 24;

D la dépression produite dans la conduite au moment du freinage;

P la pression en cylindre;

a et b les bras du levier 25.

L'équation d'équilibre s'écrit :

$$D \times S \times a = P \times s \times b;$$

$$\text{D'où } P = D \times \frac{S}{s} \times \frac{a}{b} \quad (1)$$

La pression qui produit l'équilibre est donc :

1° proportionnelle à D, c'est-à-dire à l'importance de la dépression opérée dans la conduite automatique;

2° proportionnelle à $\frac{S}{s}$ (rapport constant);

3° proportionnelle à $\frac{a}{b}$ qui dépend de la vitesse.

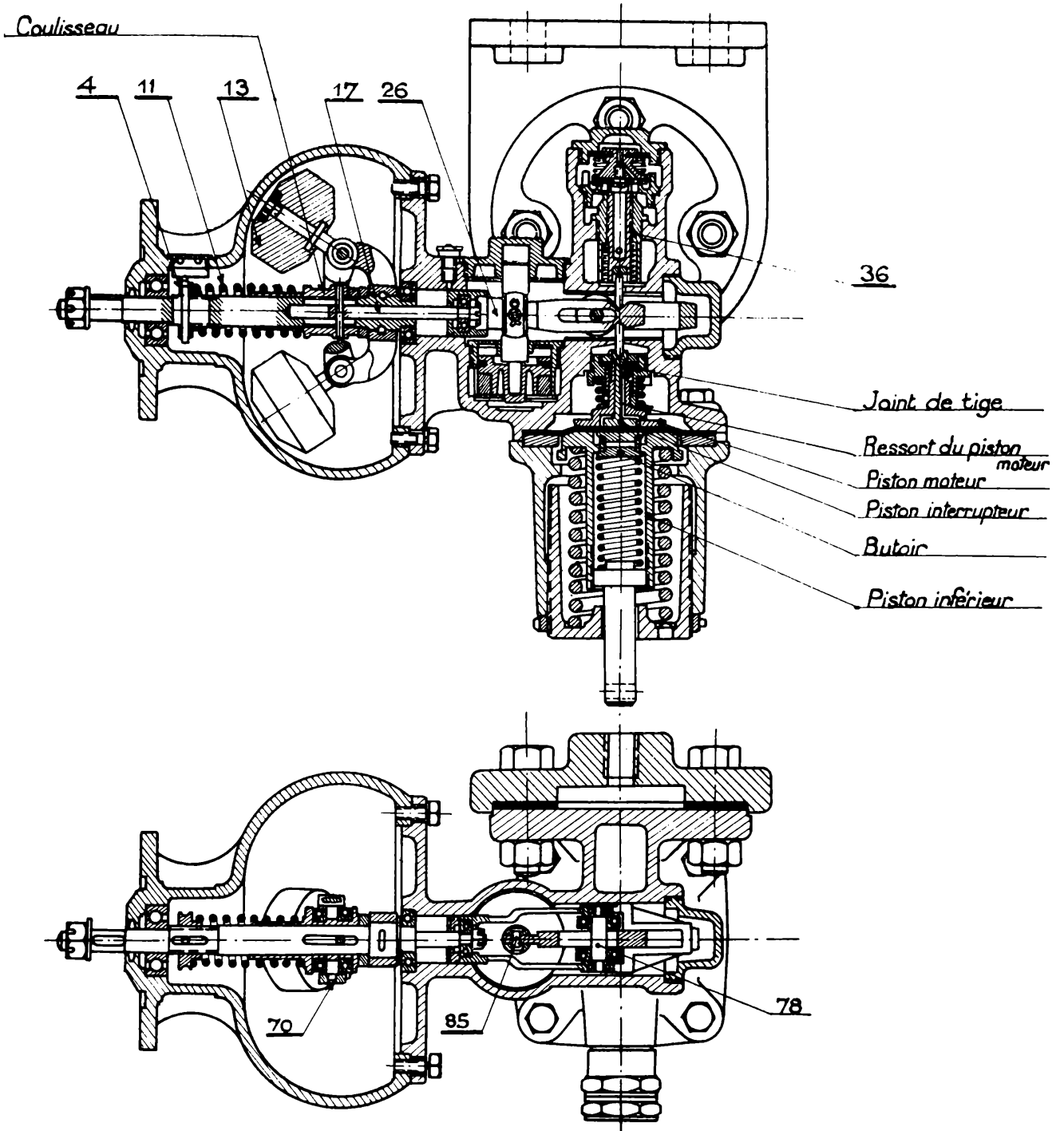


FIG. 93

Si l'on trace un graphique des différentes positions de la tige de poussée 17 (*figure 93*) en portant en ordonnées les courses de la tige et en abscisses les vitesses angulaires, on obtient (*figure 92*) sensiblement une droite.

Le rapport $\frac{a}{b}$ varie donc en fonction de V suivant la loi.

$$\frac{a_0 + kV}{b_0 - kV} \quad (\text{fig. 90})$$

a_0 et b_0 étant les longueurs initiales des bras de levier a et b .

Le ressort 11 (*fig. 93*) équilibre la force centrifuge des masses 13 en rotation (1).

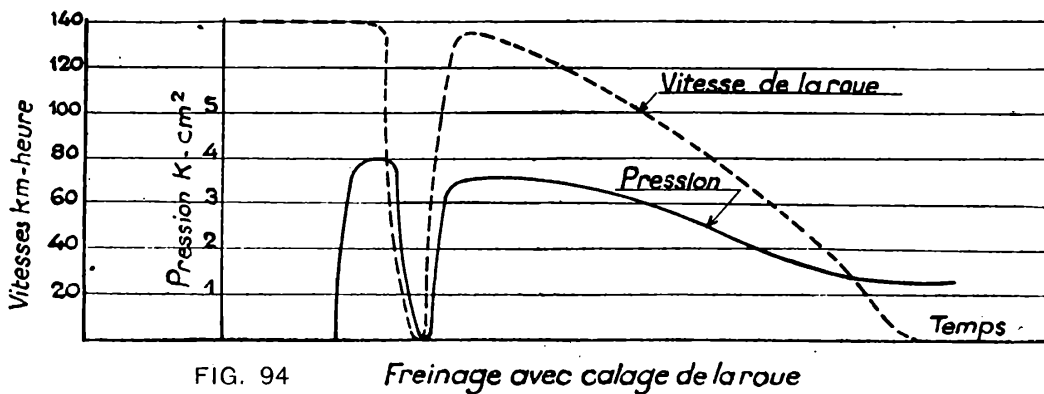
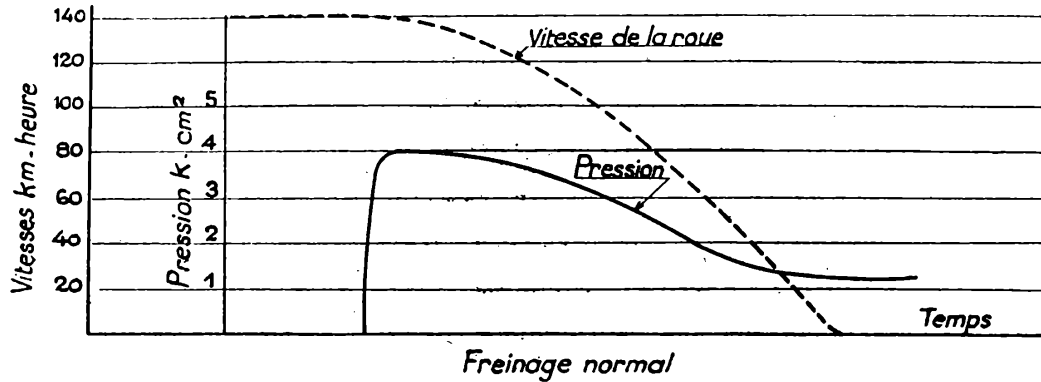


FIG. 94

Freinage avec calage de la roue

Si la pression dans le cylindre a tendance à dépasser la valeur P donnée par l'équation (1), l'ensemble du piston 6 et de la tige 7 (*fig. 91*) descendra légèrement pour laisser échapper une certaine quantité d'air.

Au fur et à mesure que la vitesse diminue, le rapport a/b diminue également.

c) Désenrayage.

Il peut arriver qu'à un certain moment, par suite de l'état du rail par exemple, la diminution du freinage ne se fasse pas assez vite; la roue a tendance à enrayer. A ce moment la vitesse du régulateur tombe brusquement à zéro. Les masses repoussent le point fixe 26 dans

(1) Le régulateur à ressorts a l'avantage sur le régulateur à masse de la légèreté, d'être plus prompt, de pouvoir tourner autour d'un axe non vertical et de faire varier la vitesse de déclenchement par une modification de la tension des ressorts.

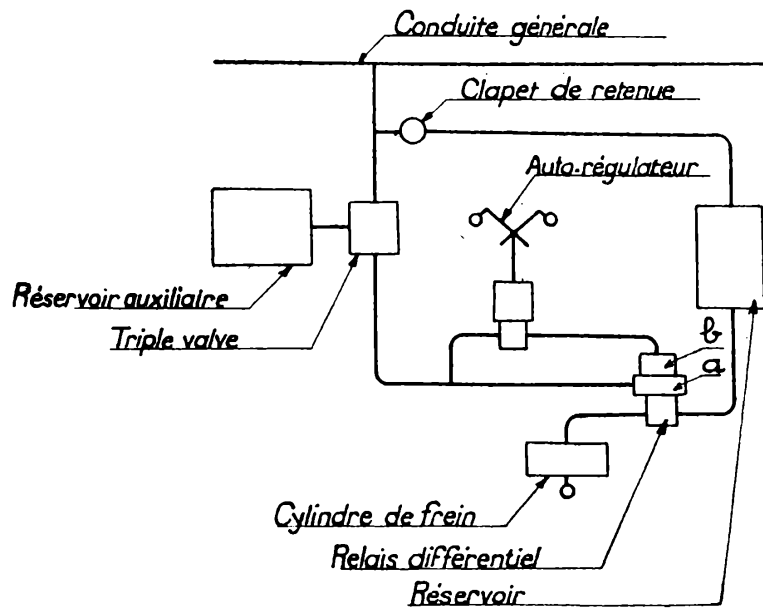


FIG. 96 A

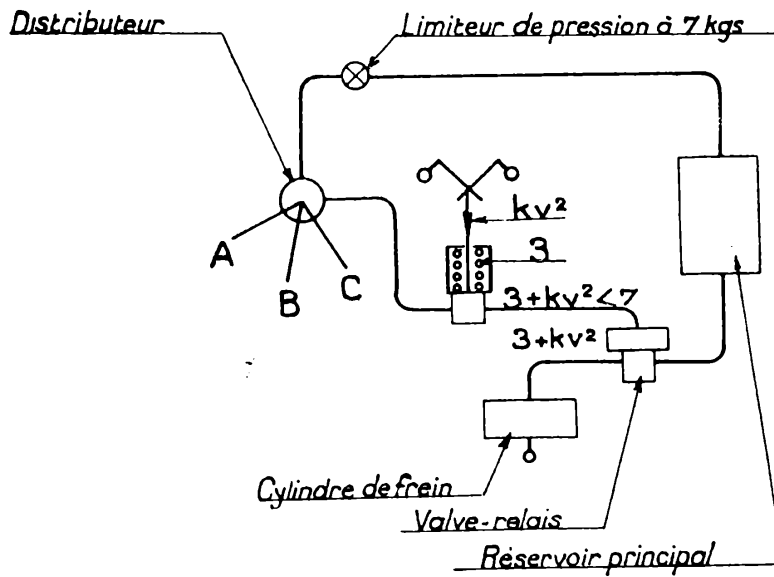


FIG. 96 B

la position qui donne au rapport a/b sa valeur minimum. Le cylindre de frein est mis à l'atmosphère rapidement ainsi que la conduite 19, mais l'air de la chambre 23 et du petit volume 22 ne peut s'échapper à l'atmosphère que par le petit orifice calibré 28 percé dans le clapet.

La pression dans la chambre 23 diminue donc moins rapidement que dans le cylindre et maintient le piston 24 soulevé suffisamment de temps pour que la pression au cylindre descende à zéro. A ce moment, la roue se remet à tourner ainsi que le régulateur. Le rapport a/b redevient normal et la pression au cylindre remonte à nouveau. (fig. 94).

Cette artifice permet d'éviter les calages de roues. On sait en effet qu'on ne peut désenrayer une roue qu'en desserrant presque complètement le frein.

Il faut toutefois que le distributeur soit commandé par l'essieu le plus freiné du véhicule. De cette façon, la tendance au calage est limitée à ce seul essieu.

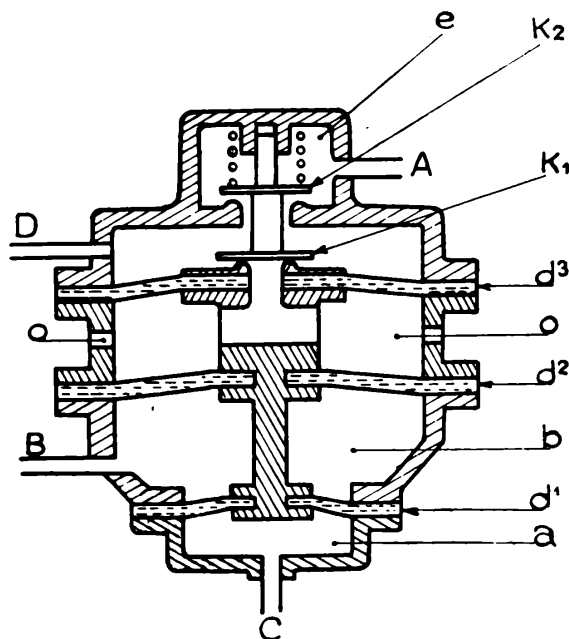


FIG. 97

3° Autorégulateur Westinghouse.

L'appareil constitue, en principe, un détendeur à pression variable — à deux clapets et à réaction — dont le réglage instantané est déterminé par la poussée d'un régulateur à masse centrifuge (1). En raison de son faible débit, il est toujours complété par un relais pneumatique.

L'auto-régulateur Westinghouse a été essayé sur divers autorails. Etant donné qu'il n'est plus en service (la vitesse des autorails sur lesquels il était monté ne dépassant pas 120 km/h) (2) et qu'il a été également essayé sur d'autres types de matériel ferroviaire, nous nous réservons de le décrire plus en détail dans le tome spécial concernant la théorie et les généralités du freinage.

Le schéma de montage de l'auto-régulateur Westinghouse est le suivant (fig. 96 A).

Le distributeur du frein automatique (triple-valve) alimente les chambres d'excitation du relais différentiel (ou transformateur de pression). L'une (a) directement, l'autre (b) à travers l'auto-régulateur. La chambre (a) fournit l'élément constant (pour une dépression donnée dans la conduite auto-

matique), la chambre (b) l'élément variable. La pression résultante au cylindre de frein est la somme de ces deux éléments.

Le relais représenté figure 97 comporte un équipage de trois diaphragmes solidaires d_1 , d_2 , d_3 ; les conduits B, C, O, A et D sont respectivement en communication avec l'auto-régulateur, la triple-valve, l'atmosphère, le réservoir nourrice et le cylindre de frein; les clapets K_1 et K_2 établissent l'échappement ou l'admission.

Aux essais effectués en 1941 et 1942 (voir chapitre I § B 3° a) du Supplément) les caractéristiques ayant permis d'obtenir les meilleures performances possibles ont été les suivantes :

— pression maximum maintenue constante jusqu'à ce que la vitesse soit tombée à la valeur $v = 55$ km/h;

— pression baissant ensuite jusqu'à sa valeur minimum $p = 4,3$ kg/cm².

Les résultats obtenus à de précédents essais avec $v = 90$ km/h et $p = 3,5$ kg/cm² n'avaient guère été supérieurs à ceux du frein courant avec doubles semelles en fonte ordinaire.

(1) Contrairement à ce qui se passe dans le distributeur FB Jourdain-Monneret où l'on utilise finalement le mouvement du manchon du régulateur (dont les masselottes sont équilibrées par un ressort) l'autorégulateur Westinghouse utilise directement la force centrifuge des masses pour équilibrer la pression d'air variable du frein, c'est-à-dire la force exercée par le manchon suivant son axe au lieu de son déplacement.

(2) Il reste toujours au conducteur la possibilité de régler et modérer graduellement lui-même, entre les mêmes limites que l'auto-régulateur, la pression admise aux cylindres de frein sur les autorails équipés du frein direct ou du frein automatique modérable au desserrage.

Autorégulateur à minimum de pression pour frein direct.

L'autorégulateur subit en plus de la poussée variable des masses centrifuges, la poussée constante d'un ressort, réglé aux environs de 3 kg, ce qui signifie qu'en vitesse il laisse passer ($3 + kV^2$) jusqu'à la pression maximum 7 kg par exemple. Le montage est conforme à la *figure 96 B*.

C. — FREINAGE A LIMITE D'ADHÉRENCE

Le principe des appareils ayant fait l'objet d'essais prolongés, en cours ou interrompus (auto-décélérateur Jourdain-Monneret type H, frein Houplain, frein de Lavaud, etc...), tant sur les autorails que sur d'autres types de matériel, les objections qu'on peut formuler à leur emploi et à leur efficacité (le dispositif désenrayeur étant ou non combiné avec un dispositif de freinage autovariabile en fonction de la vitesse), la description et le fonctionnement de ces dispositifs désenrayeurs, seront exposés plus en détail dans le tome spécial concernant la théorie et les généralités sur le freinage.

1° Auto-décélérateur Jourdain-Monneret type H.

Il est essentiellement constitué par un coulisseau solidaire d'un axe entraîné par la rotation de l'essieu et par une masse montée sur cet axe. Ces deux pièces prennent appui l'une sur l'autre par une rampe hélicoïdale et leur pression d'application est réglable au moyen d'un ressort appuyant sur le coulisseau; l'ensemble tourne donc avec l'essieu pendant la marche. Sous l'effet de la décélération produite au cours d'un freinage, la masse tend par inertie à se dévier par rapport au coulisseau, ce qui, grâce à la rampe hélicoïdale, aurait pour résultat de déplacer longitudinalement celui-ci. Mais le ressort d'application du coulisseau sur la masse s'oppose à ce mouvement qui ne peut alors se produire que lorsque la décélération atteint une valeur γ_0 , telle que la force d'inertie correspondante de la masse soit suffisante pour vaincre la pression de ce ressort. Dès qu'il en est ainsi, le coulisseau se déplace et ce déplacement commande électriquement (1) la mise à l'échappement du cylindre.

On voit donc que dès que la décélération de l'essieu devient supérieure à γ_0 , pour une raison quelconque, l'appareil joue et met le cylindre à l'échappement jusqu'à ce que la décélération redevienne inférieure à γ_0 et s'il s'agit d'une amorce d'enrayage jusqu'à ce que celui-ci cesse.

Dans le premier cas, ($\gamma_0 < \gamma_1$) il règle donc la décélération à la valeur γ_0 correspondant à la tension du ressort de réglage; dans le second cas ($\gamma_0 > \gamma_1$) il ramène cette décélération à la valeur γ_1 , inférieure à γ_0 , qui correspond à l'adhérence du rail.

Performances aux essais.

Sur l'autorail de Dietrich (essais de 1942) équipé seulement de deux auto-décélérateurs (Jourdain-Monneret, type H), on a recherché par tâtonnements le plus haut réglage de l'appareil qui permettait d'éviter dans tous les cas les enrayages par rail mouillé, mais en sablant.

On a ensuite déterminé les performances que ce réglage permettait d'obtenir par rail sec :

Par mauvais rail :

$$\begin{aligned}\gamma &= 1,06 \text{ m/sec}^2 \text{ à } 80 \text{ km/h} \\ \gamma &= 1,09 \text{ m/sec}^2 \text{ à } 120 \text{ km/h.}\end{aligned}$$

Par bon rail :

$$\begin{aligned}\gamma &= 1,665 \text{ m/sec}^2 \text{ à } 80 \text{ km/h} \\ \gamma &= 1,77 \text{ m/sec}^2 \text{ à } 120 \text{ km/h.}\end{aligned}$$

En ce qui concerne l'anti-enrayage l'auto-décélérateur, type H a fonctionné parfaitement; il n'a été constaté aucun enrayage quels que soient le mode d'arrosage (mélange d'eau et d'huile en proportions variables) et la vitesse initiale.

(1) On conçoit facilement que l'on pourrait imaginer un système de commande de l'échappement tout autre, par exemple entièrement pneumatique ou mécanique. Et d'ailleurs, nous signalons que le premier appareil JMH essayé par la S N C F en 1938 comportait effectivement une commande entièrement pneumatique. Mais celle-ci a été abandonnée lorsque le constructeur a dû éloigner l'autodécélérateur du cylindre pour le monter au bout d'essieu afin de remédier aux inconvénients auxquels donnait lieu la prise de mouvement par cardans alors utilisés.

2° Anti-enrayeur « de Lavaud ».

Signalons les résultats remarquables obtenus avec ce frein, sommairement décrit chap. I § B 2° et dont les essais sont interrompus.

Le frein « de Lavaud » est exclusivement hydraulique et commandé électriquement. Le *système anti-enrayeur* est basé sur l'emploi d'alternateurs (un par essieu) montés en opposition avec celui d'un essieu affranchi de tout risque d'enrayage : dès que les vitesses de rotation de l'essieu-témoin et d'un essieu freiné sont inégales, une électro-vanne décharge brutalement le cylindre de frein de ce dernier.

La commande électrique du dispositif est instantanée et infiniment plus rapide que celle mécanique utilisant les forces d'inertie (radiale ou tangentielle) d'un régulateur centrifuge. Son réglage précis pour une faible différence de vitesses est relativement facile.

La transmission hydraulique des efforts de freinage est pratiquement instantanée et beaucoup plus prompte que celle pneumatique. La consommation d'énergie est diminuée du fait qu'il n'est pas nécessaire de faire tomber à zéro la pression aux cylindres de frein; le réservoir d'énergie hydraulique peut être rendu pratiquement inépuisable, l'accumulation pouvant se faire à de beaucoup plus hautes pressions qu'avec l'air.

Aux essais du dispositif anti-enrayeur « de Lavaud » les divers relais électriques furent successivement excités et désexcités, sous l'effet des enrayages et désenrayages successifs, à une cadence impossible à suivre visuellement et le style du manomètre de pression aux cylindres de frein ne retombait pas au zéro entre un desserrage et un serrage consécutifs.

CHAPITRE VII

FREIN ÉLECTRO-MAGNÉTIQUE SUR RAIL

1° Généralités.

a) Principe de fonctionnement du frein magnétique.

Le frein magnétique sur rail se compose d'un certain nombre de patins, électro-aimants de forme allongée, dont le circuit magnétique de section en fer à cheval se ferme par le rail qui constitue son armature (*fig. 100*).

Lorsque ces aimants sont excités ils s'appliquent sur le rail par l'intermédiaire de semelles de frottement, remplaçables après usure, avec une force N de plusieurs tonnes sans aucune influence statique sur les poids suspendu et non suspendu du véhicule (1). Le mouvement du véhicule oblige les patins à frotter sur le rail. La poussée due à cet effort de frottement $N \times f_1$ (*fig. 101*), produit de l'effort d'application N par le coefficient de frottement f_1 , s'exerce horizontalement en sens inverse du mouvement sur une butée solidaire du châssis du bogie de l'autorail.

Au repos, les patins sont suspendus au-dessus du rail par des ressorts.

b) Utilité et historique.

Les constructeurs d'autorails, auxquels jusqu'à 1935 environ, des performances d'arrêt assez dures avaient été fixées, avaient pensé à s'adresser à un autre élément que l'adhérence pour augmenter (doubler ou tripler) la puissance de freinage. Le frein magnétique sur rail, déjà utilisé sur les tramways et voies d'intérêt local, monté sur 80 % environ des autorails en construction vers 1935, s'est effectivement manifesté comme un frein d'urgence remarquable. Mais, il donna lieu à plusieurs inconvénients rédhitoires par ses effets sur les courants de sécurité et sur l'état de surface des rails. De plus, sous sa forme primitive, il se révéla peu efficace aux grandes vitesses. Aussi, il fut décidé d'abord, de sérieuses restrictions d'emploi puis ensuite, sa suppression sur les autorails dont la vitesse était inférieure ou égale à 120 km/h.

Grâce à plusieurs perfectionnements le frein magnétique paraît être aujourd'hui assez efficace et assez sûr pour être utilisé même aux très grandes vitesses comme frein de secours. Des essais se poursuivent portant sur :

- la tenue de la suspension des patins spéciaux,
- l'efficacité du freinage obtenu,
- l'inscription de ces patins dans les courbes et appareils de voie,

en vue de leur adoption éventuelle, soit sur des véhicules ultra-rapides, soit sur des véhicules devant au besoin observer la marche à vue sur de très petites lignes.

Bien que le problème du freinage rapide aux grandes vitesses paraisse actuellement résolu, tout en évitant la réimplantation des signaux, en utilisant la seule adhérence, grâce

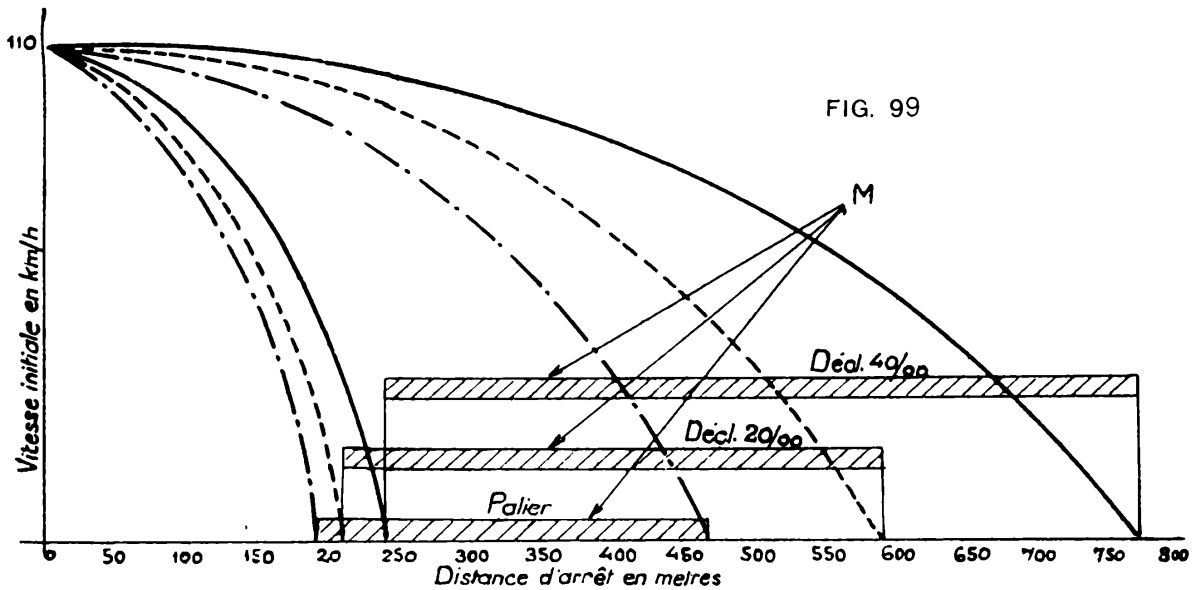
(1) Il n'y a donc aucune variation de l'adhérence normale, ce qui permet de superposer l'action du frein magnétique à celle du frein sur roues.

aux dispositifs autorégulateurs et autodécélérateurs, le frein magnétique pourra être utilisé soit comme frein de service complémentaire du frein courant (1), soit comme frein d'urgence.

Son utilisation comme frein de service normal éviterait l'emploi des dispositifs à puissance auto-variable ajoutés au frein courant et serait utile sur les véhicules à grandes vitesses et à arrêts fréquents dont il pourrait améliorer la vitesse commerciale grâce au temps gagné sur chaque arrêt, tout en réduisant l'échauffement du frein sur roues.

L'ordre de grandeur du prix de l'équipement du frein magnétique varie de 3 à 5 % de la valeur du véhicule. Le poids est de 260 kg sur un petit autorail. A freinage égal le frein magnétique est quatre fois moins lourd que le frein à air sur l'autorail considéré (poids de l'équipement 650 kg et freinage moitié plus faible).

Son utilisation comme frein d'urgence pourrait être utile dans les deux cas suivants :



1° Pour accroître la sécurité aux grandes vitesses soit en cas de défaillance partielle ou totale du frein de service, soit en cas de rails glissants réduisant l'adhérence, soit pour éviter une collision avec un obstacle inattendu.

2° Dans les fortes déclivités en raison de l'insuffisance du freinage par adhérence.

La figure 99 traduit les marges M de sécurité procurées par l'appoint d'un frein magnétique utilisé simultanément avec un frein à tambours (voir chap. premier § B 3° du « Supplément »).

En palier : $M = 465 \text{ m} - 189 \text{ m} = 276 \text{ m}$ (2).

En déclivité de 20 ‰ : $M = 578 \text{ m} - 212 \text{ m} = 366 \text{ m}$.

En déclivité de 40 ‰ : $M = 770 \text{ m} - 240 \text{ m} = 530 \text{ m}$.

(1) Bien que le frein magnétique puisse être rendu théoriquement modérable en insérant des résistances dans l'appareillage de commande, cette modérabilité et sa constance d'efficacité ne seraient sans doute pas assez satisfaisantes pour qu'on l'utilisât seul.

(2) Les essais de freinage d'arrêt sur un autorail FNC (poids 12,5 t) à la vitesse initiale de 60 km/h en palier et sur rail sec ont donné les résultats suivants :

	Frein à air seul	Frein magnétique seul	Frein à air plus frein magnétique
Distance d'arrêt	192 m	98 m	64,5 m
Temps d'arrêt	21,6"	10"	6,4"
γ calculé d'après distance	0,73 m/Sec ²	1,41	2,12
γ calculé d'après temps	0,77	1,66	2,60

Les parcours d'arrêt sont donc réduits d'autant plus que la déclivité est forte.

Sur une pente de 100 mm par mètre la totalité de l'adhérence serait utilisée, avec le seul frein à tambours, pour compenser la pesanteur entraînant le véhicule sur la pente; on ne pourrait ni ralentir ni arrêter le véhicule.

Sur les longues déclivités où l'échauffement des freins sur roues risque de devenir excessif le frein magnétique pourrait également jouer un rôle actif.

La comparaison théorique entre le frein à sabots de fonte à pression constante, le frein à tambours et le frein magnétique complétant l'un des deux freins précédents a été exposée chap. I § B 3° du « Supplément », au double point de vue des décélérations et des distances d'arrêt.

c) Spécifications techniques.

La spécification technique pour la fourniture des autorails précise :

ART. 41. — Si l'autorail est muni d'un frein magnétique à patins, ceux-ci devront être tétrapolaires, articulés et divisés.

Les deux bornes d'alimentation des bobines de patin ainsi que les cosses des câbles d'alimentation correspondants, devront être différentes afin d'éviter toute erreur possible dans le branchement des câbles d'alimentation, en particulier en cas de substitution d'un patin à un autre.

De plus :

Les dimensions des patins et leur position sur l'autorail seront telles qu'en position de repos aussi bien qu'en position de freinage les conditions d'inscription dans le gabarit passe-partout défini par l'annexe A de l'Unité technique soient respectées.

L'écartement d'axe en axe de deux patins voisins sera de 1,505 m et, lorsque les patins seront relevés, leur distance au plan de roulement du rail sera de 15 mm au moins, même pour le plus grand affaissement possible de l'autorail. Cette distance de 15 mm devra pouvoir être maintenue quelle que soit l'usure des organes.

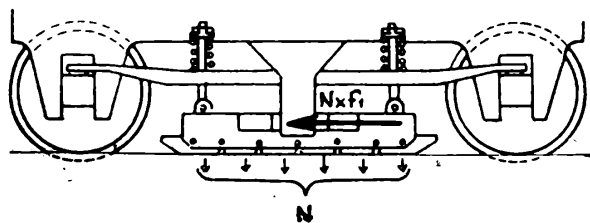


FIG. 101

par un interrupteur à deux boutons poussoirs, placé extérieurement sous la caisse, pour permettre sans déplombage la vérification du fonctionnement des freins, l'autorail étant à l'arrêt. Cet interrupteur à deux boutons poussoirs devra être branché aux bornes mêmes de l'appareil de commande du poste de conduite.

La suspension devra permettre un réglage facile des patins au-dessus du rail. Des pièces de sécurité empêcheront la chute des patins sur la voie en cas d'avarie aux organes de sus-

(1) Les essais du Zeppelin sur rail en Allemagne vers 1931 ont montré que le frein magnétique seul permettait à 150 km/h l'arrêt en 750 m.

Lire dans le numéro de juillet 1936 du bulletin de l'A. I. du Congrès des Chemins de fer la description détaillée du montage de ce frein sur les automotrices rapides de la R. B. allemande.

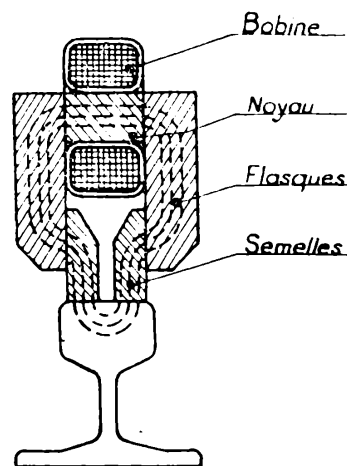


FIG. 100

La mise en action du frein électromagnétique ne devra pas nécessiter l'emploi d'air comprimé.

Elle devra pouvoir être effectuée par la manœuvre du robinet de service en position d'urgence.

Chaque appareil de commande du frein magnétique dans les postes de conduite, sera distinct de celui des autres freins, tel que le frein puisse rester en action quand le conducteur quitte son poste et devra pouvoir être plombé; de plus, chacun de ces appareils sera doublé

pension. De plus, la fixation des patins amovibles sur les porte-patins devra être réalisée de telle façon qu'aucune rupture ou qu'aucun desserrage des pièces d'assemblage (vis, boulons, etc.), ne soit à craindre.

Sur chaque patin, les bornes d'arrivée et de départ du courant, munies des freins utiles empêchant tout desserrage seront sous coffret étanche.

Les patins magnétiques seront soumis en usine aux essais de réception ci-après (1) :

1° Essai d'isolement : l'isolement à froid ne devra pas être inférieur à 30 mégohms;

2° Essai de rigidité diélectrique : le patin sera soumis pendant une minute à une tension alternative de 2.000 V.

3° Essai d'échauffement : le patin étant excité à poste fixe sous une tension de 24 V, l'échauffement des enroulements (mesuré par variation de résistance) ne devra pas dépasser 100° au bout de 30 minutes.

4° Essais d'attraction :

a) on effectuera la mesure de la force portante du patin, lorsque celui-ci, excité sous 24 V, attire un rail dressé, à champignon de 62 mm de largeur et ayant au minimum pour longueur celle de la semelle du patin augmentée de 250 mm. Le chiffre obtenu ne devra pas différer de plus de 5 % de celui prévu à la commande.

b) le patin sera ensuite suspendu au moyen du même dispositif que celui qui sera monté sur l'auto-rail et placé au-dessus d'un rail neuf non dressé, à champignon de 62 mm dans les conditions de hauteur et de déplacement latéral par rapport au rail les plus défavorables rencontrées en service (2) et pour lesquelles le constructeur fournira à la S. N. C. F. toute justification utile.

Le circuit du patin sera alors excité sous 20 volts, 25 fois de suite. Aucun raté de fonctionnement ne devra se produire.

Au cas où, sur l'auto-rail, les dispositifs de suspension de deux patins voisins ne seraient pas indépendants, l'essai en question serait réalisé simultanément avec les deux patins placés dans les mêmes conditions que sur l'auto-rail.

2° Calculs concernant le frein magnétique.

a) Effort statique d'application et courbes statiques caractéristiques.

La force portante d'un électro-aimant est donnée par la formule :

$$N = \frac{B \cdot S}{8\pi} \quad (1)$$

dans laquelle B = flux spécifique (induction) qui traverse l'unité de surface de contact du patin et du rail et S = surface de contact des deux semelles avec le rail, nous supposons les faces bien dressées.

On a encore l'expression suivante de la force magnéto-motrice de l'électro-aimant :

$$BS\mathfrak{R} = 1,25 n I \quad (2)$$

\mathfrak{R} étant la réluctance du circuit magnétique

n étant le nombre de spires de la bobine

I étant l'intensité du courant d'excitation dans la bobine.

On donne au produit nI le nom d'ampère-tours.

Les deux formules (1) et (2) permettent de résoudre tous les problèmes posés.

Dans le projet d'un patin électro-magnétique deux forces sont à considérer :

1° l'effort d'application ou la force portante N qui est la valeur de la force d'attraction lorsque l'entrefer est nul, c'est-à-dire lorsque le patin est en contact parfait avec le rail raboté à cet effet (formule 1);

(1) Les essais visés aux paragraphes 3°) et 4°) ne seront effectués que sur 10 % de la fourniture ou sur un seul appareil pris au hasard au cas où moins de dix appareils seraient à réceptionner.

(2) En particulier, circulation en courbe de 300 m de rayon et jeu des essieux dans la voie de 20 mm.

2° l'effort d'attraction qui est la force avec laquelle le patin suspendu, tend au moment de l'excitation, à travers l'air, à venir s'appliquer sur le rail.

L'effort d'application avec portée parfaite dépend du nombre d'ampère-tours et de la surface des semelles. L'effort d'attraction dépend en outre (voir formule 2) de la valeur de l'entrefer qui fait varier \mathcal{R} (des ampères-tours supplémentaires sont nécessaires pour vaincre la réluctance de l'air beaucoup plus considérable que celle du fer).

Pour chaque type de patin, on peut donc déterminer la valeur maximum de l'entrefer de montage pour les différentes intensités du courant d'excitation (fig. 102). Pratiquement, même pour les fortes intensités de courant, la valeur de l'entrefer ne doit pas dépasser 18 mm (1).

L'expérience montre que si le champ magnétisant de la bobine (proportionnel à nI) croît, B et par suite N croissent aussi, mais finissent par prendre une valeur maximum; on dit que l'électro-aimant a atteint la saturation magnétique (2). L'effort N est représenté figure 103 en fonction des ampères-tours.

Pratiquement la rouille, le sable et les inégalités de la surface du rail et des semelles créent des entrefers nuisibles et déterminent une diminution très rapide de l'effort d'application N (fig. 104).

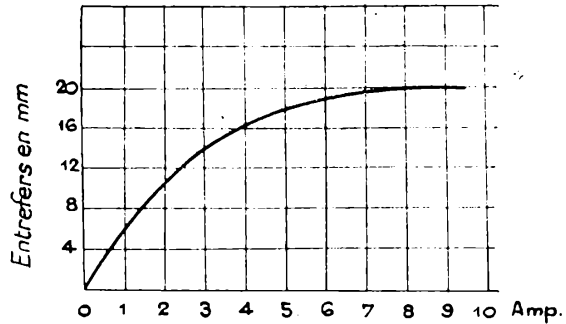


FIG. 102

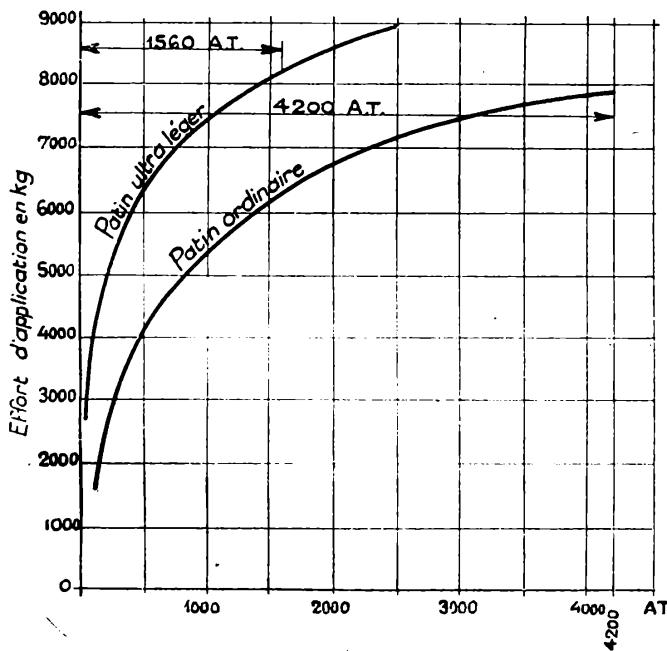


FIG. 103

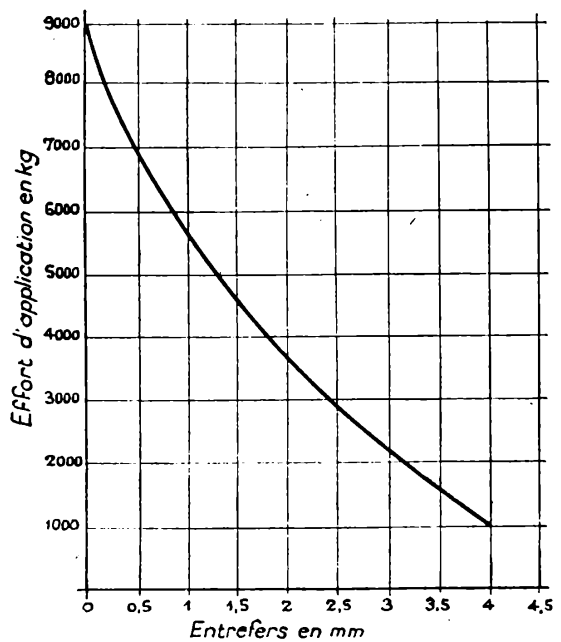


FIG. 104

(1) La réluctance totale du circuit au début de l'attraction comprend celle du circuit métallique $\mathcal{R}_1 = \frac{l}{\mu s}$ (l et s étant respectivement la longueur moyenne et la section droite du noyau métallique) et celle de l'air \mathcal{R}_2 de même forme que \mathcal{R}_1 mais où $\mu = 1$ au lieu de 100 à 200.

(2) Dans la pratique de l'aimantation du fer doux, il n'est pas intéressant de dépasser 18.000 gauss pour l'induction spécifique B ; ce qui, à cause de la faible perméabilité du métal, exigerait un champ magnétisant trop puissant, donc un courant trop fort; l'aimantation serait obtenue ainsi dans des conditions peu économiques de rendement.

b) Effort d'application en mouvement.

Les causes suivantes influent sur la valeur de N en mouvement :

1° *Les efforts verticaux d'inertie.*

Ils avaient une grande importance dans le cas des patins rigides ancien modèle et aux grandes vitesses. Leurs traces discontinues sur les rails prouvaient bien qu'ils rebondissaient aux joints. Or si le patin quitte le rail, le freinage est pratiquement annulé. Ces rebondissements en créant des entrefers diminuaient en outre l'effort magnétique. Avec les semelles articulées des nouveaux patins les accélérations verticales ne s'exercent que sur un seul bloc de semelle pesant 2 kg environ, soit *cent* fois moins que la masse totale d'un patin rigide pesant 200 kg. Inversement après un rebondissement, la force magnétique de rappel est approximativement dix fois plus forte avec un bloc articulé, l'entrefer créé par son soulèvement du rail étant beaucoup plus faible que dans le cas d'un patin rigide. Les effets d'inertie

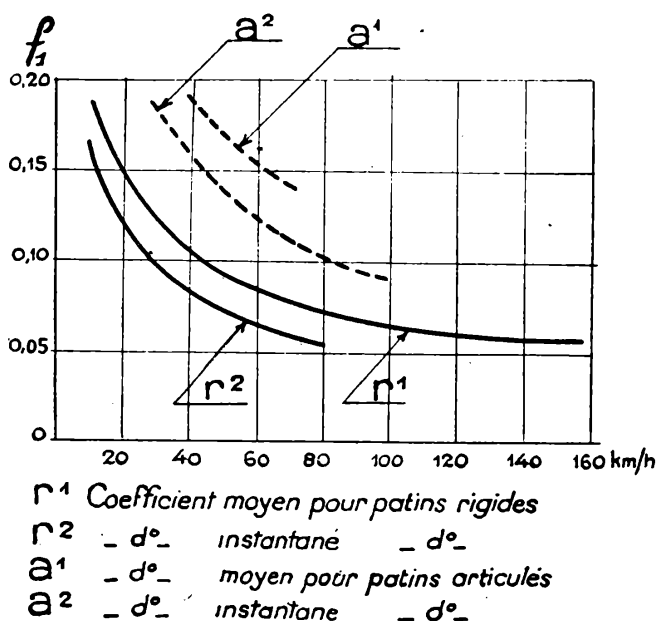


FIG. 105

tie sont donc pratiquement réduits dans le rapport de 1 à 1000, ce que confirment les oscillogrammes des tensions induites dans le rail pendant le freinage.

2° *Les fuites magnétiques.*

Quelques lignes de force du champ se dirigent d'une branche à l'autre de l'électro à travers l'air (moins perméable que le fer). L'usure des sabots réduit d'ailleurs considérablement cette dispersion, par diminution des surfaces des pièces polaires en regard et on peut dans ce cas constater une augmentation de l'ordre de 20 % de N.

Une dispersion se produit également dans l'intervalle entre semelles (1). L'importance de ces dispersions est d'autant plus grande que l'est aussi la réluctance du circuit principal; or \mathcal{R} varie en raison directe de la suppression des entrefers.

3° *Les courants de Foucault.*

Le déplacement du rail dans le champ de l'électro-aimant crée des courants induits dans la masse métallique du rail aux dépens à la fois de l'énergie mécanique (énergie cinétique du véhicule) qui entre-

(1) La valeur maximum de N est obtenue sur rail raboté avec des semelles rigides plus longues que les flasques; par contre avec des semelles articulées (entrefers longitudinaux et circuits magnétiques indépendants) ce maximum est obtenu à longueur égale.

tient le mouvement et de l'énergie électrique qui entretient le flux magnétisant. L'absorption d'énergie cinétique est utile au point de vue freinage puisqu'elle additionne son effet à celle du frottement mécanique du patin. La perte d'énergie électrique au contraire est une cause de consommation de courant.

La valeur de N pendant le mouvement n'a jamais été mesurée sérieusement et cette mesure présente bien entendu de grosses difficultés. Il est par suite impossible de déduire de la valeur facilement enregistrable de l'effort de freinage Nf_1 , la valeur réelle du coefficient de frottement f_1 . Observons par conséquent que ce qu'on utilise sous ce nom dans les calculs est plus exactement le rapport des deux forces :

$$\frac{\text{effort retardateur du frein}}{\text{effort d'application statique du patin}}$$

qu'il est indépendant des unités choisies et qu'il tient compte des effets globaux influant sur N (nous venons d'en citer trois) (fig. 105). On remarquera que f_1 , comme le coefficient de frottement des sabots en fonte varie en sens inverse de la vitesse.

c) Excitation des patins. Consommation de courant.

D'une manière générale sur les autorails les patins sont alimentés par une batterie d'accumulateurs (1). Les batteries prévues pour l'éclairage ou le démarrage des moteurs sont toujours largement suffisantes étant donné la faible durée des freinages d'urgence (20 à 30 secondes) et leur faible fréquence. Les constructeurs de batterie admettent des décharges jusqu'à deux fois la capacité pendant quelques secondes.

La consommation en ampères-heure pour un freinage est d'environ :

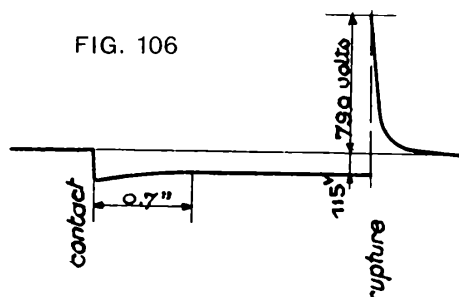
1 AH 5 sous 24 volts pour un véhicule de chemins de fer muni de 4 patins de chacun 11.000 kg d'effort d'application.

On peut utiliser une batterie d'environ 150 à 200 AH sous 24 volts.

L'échauffement par effet Joule reste toujours très faible par rapport à l'échauffement dû au frottement des semelles sur le rail.

La consommation de courant compense ainsi qu'on l'a montré les fuites magnétiques et les pertes diverses par effet Joule, en particulier, celles dues aux courants de Foucault.

On a intérêt (frein d'urgence) afin d'obtenir la saturation magnétique à fournir un nombre d'ampères-tours supérieur à celui que donne le calcul pour tenir compte de l'effet démagnétisant de ces courants. A une vitesse de 100 km/h on enregistre une augmentation de 15 à 20 % du freinage en doublant les ampères-tours. Inversement (frein de service) l'effort d'application ne diminue que de 15 à 20 % lorsque la consommation est réduite de moitié.



Par suite de la self-induction, l'intensité du courant d'un aimant met un certain temps pour atteindre son maximum.

Le temps nécessaire pour l'excitation des aimants dépend de la tension qui leur est appliquée :

Ce temps est heureusement très court : il est de 0,1" environ.

L'effet de la self-induction se fait aussi sentir à la mise hors-circuit des aimants par suite de la surtension du circuit.

La mise hors-circuit se fait sur un arc, et la tension d'extinction de l'arc donne une pointe de voltage qui fatigue les bobines des patins : cette pointe dépend dans une grande proportion du genre d'interrupteur employé.

On a déterminé par des courbes à l'oscillographe qu'avec un courant d'excitation de 500 volts, il peut se produire des pointes de tension allant jusqu'à 2 000 volts, mais avec des interrupteurs appropriés, ces tensions peuvent être limitées à 800 volts en outre, si on entoure les bobines d'une boîte en cuivre, ces tensions se réduisent à 250 volts.

Dans ces conditions, il est inutile de prévoir des résistances de protection ou autres dispositifs de sécurité. La figure 106 représente une courbe oscillographique de mise en circuit et de mise hors-circuit d'un patin rigide de 0,75 m de longueur sous une tension de 115 volts à la bobine d'excitation.

(1) Sur les tramways du type ancien les patins sont alimentés soit par la tension du réseau, soit par le courant rhéostatique de récupération des moteurs, soit par une combinaison des deux courants. L'alimentation par batterie est le seul moyen assurant l'indépendance totale du frein.

d) **Echauffement des patins.**

L'échauffement provient de deux causes :

- 1° du frottement mécanique des semelles sur le rail;
- 2° de l'énergie dissipée dans les bobines par effet Joule.

La quantité de chaleur produite par le frottement du patin est de beaucoup la plus importante. Mais comme cette énergie peut être facilement dissipée, il n'y a lieu d'en tenir compte que lorsqu'on prévoit des freinages de longue durée.

L'énergie dépensée par effet Joule intéresse le cuivre des enroulements de la bobine. La chaleur produite est dissipée par l'intermédiaire du noyau et des joues des patins. Cet échauffement dépend de la section des bobines.

D'autres facteurs, essentiellement variables, entrent en ligne de compte pour l'échauffement des patins :

- Conditions atmosphériques;
- Fréquence des freinages;
- Longueur des arrêts;
- Charge et vitesse de la voiture, etc.

Il est donc très difficile de prévoir exactement l'échauffement des patins.

Les patins de construction récente peuvent supporter le courant maximum prévu pendant 30 minutes sans qu'il en résulte un échauffement inadmissible.

Pour la prévision de l'échauffement dans l'établissement d'un projet, on distingue les freinages de faible durée et les freinages prolongés.

Le contrôle de l'échauffement en service peut se faire soit par mesure de la variation de résistance de la bobine, soit par mesure de la température par lecture directe au thermomètre. Dans ce dernier cas on admet que la température de la bobine est d'environ 30° plus élevée que la température extérieure de la boîte.

3° **Problèmes posés par les grandes vitesses.**

Ils ont trait :

1° d'une part au comportement des patins :

- échauffement des semelles;
- stabilité de suspension et d'application des patins;
- inscription dans le gabarit.

2° d'autre part à la voie :

- courants induits dans le rail sous l'effet du déplacement du champ magnétique amenant des perturbations dans les circuits utilisés pour la signalisation;
- échauffement local du rail (taches bleues) ayant une répercussion sur sa structure, sa fragilité et dû aux irrégularités de contact semelles-rail, les pôles ne portant qu'en peu de points sur lesquels s'exerçaient en conséquence une pression très élevée.

Ces deux derniers défauts suspendirent l'utilisation du frein magnétique, mais les recherches expérimentales récentes de la Société Jourdain-Monneret et de la S. N. C. F. viennent de résoudre les problèmes qu'ils posaient.

a) **Perturbation du bloc automatique à courant continu.**

Les patins Jourdain-Monneret nouveau modèle tétrapolaires, articulés et à suspension indépendante, ont remédié à l'inconvénient des f.e.m. induites (1).

(1) Ce phénomène constaté avec les patins rigides bipolaires ancien modèle paraît surprenant pour deux raisons principales :

1° On pouvait supposer que si le mouvement des patins induisait des tensions dans le rail, celles-ci seraient dirigées perpendiculairement au mouvement comme tout phénomène d'induction et par conséquent ne seraient pas gênantes.

2° Si des tensions prenaient naissance dans le rail, les essieux des véhicules devaient les court-circuiter suivant le principe utilisé par les systèmes du bloc automatique.

Rappelons le principe du bloc automatique (*fig. 106 bis A*).

La ligne est divisée en cantons de 1 km environ de longueur réalisant des circuits comprenant les deux files de rail, isolés des sections voisines par des joints isolants. A l'extrémité aval se trouve une pile de 1,4 volt alimentant la voie par

l'intermédiaire d'une résistance et à l'extrémité amont un relais de 3 ou 10 ohms en série avec une résistance. Lorsqu'il n'y a pas de véhicule sur la voie, le relais est excité et la tension entre files est de 0 v 300. Lorsqu'un véhicule pénètre dans la section, ses essieux court-circuitent les deux fils de rail et le relais, de sorte que celui-ci est désexcité : le signal passe au rouge. Les relais de voie s'excitent à partir de 0 v 175 et se désexcitent à partir de 0 v 050 environ.

Pour ne pas perturber le bloc automatique continu, il est donc nécessaire que les tensions induites ne dépassent pas au maximum 0 v 50 en pointe.

Après les observations grossières mettant en évidence les déblocages des signaux donc la réexcitation des relais,

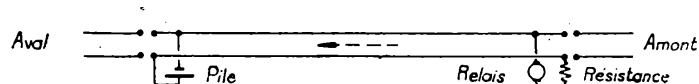


FIG. 106 BIS A

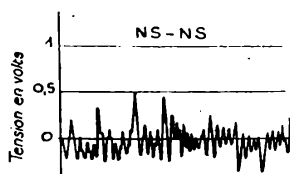


FIG. 106 BIS B

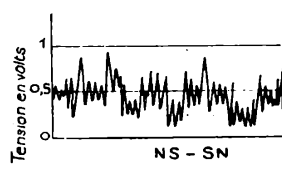


FIG. 106 BIS C

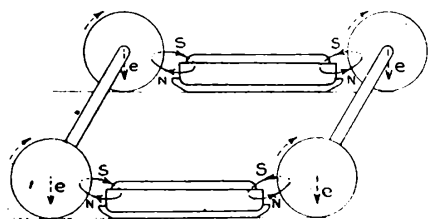


FIG. 106 BIS D

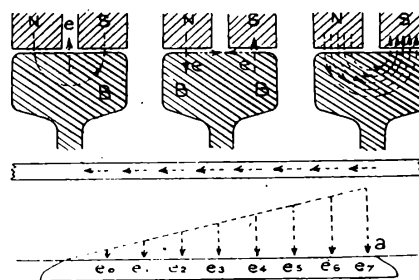


FIG. 106 BIS E

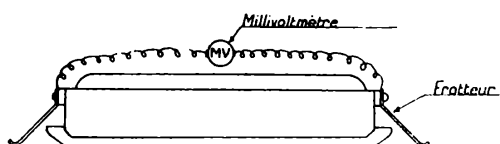


FIG. 106 BIS F

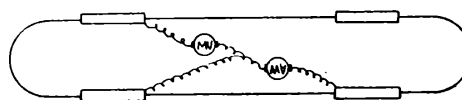


FIG. 106 BIS G

on enregistra des oscillogrammes des tensions entre rails. En gros les résultats furent les suivants (fig. 106 bis B et C), les amplitudes s'inscrivent :

1° de part et d'autre du zéro dans le cas où les pôles extérieurs des groupes de 2 patins sont de signe contraire (NS-NS). Dans ce premier cas, des pointes de valeurs variables (jusqu'à 0 v 500) et de durée variable également (de 1/10 à 2/10 sec à la vitesse de 60 km/h (figure 106 bis B). Dans certains essais, l'ordonnée, au lieu d'être constamment nulle était alternative. Sa période, de plusieurs secondes, semblait coïncider avec les mouvements de lacets de la voiture.

2° de part et d'autre d'une ordonnée de l'ordre du demi-volt dans le cas contraire (NS-SN) (fig. 106 bis C). Cette ordonnée continue décroissant lorsque la vitesse diminuait mais moins rapidement que la vitesse (0 v 700 à 60 km/h, 0 v 500 à 30 km/h). Elle changeait de signe avec le sens de marche de la voiture. A l'arrêt, l'attraction des patins sur le rail provoquait une pointe brève de 0 v 300 environ positive à l'établissement et négative à la rupture.

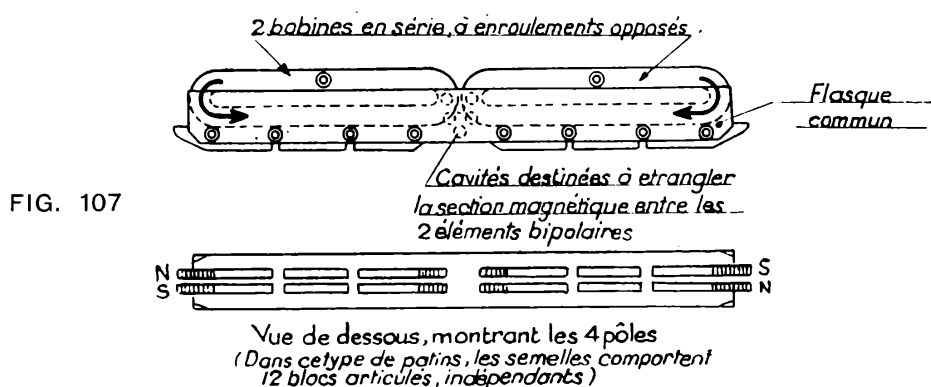
Dans les deux cas, les courbes comportaient de nombreuses dentelures plus ou moins régulières.

Les forces électro-motrices continues pouvaient provenir :

a) En annulant les *f.e.m. continues* à l'intérieur même d'un patin (2). Celui-ci comporte, électriquement parlant, deux bobines à enroulements opposés et en série et quatre pôles, deux à deux opposés (fig. 107) et, mécaniquement parlant, des étranglements des flasques polaires communs entre les deux bobines pour limiter les pertes entre les deux circuits magnétiques contigus d'un même flasque (fig. 107).

b) En supprimant les *f.e.m. alternatives* par l'emploi de patins articulés qui évitent les rebondissements dus aux effets d'inertie et les variations rapides d'entrefer qui en résultent.

c) Des *résidus de f.e.m. continues* pourraient subsister si les deux patins de files de rails opposées restaient solidaires : dans ce cas, l'application parfaite du patin sur le rail n'est pas possible et il en résulte l'apparition d'entrefers parasites qui détruisent partiellement la



compensation des tensions induites entre les deux éléments de chacun des deux patins tétrapolaires. La suspension indépendante des patins est donc absolument nécessaire pour assurer

a) de la rotation des roues dans le champ de dispersion des patins, comme pour un disque de Faraday (fig. 106 bis D). Des essais séparés confirmaient que les phénomènes étaient bien conformes à ce qui était observé sur la voie, mais avec un ordre de grandeur dix fois inférieur (30 millivolts pour le branchement NS.NS).

b) du déplacement du champ magnétique dans le rail. C'était l'explication la plus satisfaisante : les tensions dans le sens du rail pouvaient être la résultante de tensions verticales inégales le long de la portion de rail occupée par le patin, le champ magnétique n'atteignait que progressivement sa valeur maximum au fur et à mesure du passage du patin (fig. 106 bis E).

Les forces électro-motrices alternatives (dentelures des oscillogrammes) qui se superposaient aux tensions continues avaient pour origine :

a) Un simple phénomène d'induction à travers la surface globale du circuit formé par le canton de voie. Cette surface était sensible à toute variation de flux à travers son contour pendant les mouvements des patins, rebondissements ou déplacements latéraux.

b) Variation de l'induction magnétique dans le rail par suite des fuites magnétiques variables entre patins et pièces suspendues du bogie (variations de champ de plus de 150 gauss entre ces pièces et affectant de grandes surfaces).

c) Variations de la résistance de shuntage de la voiture. C'était un des facteurs principaux : un court-circuitage efficace eut pu supprimer toute tension parasite. Les mouvements en dévers ou en lacet modifiaient effectivement les tensions résiduelles sous le patin du côté où les boudins s'appliquaient énergiquement contre le rail.

L'essai crucial qui permit de localiser la source des perturbations consista à munir un patin de deux frotteurs isolés électriquement agissant sur le rail à l'avant et à l'arrière du patin (fig. 106 bis F). On mesura bien entre ces deux frotteurs une *f.e.m.* légèrement décroissante de 150 à 160 millivolts à 70 km/h avec variations périodiques autour de la valeur moyenne, changeant de sens avec le sens de marche de la voiture et les polarités des patins.

Il n'était donc pas possible d'empêcher la formation de ces tensions : il fallait essayer de créer une dérivation qui les absorbât. Comme frotteurs, on utilisa les patins eux-mêmes (8.000 kg), les différents éléments des semelles étant reliés électriquement par de grosses tresses souples de cuivre rouge, les tresses de deux patins reliées entre elles par des barres de cuivre de forte section. L'effet fut nul, mais les mesures de tension effectuées au cours de ces essais mirent en évidence des intensités de l'ordre de 500 ampères dans le rail (fig. 106 bis G).

Or, pour de telles intensités, il suffisait d'une résistance de contact de 1/1000 d'ohm pour déterminer une chute de tension, au contact, d'un demi-volt.

Le problème était donc insoluble avec des patins du type normal. Il était naturel de chercher à obtenir dans un même patin la compensation des tensions induites. C'est ce qui fut fait avec les patins tétrapolaires JOURDAIN-MONNERET, articulés et à suspension indépendante.

(2) La compensation serait d'ailleurs possible par opposition de polarités de patins séparés, mais il y aurait un risque de perturbation en cas de non fonctionnement d'un seul patin. Ce cas pourrait se produire pour des raisons mécaniques, même si le dit patin était excité.

aux patins tétrapolaires articulés leur parfaite efficacité en permettant à chaque patin de se centrer sur le rail quel que soit l'écartement des voies.

Les essais des nouveaux patins tétrapolaires, articulés et à suspension indépendante vérifièrent l'effet de compensation presque absolu (trois tensions nulles et les autres négligeables avec quelques pointes de 0 v 015 maximum). Repris à 120 km/h, les résultats furent excellents (tension de régime 0 v 005, pointes rares et brèves de 0 v, 010 à 0 v, 035 correspondant au passage sur une traversée de voie).

b) **Echauffement local du rail.**

Aux grandes vitesses on constata dès 1933 avec les patins rigides bipolaires ancien modèle que des taches bleues avec irisations jaunes sur les bords, indice d'un échauffement local intense et d'une abrasion entraînant une usure appréciable étaient visibles sur le rail après le freinage. Cet échauffement suivi de refroidissement était capable de produire une autotrempe tout comme un patinage de locomotive. Pour en vérifier la répercussion sur la fragilité du rail des essais furent entrepris en 1934 à la Cie du Nord à la vitesse de 100 km/h à raison de 200 freinages consécutifs sur le même rail. Les taches bleues relevées étaient énormes (jusqu'à 8 cm de longueur et 6 cm de largeur) et des essais de choc occasionnèrent la rupture du rail, au niveau des taches, à 450 ou 5400 kgm au lieu de 20.000 ou 30.000 kgm.

Ces échauffements provenaient d'une mauvaise portée des patins sur le rail donnant lieu à des pressions unitaires exagérées.

L'adaptation instantanée et automatique aux irrégularités de la voie et par suite la disparition des taches bleues furent obtenues par l'emploi de patins à semelles articulées formant chenille (1).

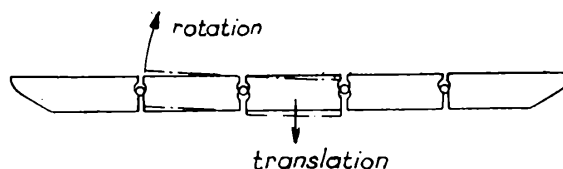


FIG. 108

4° **Description des patins JM nouveau modèle.**

a) **Semelles articulées.**

Construites comme une véritable chenille, les semelles articulées se composent d'un certain nombre de blocs indépendants (10 à 12 par patin) mobiles l'un par rapport à l'autre avec deux degrés de liberté :

- a) par un mouvement de rotation autour d'une articulation horizontale,
- b) par un mouvement de translation dans un plan vertical (*fig. 108 et 109*).

Sans gêner ces deux mouvements, un coussinet de bronze réduit les pressions entre axes et semelles et supprime ainsi toute usure (contact de deux surfaces planes au lieu de surface cylindrique sur surface plane).

Les avantages constructifs de ces patins sont les suivants :

1° faible encombrement facilitant le montage sur les bogies et faible poids, réduit de 240 kg en 1932 à 60 kg en 1946.

L'apparition des silicones, matériaux isolants nouveaux, résistant jusqu'à 250° centigrades et supportant de fortes intensités de courant combinée avec l'emploi d'aciers à haute perméabilité magnétique ($\mu = 200$ au lieu de 90) a permis de créer un patin de faibles dimensions. Or, plus un électro-aimant est petit, donc léger, plus il est puissant par rapport à son poids :

$$\frac{\text{effort magnétique}}{\text{poids}} = \frac{k}{\sqrt[3]{\text{poids}}}$$

pour des électro-aimants géométriquement semblables.

(1) Précédemment une première amélioration au patin rigide avait été apportée par des patins à lamelles de 3 mm d'épaisseur empilées, chacune d'elles étant supposée être mobile par rapport à sa voisine (JONES MULLER). Entre autres inconvénients, les entrefers déterminés par le mouvement des lamelles devenaient gênants, ce qui condamna le système.

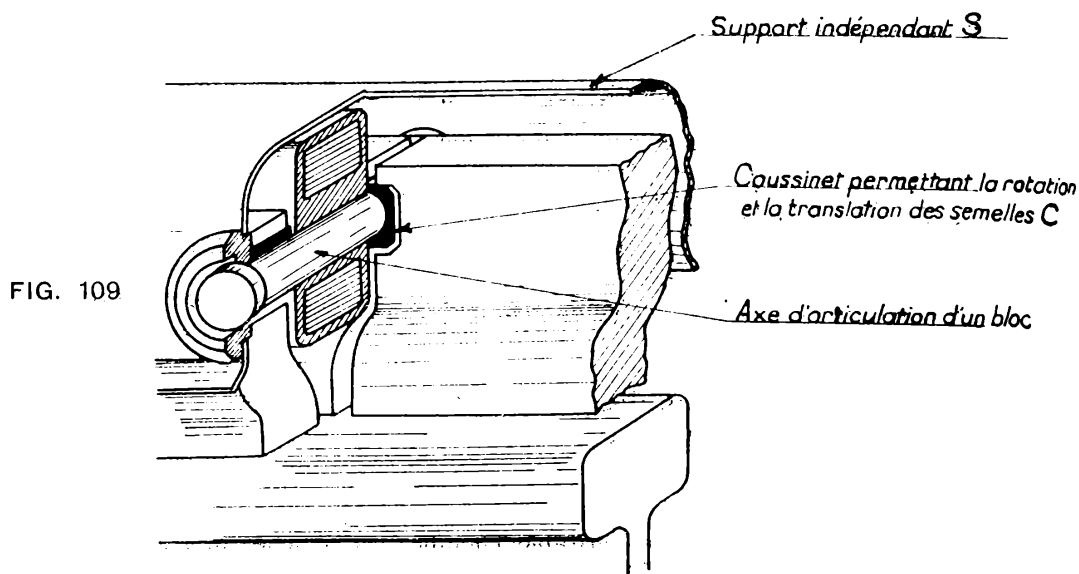
2° Indépendance des pièces constituant le circuit magnétique par rapport aux organes de suspension et de transmission d'effort, d'où une standardisation et une préfabrication possible des pièces essentielles.

3° Suppression des flasques fixes, intermédiaires entre les semelles et le noyau.

4° Augmentation de l'effort magnétique (voir *fig. 103*) grâce à une diminution des fuites magnétiques (3,5 % au lieu de 18 %, voir § 2° b) et à la suppression des entrefers longitudinaux de toute origine, d'où une diminution du nombre d'ampères-tours d'excitation (1600 au lieu de 4.200).

5° Suppression de tout usinage des semelles obtenues directement par étrépage (diminution du prix des semelles de rechange).

6° Diminution de la self-induction (40 spires au lieu de 150) donc du temps d'établissement du courant et de la surtension de rupture (moindre fatigue des bobines).



La *figure 110* compare les circuits magnétiques des anciens patins et des nouveaux ultra-légers.

b) Suspension.

Deux systèmes de suspension dans le sens vertical sont généralement utilisés (1) :

1° *Suspension au châssis avec dispositif compensateur* permettant de maintenir les semelles à une distance du rail indépendante de la position du châssis suspendu par rapport au rail.

Ce système (*fig. 111*) est constitué par un renvoi à deux leviers articulés autour d'un point fixe du châssis, l'un des leviers s'appuie sur un organe dont la distance à la voie est constante (boîte d'essieu), l'autre transmet aux leviers supportant les patins les déplacements verticaux du poids suspendu de telle sorte que la distance entre le patin et le châssis diminue de la même quantité; l'entrefer est ainsi maintenu constant.

(1) Différents systèmes ont été utilisés sur les autorails et autres véhicules non ferroviaires :

- Suspension directe au châssis suspendu avec ou sans leviers compensateurs de l'affaissement du poids suspendu,
- suspension à une poutre reposant sur les boîtes d'essieux,
- suspension à un châssis porteur auxiliaire,
- suspension au châssis avec relevage soit pneumatique, soit par ressorts, soit électro-mécanique.

Le réglage préliminaire de l'entrefer se fait à la fois par la chape A (*fig. 111*), en ce qui concerne le parallélisme du patin et du rail ou l'égalisation de l'entrefer et par la chape B en ce qui concerne la valeur de cet entrefer. Le réglage ultérieur en service pour la compensation de l'usure des semelles et des bandages se fait par la chape B.

2° *Suspension mixte* évitant un réglage précis de l'entrefer dans laquelle, hors service, les patins sont relevés à 60 mm du rail par un cylindre à air comprimé à l'intérieur duquel se trouve un ressort (*fig. 112*). On vide le cylindre au moment du freinage et le patin s'applique sur le rail en comprimant les ressorts. En cas de manque d'air comprimé les patins reposent sur les ressorts intérieurs, et restent à 15 mm du rail environ (1).

Dans le sens latéral, l'ancien montage classique de deux patins entretoisés rigidement d'une file de rail à celle opposée créait des entrefers transversaux dus (*fig. 113*) :

- a) aux inégalités d'usure des rails,
- b) aux variations d'écartement des rails (courbes).

La suspension indépendante permet à chaque patin, indépendamment de celui de la file de rail opposée :

- a) de s'incliner sur le rail (mouvement d'oscillation transversal),
- b) de se déplacer par translation latérale.

Deux dispositions sont employées suivant que le patin peut être suspendu ou non dans son axe vertical. Dans le premier cas (*fig. 112 et 114*), les deux axes 1 et 2 assurent les deux degrés de liberté ci-dessus indiqués.

Au repos, pour éviter les frottements latéraux de cette suspension une barre élastique (*fig. 111*) relie le patin au longeron opposé.

Dans le second cas (*fig. 115*) on utilise des traverses d'écartement articulées et extensibles : les biellettes 1 et 2 permettent la translation, les biellettes 3, la rotation. Ces traverses sont nécessaires pour supporter les couples formés par les forces de frottement qui tendraient à faire tourner les patins autour de leurs axes de suspension verticaux. Les axes 1, 2 et 3 sont montés sur silentbloc.

c) Passage au gabarit.

Même lorsqu'il est relevé au repos le patin est hors du gabarit de chargement situé à 130 mm au-dessus du sommet des rails. La largeur des semelles est égale à celle du champignon

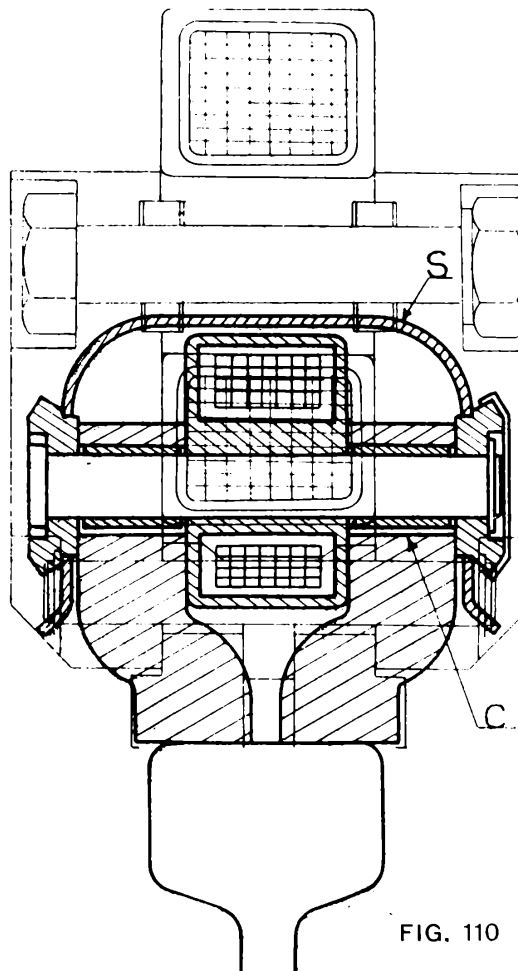


FIG. 110

(1) Cette distance serait jugée insuffisante en service permanent avec des autorails à grandes vitesses en raison de ses variations dépendant de la position du châssis par rapport à la voie et des oscillations de toute nature aux grandes vitesses. Les patins risqueraient de venir battre le rail, d'où une fatigue de la fixation des semelles, ou de heurter des contre-rails.

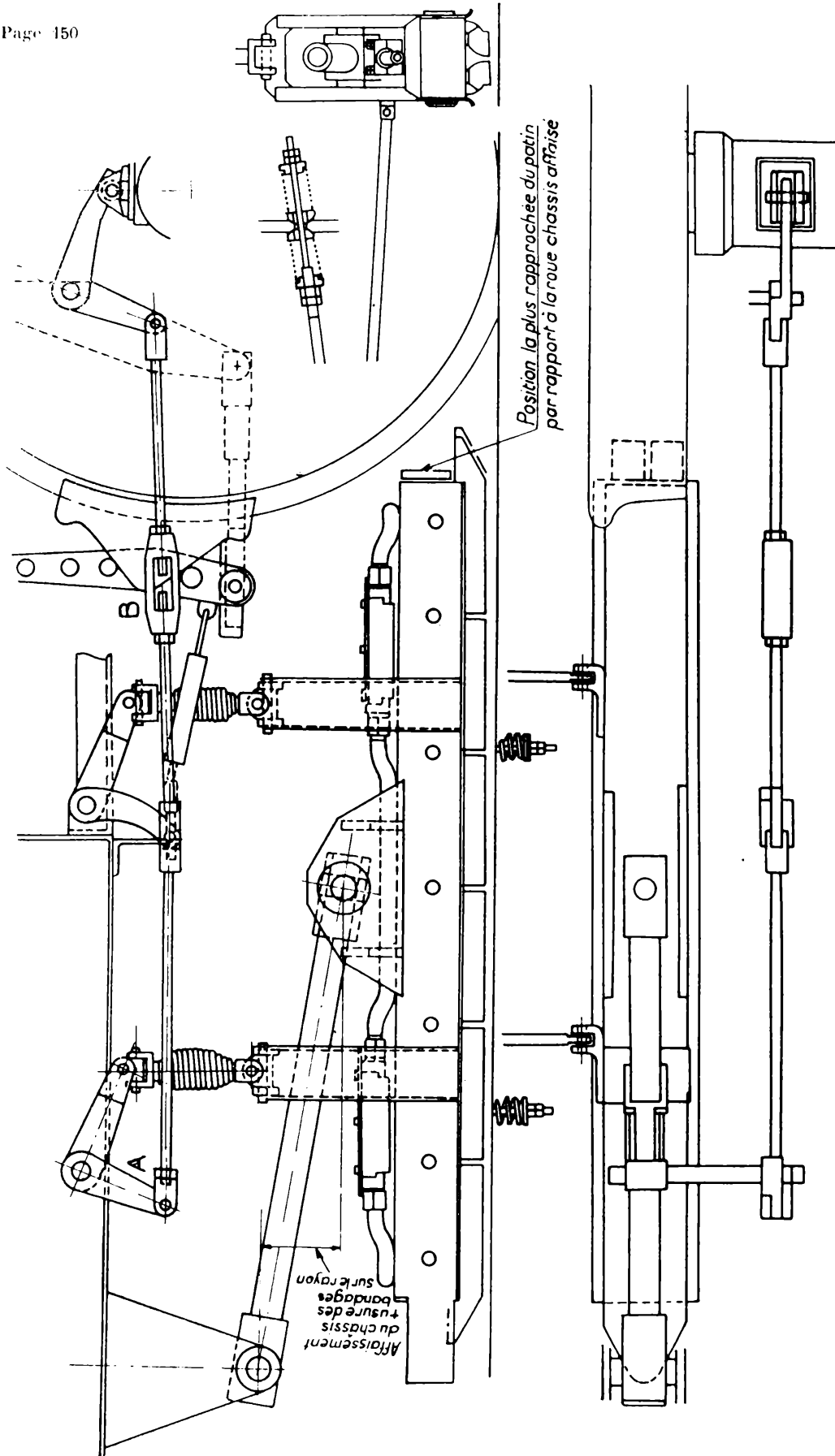


FIG. 111

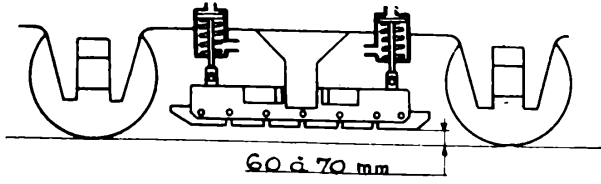


FIG. 112

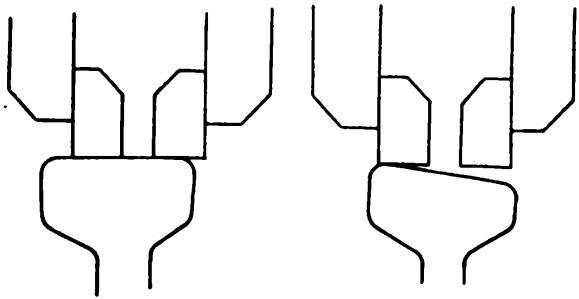
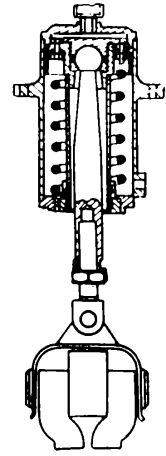


FIG. 113

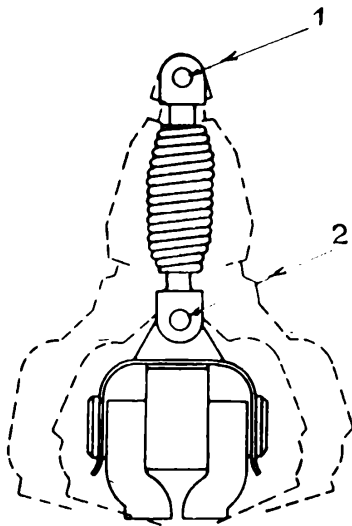


FIG. 114

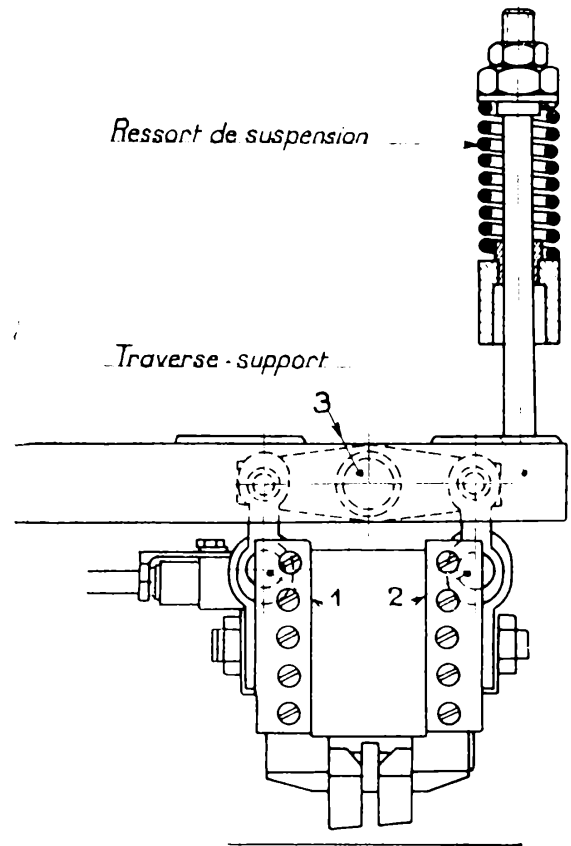


FIG. 115

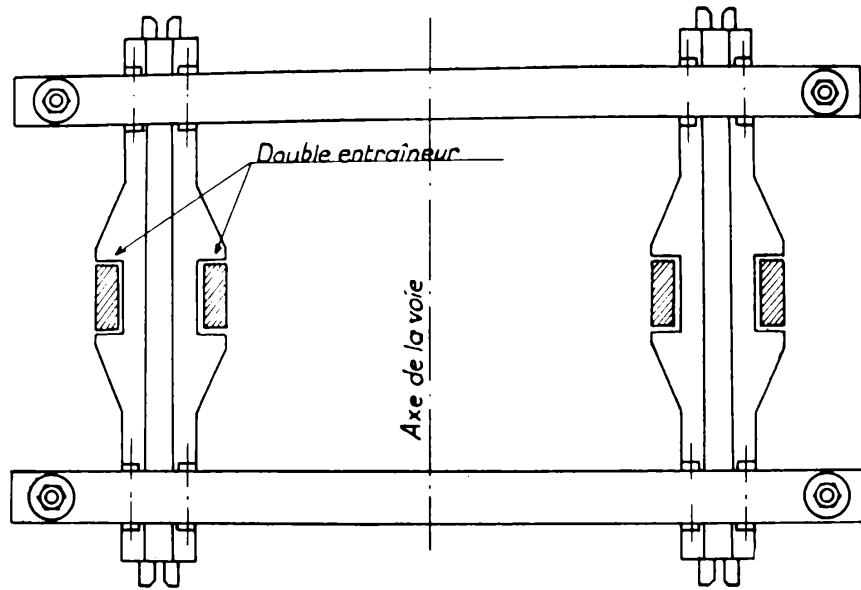


FIG. 116

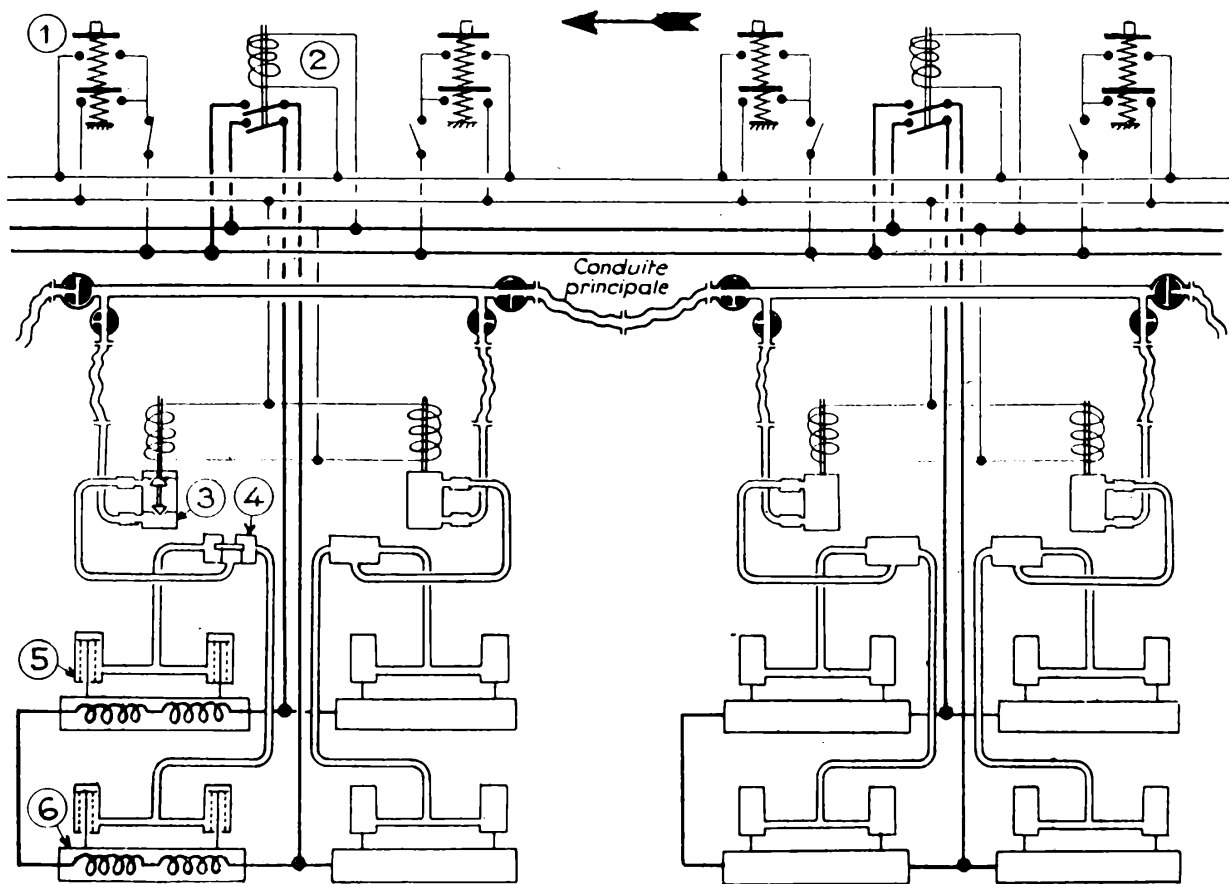


FIG. 117

du rail (1). Il suffit donc que l'écart latéral possible permis par le jeu des biellettes de suspension ne dépasse pas l'épaisseur du boudin pour qu'en toutes circonstances (au passage des appareils de voie munis de contre-rails surélevés par exemple), les semelles ne débordent pas le plan intérieur des bandages et que les roues protègent le patin de tout choc. Des butées limitent les amplitudes d'oscillation des biellettes 1, 2 et 3 (*fig. 115*) et par suite l'écart latéral maximum. Lorsqu'il est excité le patin vient d'ailleurs se placer et se maintenir exactement dans l'axe du rail. L'écart latéral minimum nécessaire à l'inscription en courbe est calculé d'après le surécartement des rails en courbe d'une part, d'après le rayon de la voie, l'empattement du patin et l'entr'axe des essieux du bogie d'autre part.

d) Entraînement.

En général on monte sur le châssis de bogie une pièce rigide qui peut attaquer le patin dans les deux sens de marche par l'intermédiaire de deux pièces rapportées (butoirs d'entraînement, *figure 116*).

Les fuites magnétiques dues au champ créé par l'électro-aimant rendent nécessaire l'interposition d'une plaque en métal non magnétique (bronze) entre l'entraîneur et les butoirs lorsque l'entraîneur est dans le plan vertical du patin. On évite ainsi le collage de ces deux pièces qui empêcheraient la descente du patin au-dessus d'un certain entrefer.

Une disposition plus simple (*fig. 111*) utilise une bielle de réaction articulée en un point fixe du châssis, sensiblement horizontale et dans le plan vertical du patin.

e) Schéma de montage (*fig. 117*).

Le frein magnétique est actionné soit par un contact qui fait partie du robinet de mécanicien, soit par un contact séparé (en cas de blocage du robinet). Ce contact (1) actionne simultanément le contacteur d'alimentation (2) des patins et les électro-valves (3). Les électro-valves vident les cylindres (5) par l'intermédiaire des accélérateurs d'échappement (4) et les patins excités (6) tombent sur le rail.

(1) Pour obtenir le rendement maximum, la largeur de la semelle ne doit pas être plus petite que celle de la table de roulement du rail, mais il n'y aurait pas d'inconvénient d'ordre magnétique à ce qu'elle soit plus large.

CHAPITRE VIII

FREINS HYDRAULIQUES

Ces freins sont ainsi dénommés parce qu'ils utilisent un fluide liquide au lieu de l'air pour la transmission de l'énergie de freinage.

Leur fonctionnement est basé sur un des principes fondamentaux de l'hydrostatique.

Toute pression exercée en un point d'un liquide en repos se transmet également à ce liquide dans toutes les directions.

Cette pression est donc répartie instantanément et sans pertes du fait de la compressibilité presque nulle des liquides, à toutes les surfaces (1).

De là aussi les quatre avantages théoriques principaux des freins hydrauliques.

1° Egale répartition des pressions de freinage entre toutes les roues;

2° Instantanéité;

3° Possibilité d'obtenir la plus grande multiplication désirée;

(1) Le coefficient de compressibilité des liquides est très petit et pratiquement indépendant de la pression.

1° Si V_0 est le volume initial du liquide à la pression p_0 , lorsqu'à température constante, la pression varie de dp , le volume du liquide varie de dV , proportionnel à V_0 et on a :

$$dV = -\beta \cdot V_0 \cdot dp$$

$\beta = -\frac{dV}{V} : dp$ est le coefficient de compressibilité, de l'ordre de grandeur de $\frac{1}{20.000}$ cm² : kg (V en l/kg et p en kg/cm²).

2° Lors de l'échauffement d'un liquide à volume constant, la pression augmente lorsque la température θ s'élève et on a :

$$p = p_0 (1 + \gamma \theta)$$

γ est le coefficient thermique de la pression.

3° Lors de l'échauffement d'un liquide à pression constante, son volume V augmente lorsque la température θ croît et on a :

$$V = V_0 (1 + \alpha \theta)$$

α est le coefficient thermique du volume ou coefficient cubique de dilatation.

4° On démontre qu'entre les coefficients α , β et γ on a la relation :

$$\alpha = \beta \cdot \gamma \cdot p_0$$

permettant de calculer le troisième coefficient connaissant deux d'entre eux.

5° Estimons le travail de compression d'un kg de fluide de 0 à 100 kg, à température constante. On a :

$$T_1 = -\int_0^{p_0=100} p \cdot dV = -V_0 \int_0^{p_0=100} \frac{p}{20.000} dp$$

$$\text{soit : } T_1 = \frac{V_0}{20.000} \cdot \frac{p_0^2}{2}$$

$$T_1 = \frac{1000}{20.000} \cdot \frac{100^2 \text{ cm}^3}{2 \text{ kg}} \cdot \frac{\text{cm}^2}{\text{kg}} \left(\frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right)^2, \text{ ou cm}$$

$$T_1 = 250 \text{ cm} = 2,5 \text{ kgm} : \text{kg}$$

Ce travail est très faible et explique en partie l'économie d'énergie à mettre en jeu que permettent de réaliser les freins hydrauliques (voir chapitre II § C 3°).

Le volume qu'il faut comprimer pour obtenir une pression de 70 kg/cm², compte non tenu du volume qu'il faut déplacer pour rattraper le jeu des segments est égal approximativement à 0,35 % du volume initial.

4° Rendement de transmission pratiquement égal à 1, d'où douceur et progressivité optima.

Comme un frein pneumatique un équipement de frein hydraulique comporte un générateur d'énergie, des organes distributeurs, transmetteurs et récepteurs.

Cet équipement peut être mixte, c'est-à-dire comporter un générateur et une commande pneumatiques, les autres organes étant hydrauliques, ou être entièrement hydraulique.

Le frein hydraulique peut être conçu direct ou automatique ou combiné.

Le réservoir d'énergie hydraulique peut être pratiquement inépuisable (frein Messier à accumulateur) ou limité par la course du piston de pompe (frein Lockheed et frein Charles).

Dans ce dernier cas, la fraction de course *utile* du piston est celle nécessaire à la seule compression du liquide pour élever sa pression. On doit tenir compte cependant dans l'établissement du frein et afin de réduire la dimension des pompes qu'une grande partie de cette course doit être réservée pour les compensations suivantes :

1° Dilatation mécanique des tuyaux souples d'accouplement (un mètre de tuyau souple de bonne qualité équivaut à 400 m de tuyau de cuivre);

2° Usure des garnitures ou sabots.

Dans les freins à tambour on utilise toujours un dispositif de réglage automatique ou non. Le jeu normal des garnitures est 1 mm.

Dans le frein à sabots, il est indispensable de maintenir les sabots très près des roues au moyen d'un dispositif limiteur de retour (*fig. 118*).

Il se compose d'un corps 1 solidaire par une chape d'un point fixe et d'une crémaillère 2 entraînée par un axe 3 porté par le levier porte-sabot. Une boutonnière dans la crémaillère donne le jeu au sabot.

Lorsque le frein agit, le levier porte-sabot tire la crémaillère. Au retour le levier vient buter dans le fond de la boutonnière. La distance constante entre sabot et bandage est donnée par le jeu J corrigé au rapport des bras de levier.

Quand on veut changer le sabot, la crémaillère est libérée de son crochet en soulevant celui-ci au moyen de la tige 4 (1).

3° Dilatation thermique du tambour. A une température voisine de 200° elle est égale à : $D \times 2 \times 0,00122$, soit 1 mm environ pour un tambour de 400 mm (2); elle double donc approximativement la course nécessaire à l'absorption du jeu initial entre mâchoire et tambour. Dans le cas du frein à sabot, la dilatation joue en sens inverse.

A. — FREIN LOCKEED

Le système « Lockheed » consiste essentiellement en une pompe hydraulique de commande actionnée pneumatiquement ou mécaniquement (pédale, par exemple). Cette pompe transmet la pression hydraulique à des pistons récepteurs montés sur les organes de freinage (sabots ou mâchoires) au moyen de canalisations rigides et souples. Le frein Lockheed est donc un frein direct lorsque la commande est mécanique et il peut être soit direct, soit automatique lorsqu'étant combiné avec un frein pneumatique la commande est pneumatique.

1° Pompe de commande.

a) Description.

Elle comporte une cuve de distribution d'huile et le maître-cylindre compensé ainsi désigné parce qu'automatiquement il maintient constamment plein de liquide l'ensemble

(1) Soit (p) mm la denture de la crémaillère, la course du piston sera au desserrage, compte tenu du rapport des bras de levier, comprise entre des valeurs proportionnelles à J et (J + p).

(2) 0,00122 étant le coefficient de dilatation linéaire de l'acier pour 100° C.

Vis de contrôle du niveau

Sifflet

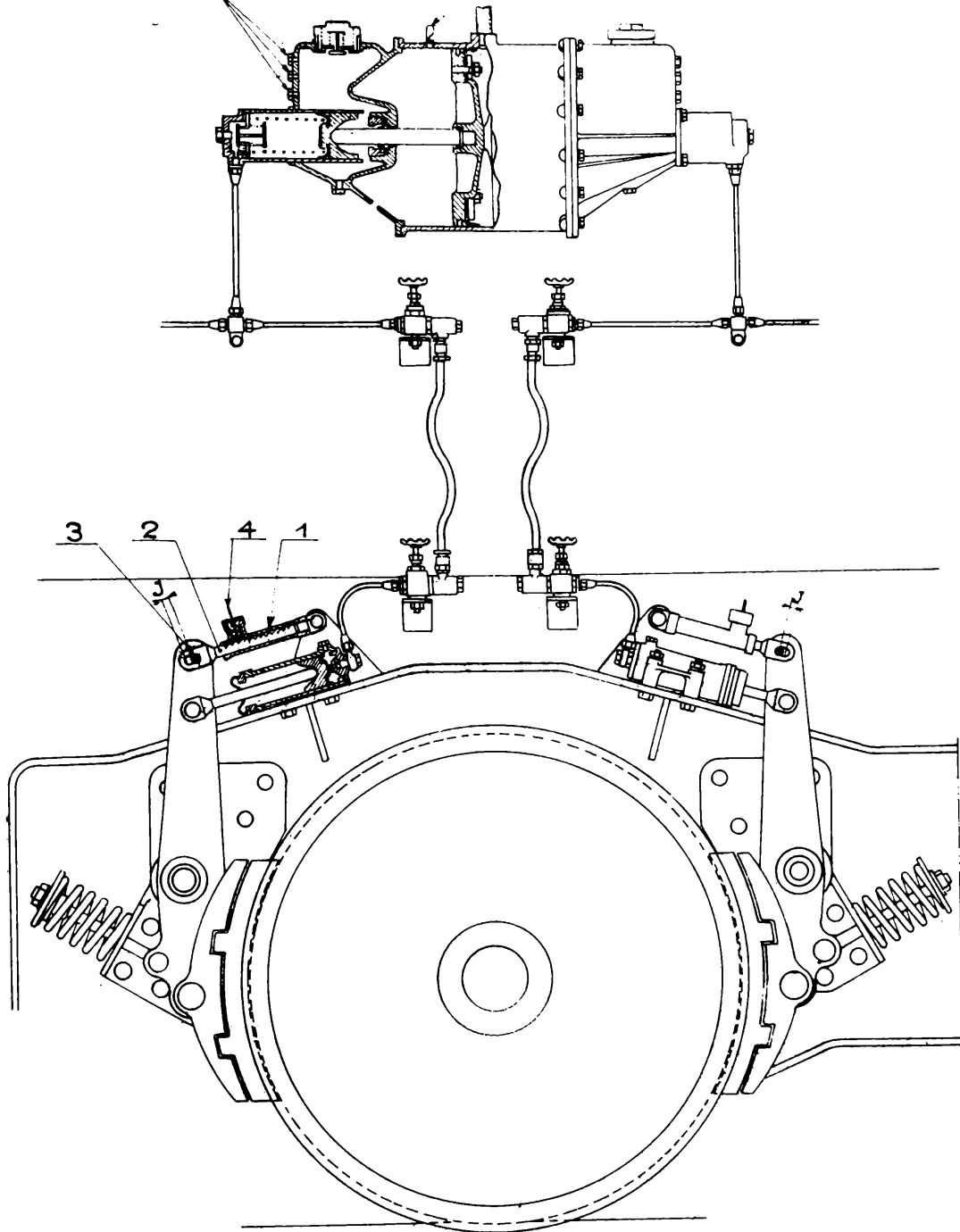


FIG. 118

du dispositif et permet en particulier l'expansion ou la contraction de l'huile due aux variations de température.

Il existe deux dispositions :

La première comporte une cuve de distribution B dans laquelle se trouve le maître cylindre A constamment immergé dans le liquide (*fig. 3 et 119*) protégeant le système contre tout danger d'entrée d'air, d'eau, de poussières.

Dans la deuxième disposition, la pompe de commande est alimentée par un petit réservoir séparé, et relié au maître-cylindre par une tubulure.

Dans le premier cas le piston G reçoit l'effort exercé sur la pédale de frein par l'inter-

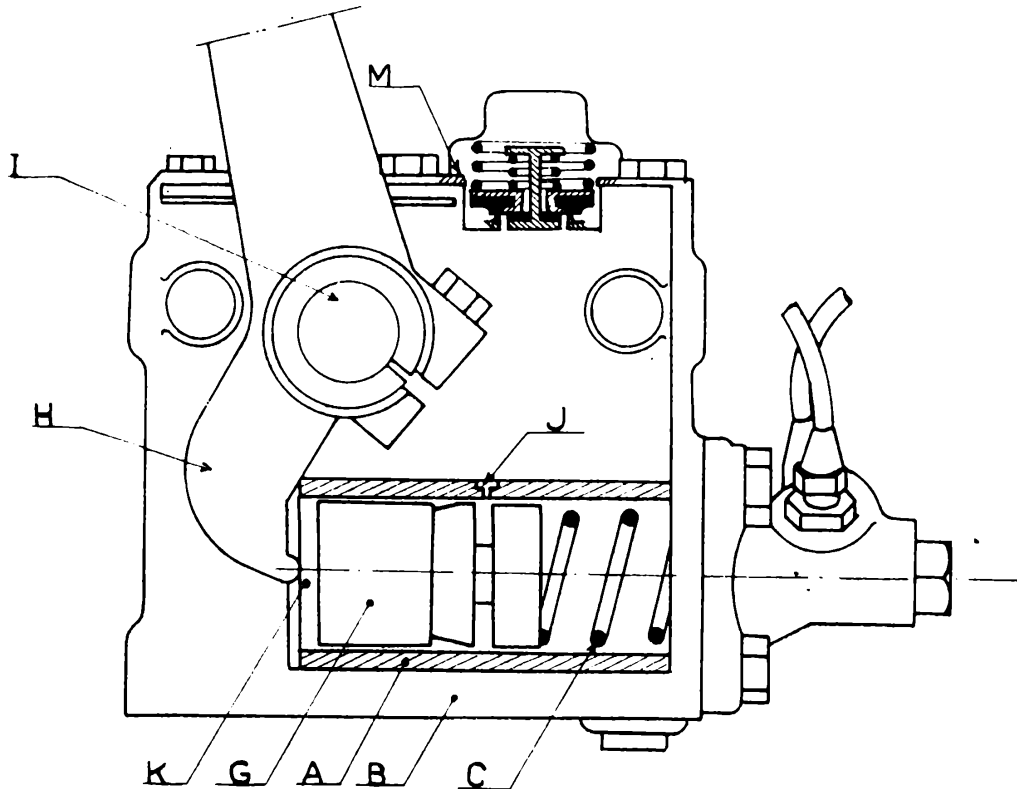


FIG. 119

médiaire d'un levier intérieur (H) monté sur un axe I qui passe à travers la cuve.

Dans le deuxième cas, le piston est attaqué directement par une tige de poussée.

Un trou de petit diamètre J est ménagé à travers la paroi du maître cylindre et à sa partie supérieure. Ce trou J est placé de telle façon, qu'il soit complètement dégagé dans la position de retour complet du maître piston G contre la butée L. (*fig. 120*). Une élévation de température dilatant le liquide, celui-ci trouve alors son expansion par le trou J dans la cuve, ou dans le réservoir séparé. Une contraction ou fuite du liquide produit le mouvement inverse.

Il est par suite de toute importance que ce trou J soit, à la position de retour de la pédale, complètement démasqué, c'est-à-dire qu'au repos, le maître-piston doit toujours être appliqué contre la butée.

En conséquence, la pédale doit être très libre, et un léger jeu K (*fig. 3*) doit exister avant d'attaquer le piston. Ce jeu de sécurité est indispensable et s'apprécie facilement à la main.

Le retour du piston, à sa position de repos, s'accomplit sous l'action du ressort C enfermé dans le maître cylindre, la pédale de frein ou la tige de poussée retournant sous l'action d'un ressort séparé.

Le bouchon de remplissage de la cuve de distribution, empêche l'évaporation des matières volatiles contenues dans le liquide. Il assure la fermeture étanche de la cuve par l'intermédiaire du joint M (*fig. 119*).

Ce bouchon doit donc être maintenu parfaitement serré en place.

Dans la tête du maître cylindre se trouve une soupape F maintenue en place par la pression du ressort C. Cette soupape comporte en outre un clapet central D appliqué sur son siège par le ressort E.

Lorsque sous l'action de la pédale, le piston du maître cylindre est poussé à l'intérieur,

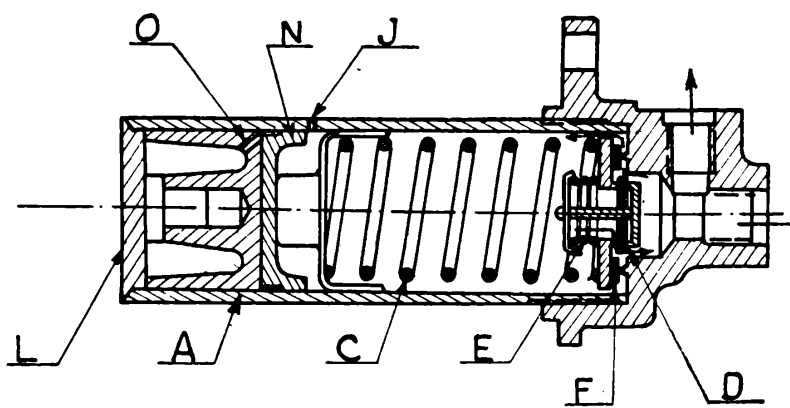


FIG. 120

le liquide ouvre le clapet central D et pénètre alors dans les tubulures reliées aux cylindres de roues.

Quand la pédale se relève, le clapet D se ferme et le piston du maître cylindre revient en arrière sous l'action du ressort C. En même temps, la pression du liquide provenant des cylindres de roues, sous l'action des ressorts de rappel des mâchoires de freins, ouvre le clapet F et le retour s'opère à travers celui-ci, jusqu'à ce que la pression soit inférieure à celle du ressort C, lequel devenant prépondérant ferme le clapet F. Il subsiste alors dans les canalisations et les cylindres de roues, une pression de 0 k. 500 environ, qui interdit toute rentrée d'air intempestive.

Si, à ce moment, le volume du liquide retourné est insuffisant pour égaler le déplacement total de retour du maître piston, un vide se trouve créé dans le maître cylindre (1), le liquide passant alors par les petits trous inclinés O se trouvant sur le maître piston, fait fléchir le bord extérieur de la coupelle N, spécialement prévue à cet effet, et pénètre dans le maître cylindre compensant ainsi automatiquement un manque éventuel de liquide (2).

(1) Le piston sous l'action du ressort revient en arrière plus rapidement que la colonne de liquide qui doit vaincre les pertes de charge dues aux canalisations.

(2) Cette compensation des pertes pouvant être dues aux fuites est plus rapide que celle s'effectuant par le trou J, afin que si l'on est obligé de donner aussitôt un deuxième coup de frein on ne risque pas d'enfoncer la pédale sans rencontrer de résistance ni de ne pouvoir freiner. La section du trou J ne pourrait être augmentée à cet effet sans inconvénient car avec des tuyauteries trop élastiques le retour de la pédale risquerait de provoquer la formation d'une onde de pression qui refoulerait dans la cuve une partie du liquide contenu dans les canalisations, d'où le même inconvénient que celui signalé ci-dessus.

D'autre part, les clapets D et F fonctionnent également lors du remplissage du système avec le liquide du frein.

Dans ce cas, les vis d'écoulement S des cylindres de roues étant desserrées, aucune pression n'est possible et seule la soupape centrale laisse passer le liquide sans qu'il puisse retourner, le clapet F restant fermé sous l'action du ressort C.

b) Démontage.

Dévisser le bouchon de vidange se trouvant à la partie inférieure de la cuve de distribution et évacuer le liquide.

Déconnecter les tubes en cuivre. Dévisser les vis fixant la tête du maître cylindre. Retirer alors celui-ci en prenant soin de ne pas détériorer le joint plat.

Retirer la butée de retour L du maître piston en écartant les deux extrémités engagées dans les trous du maître cylindre.

Le piston est alors assez brusquement repoussé par le ressort C ainsi que la coupelle spéciale N. Le ressort C et la soupape double F peuvent alors être facilement extraits.

Nettoyer le tout, toujours à l'alcool à l'exclusion d'essence ou de pétrole, et particulièrement le maître cylindre qui ne devra pas présenter de trace de rouille, coups, etc.

Toutes les pièces étant bien propres, procéder au remontage après avoir remplacé la coupelle N par une neuve, s'il y a lieu, et avoir immergé toutes les pièces dans du liquide très propre. S'assurer que le joint est convenablement placé avant de bloquer les vis de fixation du maître cylindre.

Remonter la cuve de distribution; replacer les raccords de canalisation et procéder au remplissage et à la purge de l'air comme indiqué au § remplissage.

On ne doit employer que le liquide Lockheed d'origine. Ce liquide n'exerce aucune action nocive sur le caoutchouc des tuyaux flexibles ni sur celui des coupelles d'étanchéité, il est parfaitement neutre afin de ne pas corroder les parties métalliques. Il est assez fluide pour faciliter l'élimination des bulles d'air d'où un remplissage parfait des canalisations et un bon rendement du frein. Il est assez visqueux pour diminuer les fuites et empêcher le grippage des pistons situés dans les tambours dont les garnitures d'étanchéité s'échauffent lors d'un freinage prolongé et risqueraient de se bloquer en empêchant le desserrage des freins.

c) Commande du maître-piston.

Elle peut être pneumatique ou mécanique ou combinée.

1° Commande pneumatique.

Vase à diaphragme Westinghouse (fig. 121).

Ce vase agit à l'aide d'un poussoir D sur le maître-piston. Le diaphragme B en caoutchouc poussé par l'air arrivant en A du distributeur d'air (valve-relais type E par exemple) agit sur le poussoir D rappelé par le ressort E.

Le déplacement du maître piston est limité par une rondelle F maintenue par un segment G en fil d'acier. La tige du poussoir porte un disque blanc qui, en se déplaçant derrière des fenêtres garnies de mica, indique la course du piston (1). Une vis forée H permet la purge de l'air du maître cylindre; la nourrice est elle-même munie d'une purge I.

La nourrice alimente le cylindre (à gauche du maître-piston) par le trou calibré habituel et remplit également par un plus grand trou l'espace J entre le piston et le segment d'étanchéité K, de façon à éviter toute entrée d'air dans le maître cylindre.

Une valve de sécurité placée sur l'alimentation de chaque vase assure la progressivité du freinage et permet en cas de rupture d'un diaphragme ou d'une tuyauterie de continuer à freiner avec les autres vases.

(1) Ce voyant circulaire peut être remplacé par un doigt sortant du vase lorsqu'il est entraîné par le poussoir. Il doit se déplacer de 20 à 25 mm lorsqu'on applique une pression d'air de 4 à 5 hpz. Si la course est trop importante purger les freins (voir § suivant). S'il n'y a pas amélioration, vérifier l'état des cylindres de roues et des garnitures.

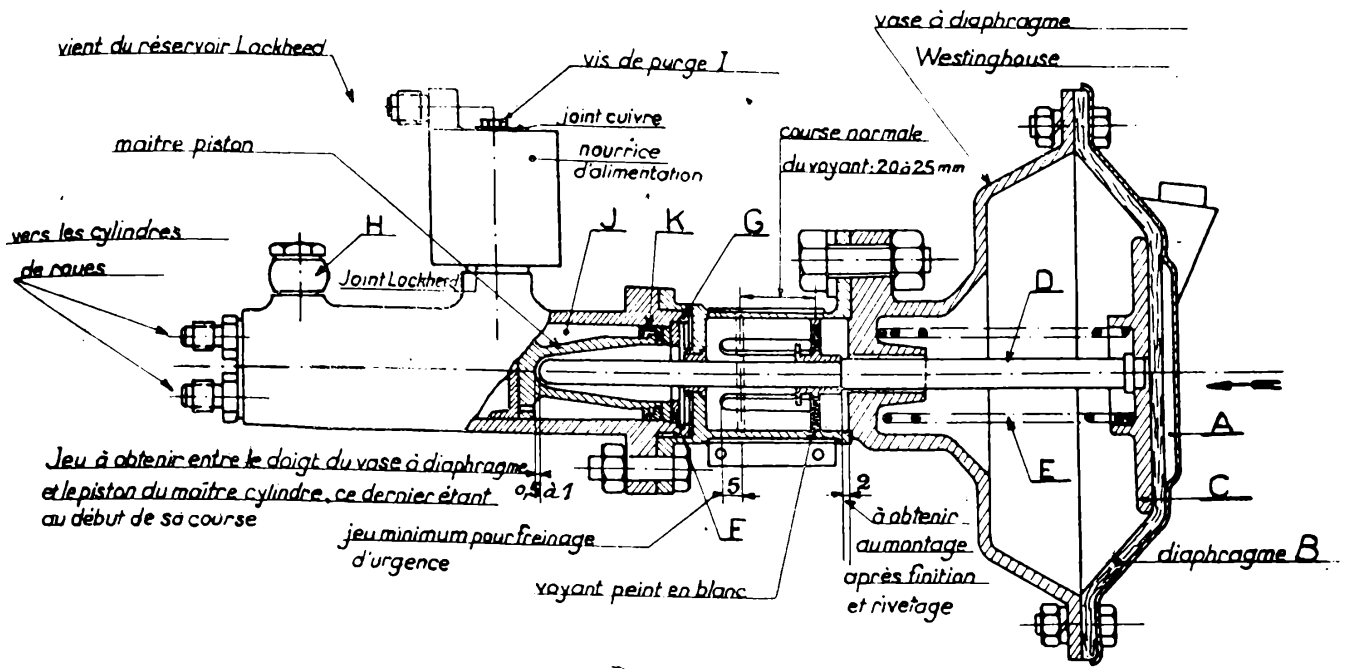


FIG. 121

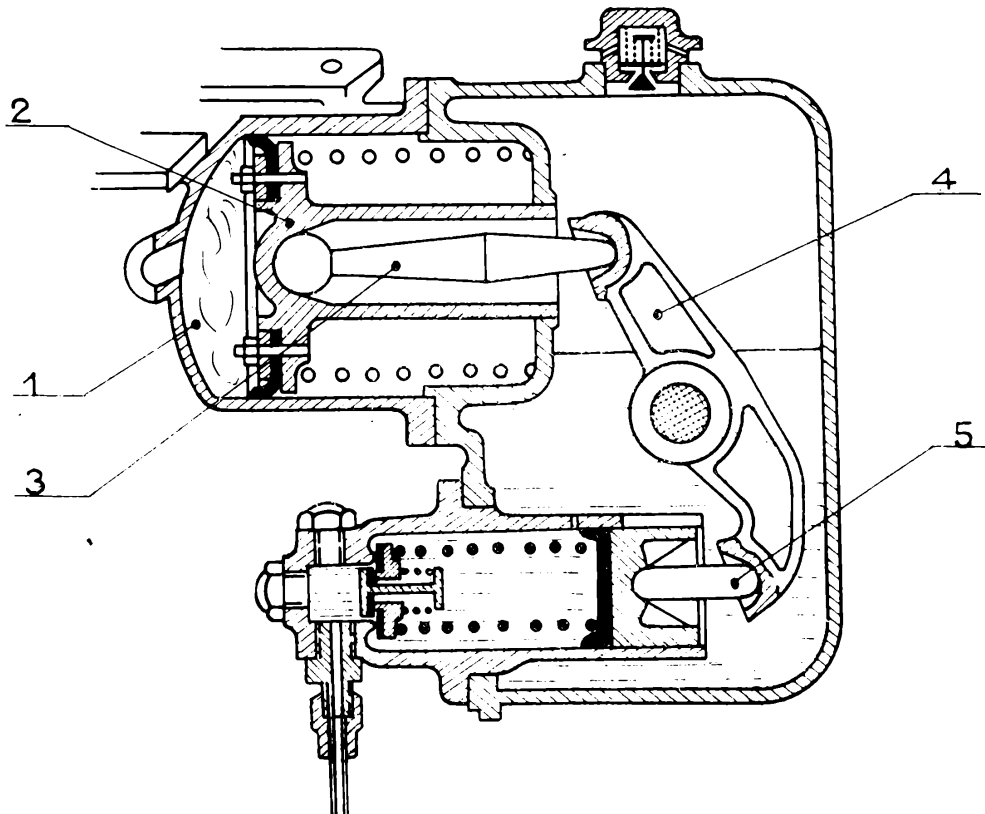


FIG. 122

Pompe Lockheed combinée avec cylindre de commande (fig. 122).

L'air venant du distributeur (robinet de commande du frein direct par exemple) arrive dans le cylindre 1 à deux pistons; l'effort sur le piston 2 par exemple est transmis par la tige 3 et le levier 4 au poussoir 5 en contact avec le maître piston.

Le cylindre peut être muni d'un sifflet fonctionnant pour avertir le conducteur en cas de rupture de tuyauterie, de fuites importantes ou de purge d'air insuffisante (fig. 118).

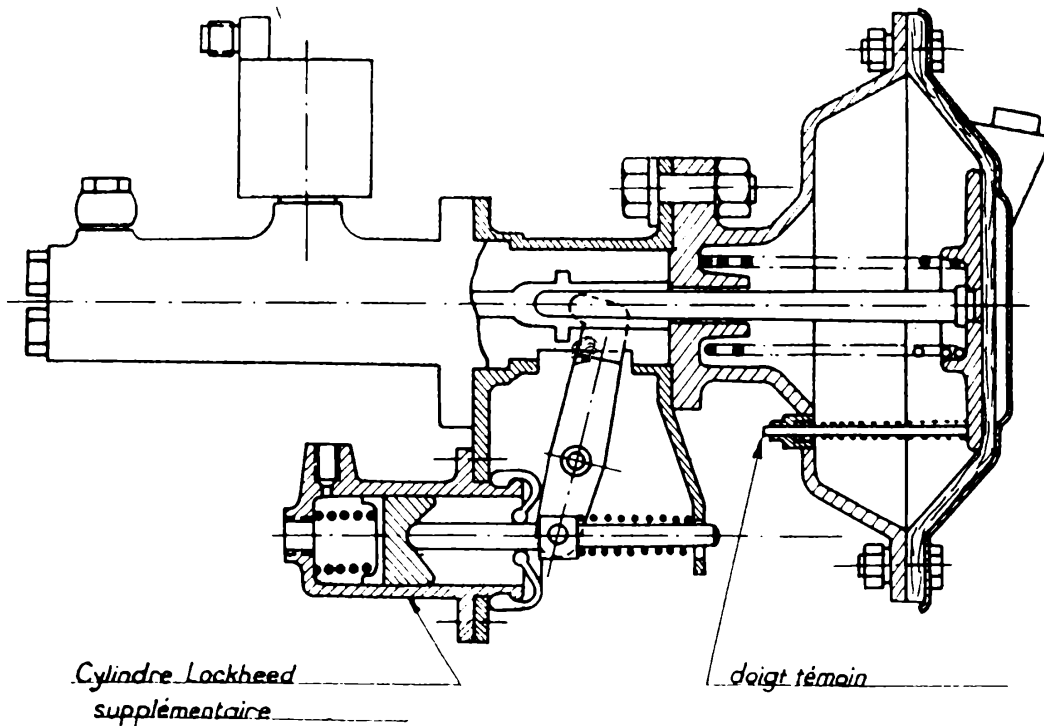


FIG. 123

2° **Commande mécanique** (fig. 3).

Un levier commandé à la main ou une pédale agit sur le maître piston par l'intermédiaire d'un levier intérieur à la cuve de distribution qui contient le maître cylindre.

Un enclenchement permet de maintenir le levier extérieur de commande dans la position de freinage pour l'immobilisation du véhicule au garage.

3° **Commande combinée** (fig. 123).

Un cylindre Lockheed supplémentaire est accolé à l'ensemble du vase à diaphragme et du maître cylindre Lockheed. Il reçoit la pression d'huile d'un maître cylindre de frein à main à commande mécanique et la transmet par un levier à fourchettes au doigt poussoir du maître cylindre de l'installation commandée normalement à l'air.

2° Cylindres de roues.

a) Description.

Les cylindres de roues transmettent leur effort soit à des mâchoires qui viennent s'appuyer sur la paroi d'un tambour, soit à des sabots de frein du type courant, par l'intermédiaire d'un levier ou directement.

L'action sur les mâchoires peut être directe; on emploie alors un cylindre monté de façon rigide sur un plateau fixe et portant deux pistons opposés P (fig. 124) transmettant leur effort par l'intermédiaire de poussoirs. L'action sur les mâchoires peut encore se faire par l'intermédiaire d'une came (montage classique), le cylindre dans ce cas est à simple piston (fig. 125).

Les extrémités ouvertes des cylindres de roues reçoivent des capuchons en caoutchouc spécial, servant de protection contre l'eau, le sable, l'huile (fig. 124).

L'arrivée du liquide est placée de telle sorte que celui-ci pénètre dans les cylindres entre les coupelles Q des pistons. A la position supérieure, et également entre les coupelles se trouve un orifice d'écoulement R pour l'expulsion de l'air au moment du remplissage et de la purge.

Cet orifice est maintenu obturé, en fonctionnement normal, par une vis d'écoulement S à pointeau, bloquée à demeure.

Cette vis d'écoulement S, desserrée de quelques tours, permet l'évacuation de l'air, lorsqu'il y a lieu.

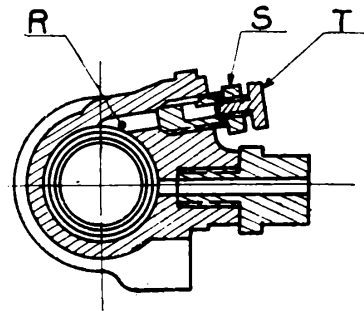
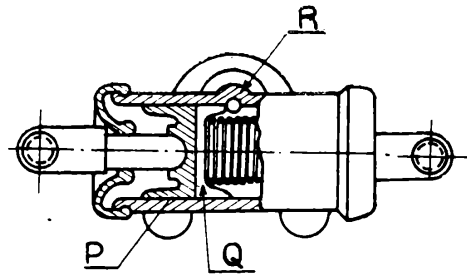


FIG. 124

b) Remplissage et purge d'air du circuit hydraulique.

L'installation étant achevée correctement, il y a lieu de vérifier si tous les raccords sont bien bloqués avant de procéder au remplissage.

Celui-ci s'opère de la façon suivante :

Le niveau du liquide doit être maintenu à une hauteur suffisante dans la cuve de distribution ou dans le réservoir séparé suivant que l'installation comporte l'un ou l'autre dispositif.

Après avoir dévissé le bouchon de remplissage, compléter le liquide jusqu'à ce que le niveau arrive à 2 centimètres du bord. Il est de toute importance que le niveau ne soit jamais plus haut.

Si l'on procède à l'opération de purge, le niveau du liquide sera à parfaire pendant et après l'opération.

Sur chaque cylindre de roue (fig. 124) se trouve la vis d'écoulement S à pointeau, dont l'orifice de sortie est obturé par une vis bouchon T dont le rôle est seulement d'éviter toute introduction de corps étrangers, l'étanchéité étant assurée par la vis pointeau d'écoulement S lorsqu'elle est bloquée.

Retirer la vis bouchon T.

Visser à sa place le petit tuyau d'écoulement par son raccord fileté.

Passer le tuyau d'écoulement dans une clef à tube qui vient alors coiffer la tête 6 pans de la vis d'écoulement S.

Dévisser celle-ci d'un tour environ et laisser pendre l'extrémité du tuyau d'écoulement dans un récipient transparent.

Abaisser alors la pédale lentement à la main, plusieurs fois.

Le fait d'appuyer sur la pédale produit une action de pompage qui envoie le liquide à travers les tubes et en dehors des cylindres, entraînant avec lui tout l'air qui peut être présent.

Le liquide sortant alors par le tuyau d'écoulement, continuer de donner quelques coups de pédale, jusqu'à disparition complète des bulles d'air, facilement visibles à travers le liquide écoulé dans le récipient.

Rebloquer alors avec la clef à tube la vis d'écoulement S. Dévisser le tuyau d'écoulement et remettre à sa place la vis bouchon T avec sa rondelle Grower.

Répéter l'opération sur les autres roues en procédant de la même manière.

Pendant le remplissage, il faut s'assurer de temps en temps que la cuve de distribution contient au moins la moitié de sa capacité totale de liquide : s'il n'en était pas ainsi, l'air pourrait pénétrer dans le système, nécessitant une nouvelle purge, comme indiqué ci-dessus.

Lorsque toutes les roues ont été purgées d'air, il faut compléter le liquide dans la cuve de distribution, et de façon que le niveau arrive à 2 centimètres du bord. Il est de toute importance que le niveau ne soit pas plus haut.

En principe, le liquide qui a été recueilli dans le récipient d'écoulement, ne doit pas être remis dans la cuve, car il a pu entraîner des particules diverses se trouvant dans les canalisations; toute introduction d'impuretés dans la cuve de distribution pourrait occasionner des inconvénients de fonctionnement.

Replacer le bouchon de remplissage de la cuve de distribution, sans omettre le joint M, après s'être assuré que le clapet double est parfaitement propre. Le bouchon doit être bien bloqué sur le joint qui assure l'étanchéité de la cuve (1).

La purge à nouveau du système n'est nécessaire que lorsqu'une partie quelconque du mécanisme a été déconnectée.

Il est utile, après le remplissage, de contrôler l'étanchéité. Pour cela, à défaut d'appareils de contrôle il suffit d'appuyer sur la pédale en maintenant sur celle-ci, une pression du pied aussi forte que possible, pendant 30 secondes à une minute.

Bien observer à ce moment, si la pédale résiste complètement, ou si, au contraire, elle s'abaisse petit à petit plus ou moins rapidement. Dans ce cas, c'est qu'une fuite se produit.

L'installation ne doit être mise en service que lorsque la pédale résiste indéfiniment, sans aucune perte.

Il est indispensable que le liquide soit absolument exempt de bulles d'air qui augmenteraient sa compressibilité et empêcheraient ainsi d'atteindre, eu égard à la course disponible du maître-piston, la forte pression nécessaire. L'effet obtenu serait tout à fait comparable à celui que produirait le remplacement des tringles rigides d'une timonerie classique par de longs ressorts hélicoïdaux.

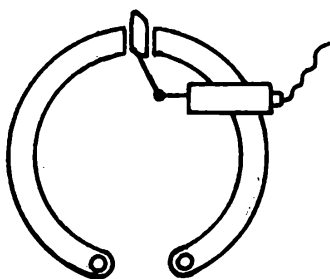


FIG. 125

c) Canalisations.

Pour la même raison les canalisations de transmission ne doivent pas se dilater élastiquement de façon appréciable sous l'action d'une brusque élévation de pression; cependant elles doivent être suffisamment souples et offrir une sécurité élevée contre les risques de rupture.

On utilise soit des tuyaux souples en caoutchouc armé par des tresses de coton ou métalliques, soit des tuyaux rigides munis de rotules dont l'étanchéité est assurée par des garnitures en caoutchouc. Ces derniers ont l'avantage d'être pratiquement indilatables, au point qu'ils permettent un rendement de transmission de l'ordre de 90 %; de plus ils échappent au vieillissement et ne sont pas vulnérables. Les flexibles Lockheed ne peuvent éclater qu'à des pressions supérieures à 700 kg/cm².

Les tuyaux rigides sont constitués par un tube de cuivre rouge pur recuit de première qualité (99,5 %). Ce tube ne doit comporter aucun défaut d'étirage, ni soudure, pouvant provoquer des points faibles. Les tubes avec des parties minces ou fêlées sont rejetés. Il y a lieu de veiller spécialement à ce que le tube ne comporte intérieurement aucune calamine, ni corps étrangers, matières grasses, etc.

Les extrémités des tubes sont rabattues en forme de collet. Les raccords en laiton à fond tronconique, appliquent énergiquement ces collets sur les sorties coniques des divers ajutages, en assurant une étanchéité parfaite sans aucun organe intermédiaire, grâce à la plasticité du cuivre rouge.

(1) Sinon, des matières volatiles comprises dans le liquide pourraient s'évaporer et diminuer la qualité générale du liquide.

B. --- FREIN MESSIER

Le système « MESSIER » consiste essentiellement en plusieurs groupes de freins, entièrement indépendants, possédant chacun un distributeur reliant un accumulateur d'huile sous pression aux cylindres récepteurs.

Le distributeur peut être commandé soit mécaniquement par un levier de frein à main ou une pédale, soit pneumatiquement, soit hydrauliquement par dépression dans une conduite générale à laquelle il est relié. Dans le premier cas le frein est direct il et n'y a qu'un groupe relié à plusieurs cylindres récepteurs. Dans le deuxième et troisième cas le frein est direct ou automatique ou combiné et il y a plusieurs groupes reliés chacun à la conduite d'application ou à la conduite générale et à plusieurs cylindres récepteurs.

Ce dernier frein présente les particularités suivantes :

1° Toute avarie à une tuyauterie ou à un organe quelconque de l'un des groupes de freinage ne nuit qu'à ce groupe, les autres groupes gardant intacts leurs générateurs d'énergie et par suite leur puissance de freinage.

2° Même si la conduite générale hydraulique est longue, le débit d'huile y est extrêmement faible et les chutes de pression provoquant l'ouverture des distributeurs y sont pratiquement instantanées, d'où extrême rapidité de manœuvre, de l'ordre du 1/10 de seconde sur une longueur de conduite de 100 mètres.

3° Toute fuite à la conduite générale (avarie, ouverture de robinets de secours) provoque un freinage identique rapide et simultané sur toutes les roues, la rapidité étant proportionnée à l'importance de la fuite.

1° Groupe de freinage.

a) Principe de fonctionnement.

Chaque groupe comprend (*fig. 126*).

- une pompe hydraulique K avec son clapet by-pass
- un accumulateur d'huile sous pression L
- une bêche M
- un distributeur d'huile N.

La bêche M alimente en charge la pompe à huile K qui refoule l'huile, par un clapet de retenue Q dans l'accumulateur L, à une pression que le by-pass de la pompe limite à 45 kg. L'accumulateur est en communication par un filtre avec le distributeur N dont le rôle est d'envoyer dans les cylindres à frein P1, P2, P3... par les tuyaux souples, l'huile de l'accumulateur sous une pression réglée par l'effort du conducteur (1). Au desserrage, l'huile des cylindres à frein fait retour par le distributeur et un filtre à la bêche M.

Le frein est théoriquement inépuisable. Pratiquement l'accumulateur peut être vidé par un nombre de 15 à 20 coups de frein rapides et répétés sans interruption. Si en effet après chaque coup de frein, même d'une fraction de seconde, on desserre complètement en faisant revenir à zéro la pression au manomètre des cylindres, tout le liquide puisé à l'accumulateur retourne à la bêche comme dans un coup de frein prolongé et l'on vide l'accumulateur par étapes successives.

b) Distributeur.

Il comprend essentiellement (*fig. 126*) deux organes que l'on peut appeler la soupape de mise en pression (a) et la soupape de décharge (b).

Dans les conditions normales, la pression d'huile venant de l'accumulateur s'exerce sur le clapet (a) et l'applique sur son siège fixe; les canalisations de freinage O sont en communication avec la bêche par le clapet (b), l'orifice perforé de la tige centrale de l'équipage mobile (cde) et les trous f. La soupape

(1) Dans tout dispositif de frein hydraulique il y a généralement parlant deux méthodes pour débiter l'énergie hydraulique : celle à débit continu et celle à accumulation.

Avec la première (frein LOCKEED) (frein de LAVAUD, voir chapitre II § B 2°) les cylindres récepteurs sont alimentés directement par la pompe hydraulique et la mise en pression ne s'effectue que si l'on commande le frein. Au desserrage la pompe est arrêtée ou fonctionne en circuit ouvert. Avec la seconde méthode (frein MESSIER), les cylindres récepteurs sont alimentés par la pression d'un accumulateur mis en charge par la pompe.

de décharge (*b*) se trouve ouverte par la pression d'évacuation du circuit qui s'exerce sur le piston *c* de l'équipage mobile et dont la valeur résiduelle est réglée par la tension du ressort *r* (1 kg/cm² environ). Cette pression initiale interdit toute entrée d'air intempestive dans le circuit.

On provoque le freinage en exerçant une pression vers la gauche sur la soupape de décharge. Le premier mouvement, de faible amplitude a pour effet de fermer cette soupape, interrompant la communication des cylindres de frein avec la bâche. En poursuivant ce mouvement, on ouvre la soupape

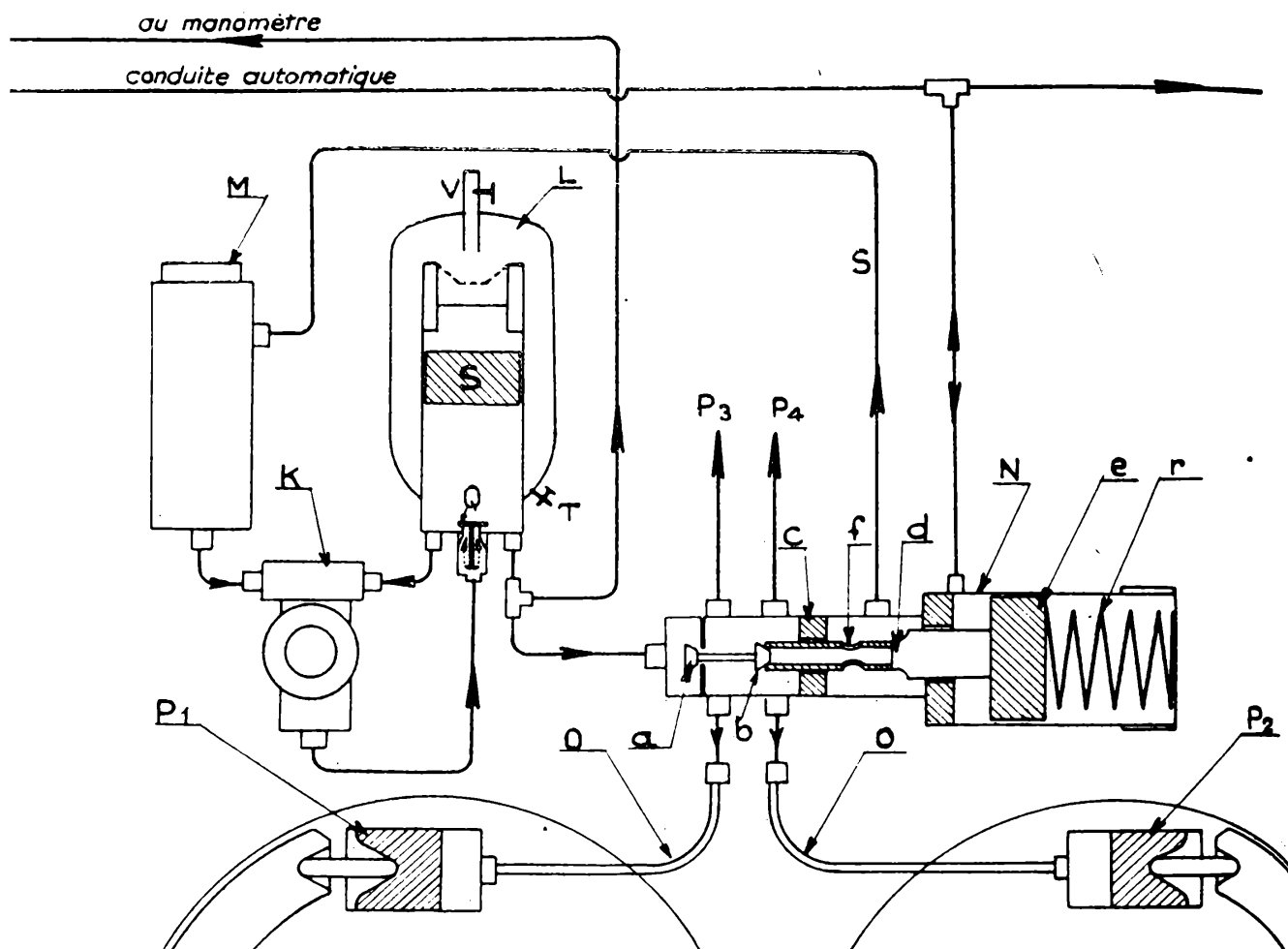


FIG. 126

de mise en pression (*a*), ce qui permet au fluide de l'accumulateur de pénétrer dans les cylindres à frein. Lorsque la pression dans ceux-ci équilibre l'effort résultant réglé par le conducteur sur le piston (*e*) la soupape (*a*) se referme interrompant l'admission d'huile. Si le conducteur diminue l'effort de commande, la soupape de décharge (*b*) s'ouvre sous la poussée de la pression et le fluide s'échappe par le siège du clapet (*b*) qui s'en écarte, vers la bâche par le canal S jusqu'à ce que la pression fasse de nouveau équilibre à l'effort de commande.

Lorsque cet effort cesse, le fluide retourne à la bâche, la communication restant permanente, le frein est desserré.

On voit que ce distributeur est d'une part modérable au serrage et au desserrage, d'autre part absolument progressif, la pression aux cylindres de frein étant toujours exactement proportionnée à l'effort de commande.

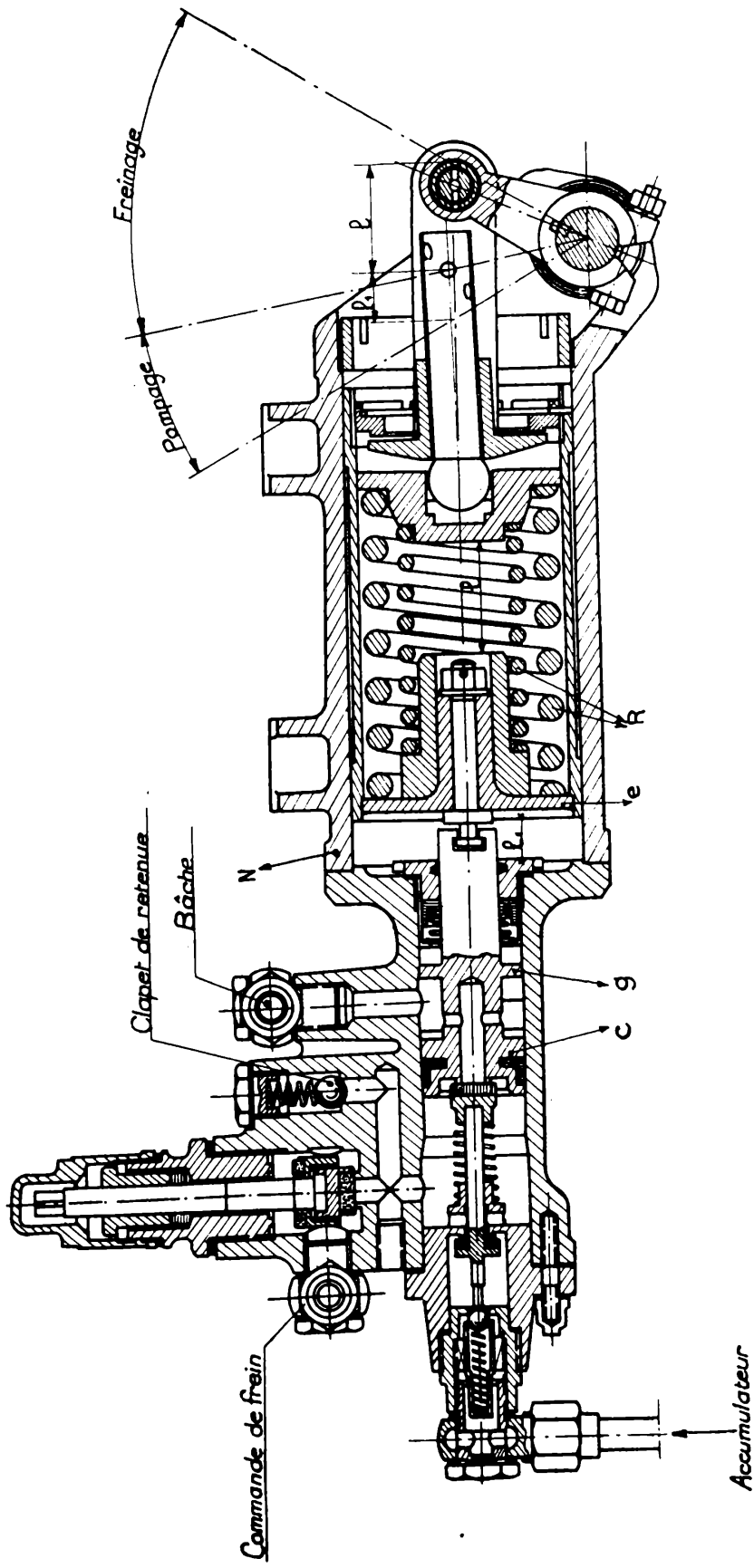


FIG. 127

Sur la *figure 127* on voit que le clapet (a) comporte en réalité 2 clapets décalés et ouvrant dans le même sens, un à bille, l'autre à garniture, ce dernier limitant la course du clapet (b) vers la droite.

Cette disposition évite que se conserve toute surpression au cylindre de frein due à l'inertie de la colonne fluide refoulée en offrant un volume de détente à l'onde de pression en retour.

Dans un but analogue, un accumulateur auxiliaire (*fig. 128*) est intercalé sur la conduite de refoulement reliant le distributeur aux cylindres de frein à une distance maximum de un mètre du premier. Durant la montée en pression des cylindres une partie du fluide débité remplit cet accumulateur en poussant le piston équilibré par un ressort réglable. Si cette montée est trop rapide, l'excédent d'huile se rend à l'accumulateur évite le risque d'enrayage par surpression aux cylindres de frein, puis dès la diminution du débit dans la conduite de refoulement fait retour à la bêche.

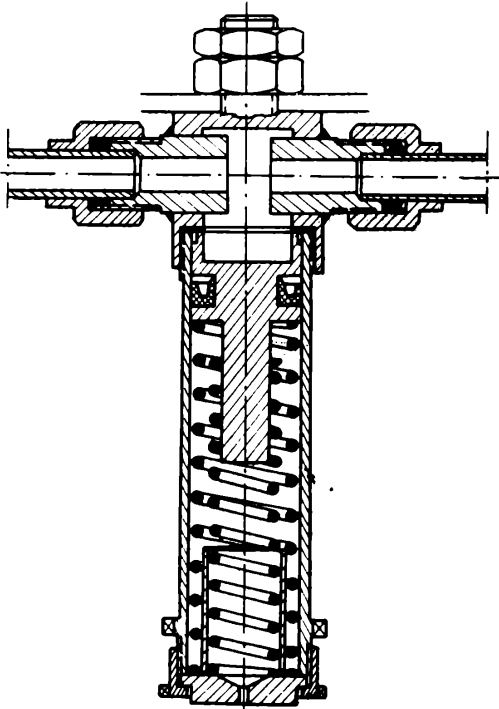


FIG. 128

Inversement, les variations rapides de pression aux cylindres de frein causées par les vibrations des pistons dans la rotation des roues sont compensées par le jet du piston de l'accumulateur, ce qui empêche la dépense d'huile inutile qui se produirait autrement par l'ouverture répétée du clapet à bille à chaque baisse de pression au cylindre (1).

Le piston (g) de l'équipage mobile (*fig. 127*) fait dash-pot au desserrage en ralentissant son mouvement vers la droite même si l'effort de commande s'annule brusquement.

Le clapet de retenue à bille permet le fonctionnement en pompe du distributeur, donc de freiner même au cas où l'accumulateur serait vide, en refoulant l'huile dans la canalisation de freinage.

L'amplitude de manœuvre du levier de commande marquée « freinage » (*fig. 127*) correspond à la compression maximum des ressorts R, les deux coupelles d'appui de ces ressorts étant en contact, donc à la pression maximum admise au cylindre de roue faisant équilibre sur le piston (c) à la tension de R. Lorsque l'accumulateur est en pression le piston (c) ne se déplace vers la gauche que de la course très limitée suffisante à l'ouverture du clapet (a) à bille et revient toujours finalement à sa position initiale, celle indiquée à la figure.

Lorsqu'au contraire l'accumulateur n'est plus en pression, le piston (e) se déplaçant franchement et sans grande résistance vers la gauche fait croître progressivement la pression de l'huile contenue dans les canalisations à gauche du piston (c) et par suite aux cylindres de roues; en effet, un clapet de retenue intercalé sur la conduite reliant le distributeur à l'accumulateur empêche le refoulement vers ce dernier. Le piston (e) doit être poussé jusqu'à venir buter sur le fond du cylindre N (course $l + l_1$), ce qui refoule un volume sl_1 (s étant la section du piston c). En ramenant le levier de commande vers l'arrière, on crée un vide à gauche du piston (c) comblé aussitôt par l'huile de l'accumulateur. L'on

répète la manœuvre de pompage jusqu'à obtenir la pression voulue au cylindre de frein. Il est évident que la prolongation de cette manœuvre du levier sur l'amplitude : « freinage + pompage » marquée *figure 127* serait susceptible de faire monter la pression au cylindre de roue à une valeur supérieure à celle de réglage du ressort R.

c) Pompe et by-pass.

La pompe à huile employée est commandée par réducteur à vis sans fin ou engrenages et par courroie entraînée par la dynamo, elle-même entraînée par le moteur.

Elle doit avoir un bon rendement volumétrique diminuant les pertes et par conséquent le dégagement de chaleur même aux vitesses faibles et aux pressions élevées; elle doit être d'un fonctionnement sûr et d'un long usage.

Le clapet de sécurité ou by-pass adjoint à la pompe dérive automatiquement le fluide refoulé sans

(1) Ces dispositifs régulateurs de débit accompagnent indispensablement les freins dont l'énergie hydraulique est puisée à un accumulateur à haute pression constante. Ils sont inutiles avec les freins genre Lockheed dont l'énergie est à débit continu, la pression d'huile croissant progressivement de zéro à sa valeur de réglage et faisant constamment et directement équilibre à l'effort de commande.

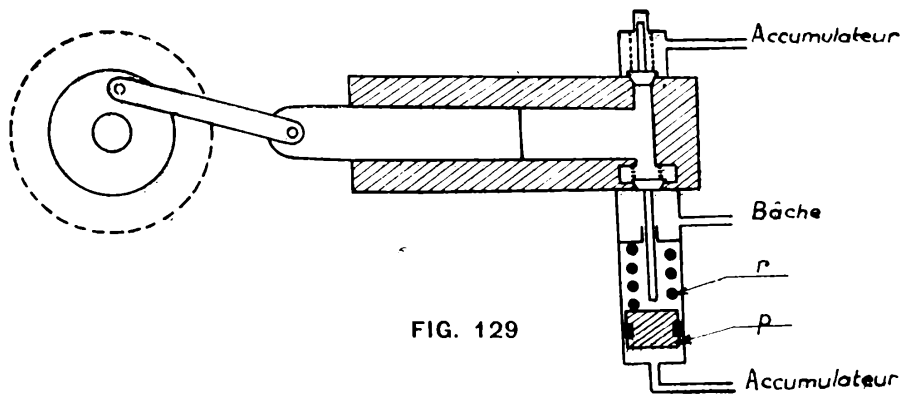


FIG. 129

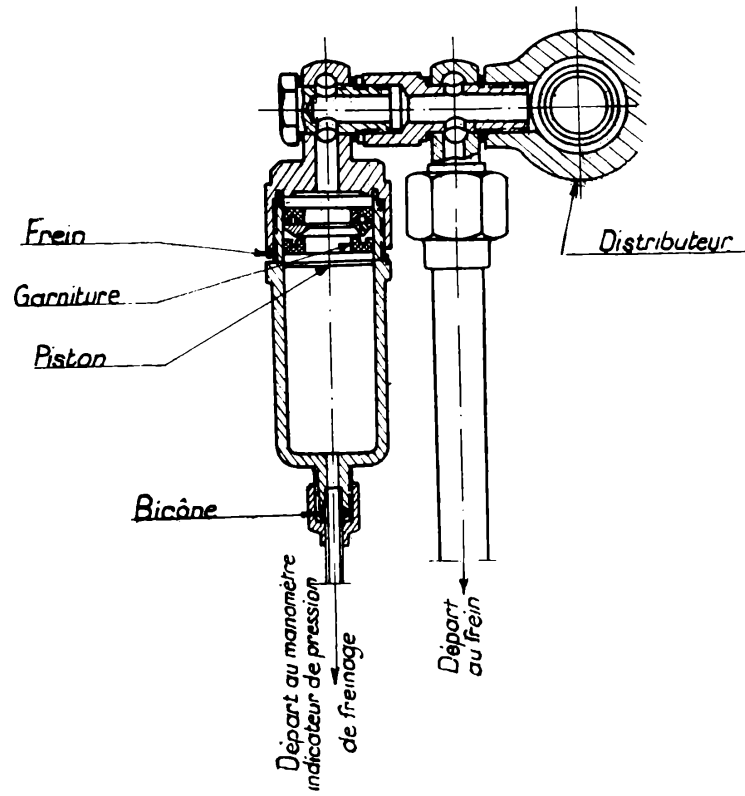


FIG. 130

pression vers la bâche lorsque l'accumulateur est chargé et branche à nouveau la pompe lorsque la pression dans l'accumulateur tombe en dessous d'une valeur limite fixée à l'avance.

Cette mise hors circuit s'obtient (*fig. 129*) en maintenant soulevée de son siège la soupape d'aspiration par le piston (*p*) dès que la pression de l'accumulateur équilibre et dépasse la tension du ressort (*r*).

Le graissage des engrenages de la pompe se fait par le liquide en trop-plein du by-pass qui retourne ensuite à la bâche.

d) Accumulateur.

C'est une chambre contenant de l'air comprimé initialement à 25 kg/cm² que la valve V permet d'introduire (*fig. 126*). La pompe y refoule l'huile à travers le clapet de retenue Q. Le piston S sépare l'huile de l'air. Il est muni de deux garnitures doubles en caoutchouc spécial; la garniture intérieure plus souple, s'écrase sous la pression et applique alors étroitement la garniture extérieure contre le cylindre; l'huile qui se trouve au-dessus du piston parfait l'étanchéité et préserve les garnitures du contact de l'air. Une variation d'alésage du cylindre à la partie supérieure a pour but de limiter la course du piston, et d'éviter, en cas de non fonctionnement du by-pass, la compression exagérée de l'air pouvant produire l'explosion de l'accumulateur.

Un tamis filtre le liquide introduit au-dessus du piston et la purge T permet d'en évacuer l'excès, s'il y a lieu. Le fond de l'accumulateur, fixé au corps par boulons, porte en plus de la canalisation d'arrivée d'huile, celles de départ vers le distributeur, vers le by-pass et vers le manomètre qui lui est relié par l'intermédiaire d'un cylindre de sécurité.

L'accumulateur étant vide d'huile, la pression d'air admis doit atteindre 25 kg. Les moteurs tournant au ralenti, la pression de 45 kg doit être atteinte entre 7 et 15 minutes (1).

L'accumulateur étant rempli à 40 kg, la pompe stoppée, les freins serrés et enclanchés à la pression de 20 kg, vérifier que 12 heures après, cette pression est voisine de celle initiale; elle peut cependant avoir baissé de quelque kg, même si l'installation est étanche, car des variations de température peuvent entraîner le fonctionnement du distributeur avec une certaine consommation d'huile.

e) Cylindres de sécurité.

Les manomètres de pression à l'accumulateur et aux cylindres de frein sont protégés par de petits cylindres de sécurité (*fig. 130*) enfermant des pistons libres de se mouvoir et occupant normalement l'extrémité du cylindre raccordée à l'organe sous pression. De cette façon le piston peut transmettre les variations de pression en se déplaçant vers l'extrémité opposée. En cas de rupture de la conduite manométrique, le piston ne se déplace que de la course permise dans le cylindre, conserve l'étanchéité du circuit et évite que le liquide ne s'échappe vivement en vidant l'organe sous pression.

2^o Commande du groupe de freinage.

Cette commande peut être mécanique, pneumatique ou hydraulique.

Le distributeur de la *figure 127* est commandé mécaniquement par une petite manivelle et une bielle exerçant vers la gauche un effort sur le piston (*e*), la manivelle étant mue elle-même par un renvoi à pédale ou levier à main.

Cet effort peut être également produit dans le même sens par la pression d'air d'une conduite reliée à un robinet et agissant dans un cylindre prolongeant N.

Enfin, *figure 126*, il est obtenu par une dépression dans la chambre étanche à gauche du piston (*e*), chambre remplie d'huile reliée à une conduite automatique également sous pression d'huile, la pression de régime étant normalement équilibrée par la tension du ressort R (abstraction faite du réglage de la pression initiale des circuits).

Dans ces deux derniers cas, plusieurs groupes distincts de freinage peuvent être commandés à distance d'un poste unique.

La *figure 131* représente un schéma de l'appareillage de commande hydraulique d'un poste de conduite (2). Il comprend :

- un dépresseur à pédale A,
- un accumulateur de contrôle B,
- une bâche C,
- une pompe à main D pour la mise en charge de l'accumulateur et la réalimentation en cas de fuite à la conduite générale,
- un clapet de sécurité E,
- un filtre F,
- une planche de bord G, comprenant :

(1) En réalité, à la fermeture du clapet de refoulement, le manomètre indique plus de 45 kg mais la surpression n'intéresse que la tuyauterie et s'amortit dès la fermeture.

(2) Remarquer que ce schéma se raccorde avec celui de la *figure 126*.

1° un manomètre indiquant la pression régnant dans la conduite générale, pression qui est celle de l'accumulateur de contrôle, lorsque le frein est en position de desserrage,

2° les manomètres branchés sur chaque accumulateur de freinage et indiquant les réserves de freinage et le bon fonctionnement de chacun des groupes producteurs d'énergie,

3° Un robinet de secours qui, placé en amont du dépresseur, permet de mettre à la bâche la conduite générale.

Le piston du dépresseur est muni d'un clapet double qui, lorsque la pédale est en position de desserrage met en communication l'accumulateur de contrôle avec la conduite générale permettant ainsi d'obvier aux dilatations ou pertes de liquide provenant de changement extérieur de température ou même d'une légère fuite.

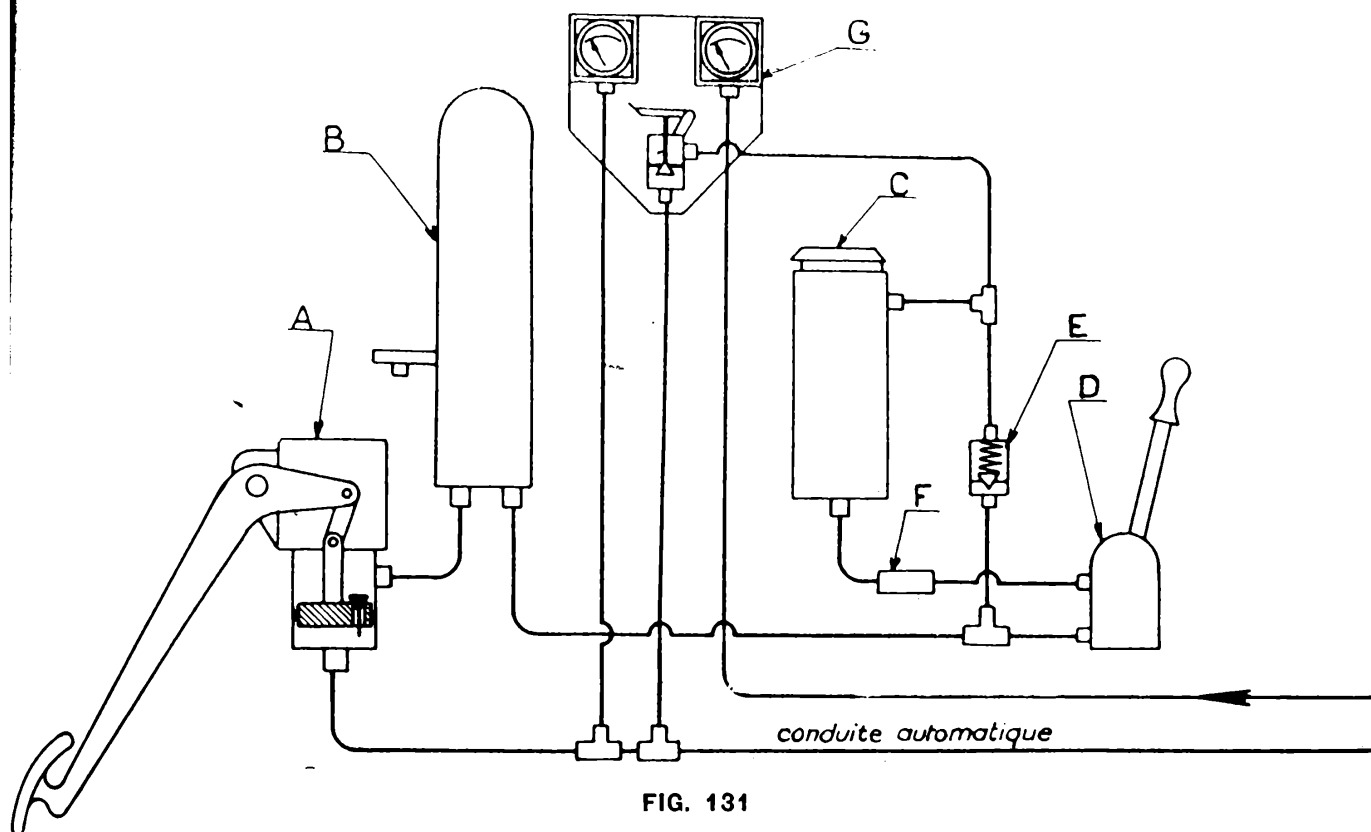


FIG. 131

Lorsque le conducteur appuie sur la pédale, il commence par fermer le clapet double, ce qui isole ainsi l'accumulateur de contrôle de la conduite générale. En poursuivant sa course, le piston augmente le volume effort à l'huile sous pression de la conduite générale et provoque une chute de pression dans cette conduite.

C. — FREIN « CHARLES »

Le système « Charles » consiste essentiellement en une pompe hydraulique de commande actionnée mécaniquement par un levier ou une pédale. Le frein est donc direct. Cette pompe transmet la pression hydraulique à des pistons récepteurs comme dans le système Lockheed.

Ce frein, équipant les autorails « Charentaises » à essieux N° C 11.000-11.100 et 11.200, comporte (fig. 132) :

1° deux générateurs à 4 cylindres (fig. 133), dont un par poste de conduite,

2° deux boîtes de réglage (fig. 131), une dans chaque poste également. La boîte du poste avant permet de régler la pression des circuits d'huile de l'essieu moteur et de l'essieu porteur avant.

3° une conduite générale composée de quatre circuits d'huile indépendants.

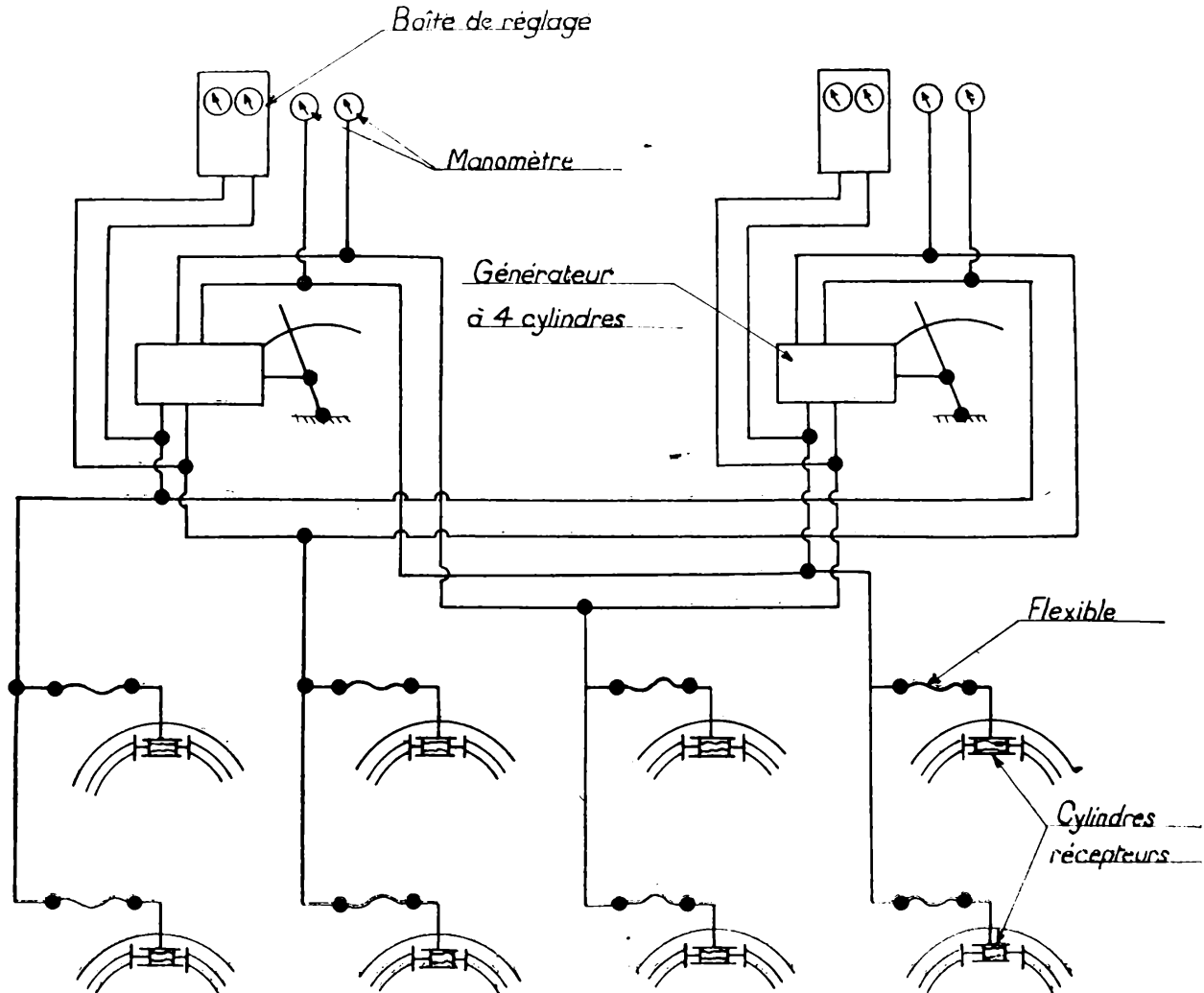


FIG. 132

Chaque circuit relie un cylindre de commande de chaque générateur :

- aux deux cylindres à frein d'un essieu,
- à une boîte de réglage,
- au cylindre de commande correspondant de l'autre générateur,
- à un manomètre dans le poste opposé à celui dans lequel se trouve la boîte de réglage du circuit considéré.

4° huit cylindres récepteurs à raison d'un par roue.

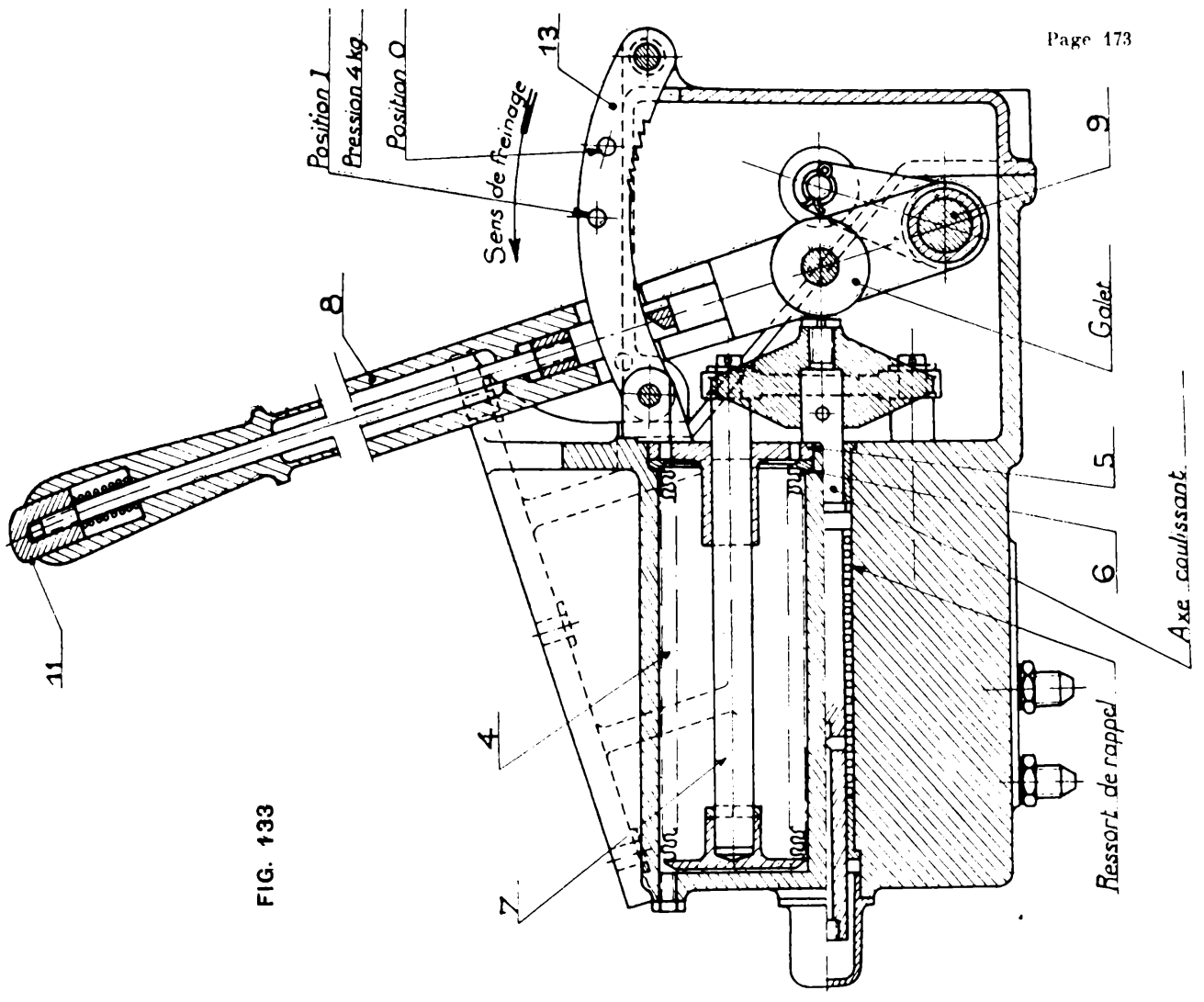
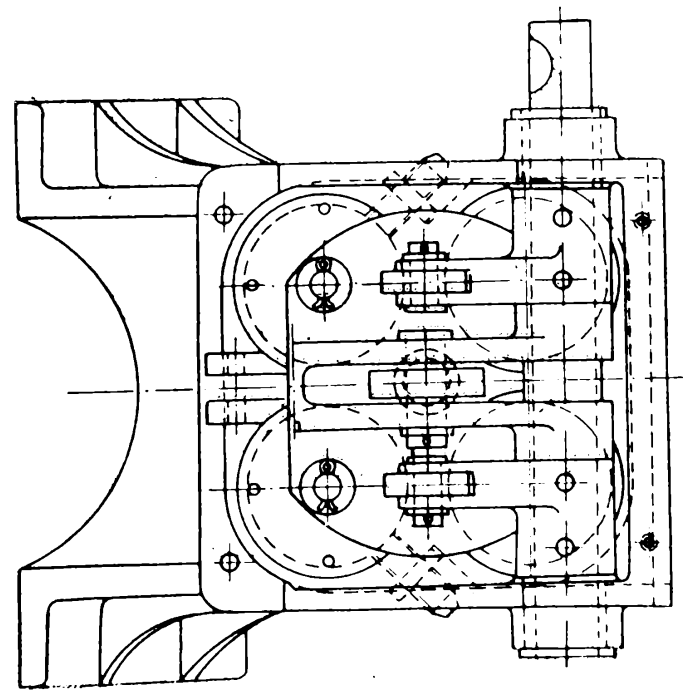


FIG. 133



Un générateur comporte (*fig. 133*) quatre cylindres contenant chacun un soufflet métallique **4**. Chaque soufflet est serré dans son cylindre par un bouchon fileté **5** le serrant sur le joint **6**.

L'allongement de chaque soufflet est déterminé par sa tige **7** commandée par un levier en fourche **8**. Ce levier est articulé sur un axe **9** et comporte à son autre extrémité une poignée avec un bouton **11** commandant l'encliquetage du levier sur un secteur denté **13**.

Chaque cylindre comporte un orifice de remplissage et d'évacuation d'air fermé par une vis et un raccord le reliant par un tube de cuivre de 6/8 à la roue correspondante.

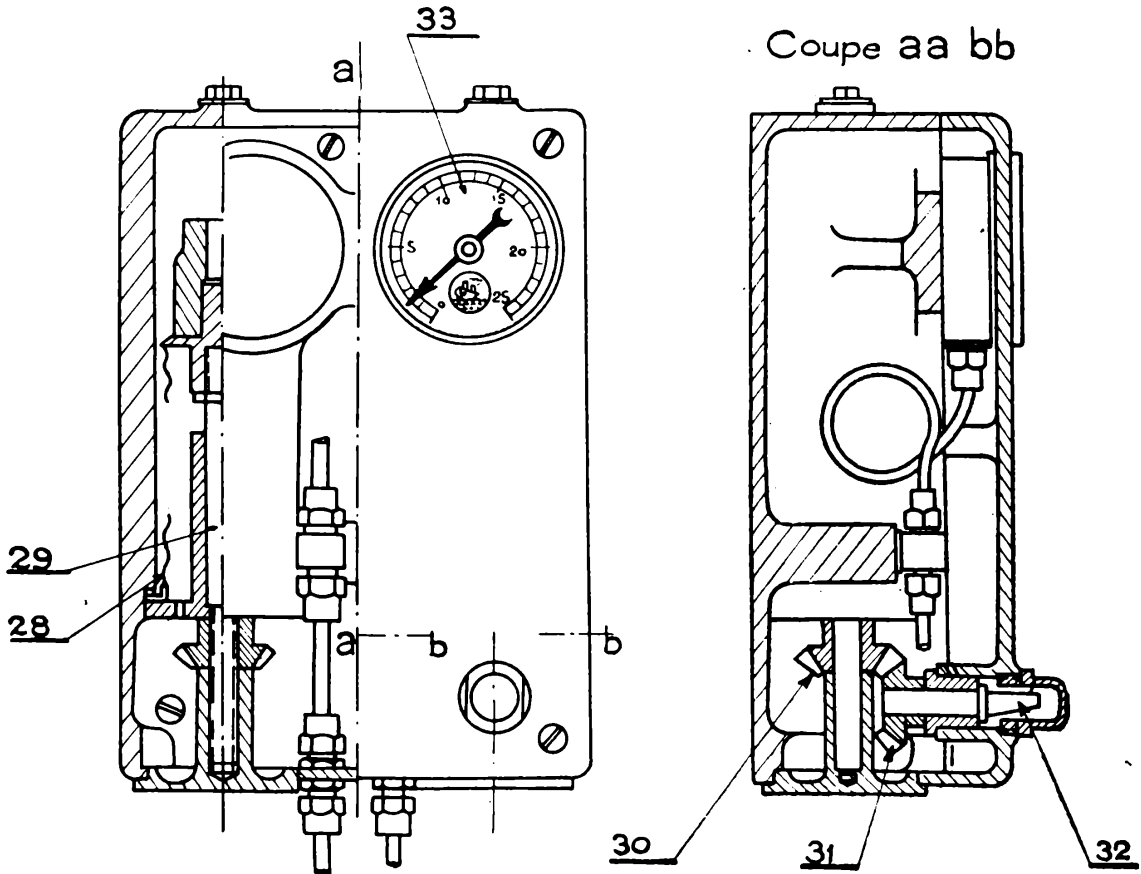


FIG. 134

En dérivation sur chaque circuit de frein une boîte de réglage (*fig. 134*) contient un soufflet **28** dont l'allongement est commandé par une tige à vis **29**, commandée elle-même par un couple conique **30-31** et un volant de manœuvre se montant sur l'axe **32**.

La pression dans chacun des circuits est contrôlée par un manomètre **33**.

Les soufflets de cette boîte permettent, en faisant varier le volume du réservoir d'huile, de régler la pression initiale dans chaque circuit d'utilisation et d'obvier ainsi soit aux dilatations et retraites provenant de changement extérieur de température, soit aux pertes de liquide par fuites. En position de desserrage, la pression initiale doit être de 1 kg et ne pas dépasser 2 kg; la tension des ressorts de rappel des mâchoires équilibre par ailleurs une pression de 3 kg dans le circuit.

CHAPITRE IX

ORGANES D'APPLICATION DES FREINS MÉCANIQUES A FROTTEMENT

A. — GÉNÉRALITÉS

1° Matériaux utilisés pour les patins frottants (sabots et garnitures).

Dans les freins mécaniques à frottement le freinage s'effectue en appliquant sur une face d'un élément tournant lié aux roues du véhicule, une ou plusieurs pièces en matière possédant un coefficient de frottement convenable et s'usant plus vite que celle de l'élément tournant.

a) Sabots.

Beaucoup d'autorails sont freinés, comme la quasi-totalité des véhicules ferroviaires, au moyen de sabots en fonte appuyés contre la surface de roulement des bandages.

Ce matériau est remarquablement bon marché, dans l'ensemble efficace, et les sabots facilement remplaçables; de ce fait, la résistance à l'usure peut n'être considérée que comme une caractéristique secondaire.

Il sera parlé dans le tome spécial concernant les généralités du freinage des essais méthodiques entrepris pour la détermination des diverses caractéristiques mécaniques des fontes de freinage (résistance à l'usure, coefficient de frottement, évacuation de la chaleur, etc.), de la classification des fontes, de l'influence des nombreux facteurs d'utilisation, des formes et dimensions des sabots.

Les sabots non métalliques se composent d'amiante imprégnée d'une résine plastique, thermodurcissable, à laquelle on peut donner à chaud et sous pression la même forme et la même dimension générales que celles du sabot en fonte ordinaire. La composition synthétique des sabots non métalliques, résultat d'une longue étude expérimentale, peut être réglée pour fournir toute une gamme de caractéristiques de frottement et en particulier pour parer à une déficience importante de la fonte en offrant un coefficient efficace de frottement qui est non seulement élevé mais qui dépend beaucoup moins de la vitesse de frottement et de la pression des sabots.

Jusqu'à présent les sabots non métalliques ne se sont pas révélés nettement supérieurs à la fonte en ce qui concerne la dissipation sans dommage de la chaleur produite par le freinage. En effet, en premier lieu, un sabot en fonte est un bon conducteur de chaleur en contact avec la timonerie du frein, exposé à l'air de refroidissement, et contribue ainsi à l'absorption et à la dissipation de la chaleur. En deuxième lieu, si la surface de frottement d'un sabot en fonte s'échauffe suffisamment pour entrer en fusion (ce qui se produit à une température inférieure au point de fusion de l'acier à bandage), sa chaleur latente de fusion sert de réservoir thermique et ce fait tend à provoquer une absorption totale de chaleur par la roue moindré que lorsqu'on utilise un sabot de composition non fusible et mauvaise conductrice.

Cependant, la formation de criques thermiques, l'écaillage de la surface, les transformations métallurgiques et autres défauts nuisibles des surfaces de roulement surchauffées des bandages ne sont pas les conséquences habituelles de l'absorption totale de la chaleur mais plutôt dus à des augmentations excessives de température locales et temporaires.

Si le contact réel entre le sabot et la roue se produit momentanément et en quelques points peu étendus seulement, qui se trouvent ainsi soumis nécessairement à des pressions dont l'intensité est de beaucoup supérieure à la moyenne théorique, il s'ensuit que d'étroites zones périphériques de la surface de roulement sont portées pendant un temps très court à des températures superficielles supérieures à 800°C jusqu'à ce que l'usure ait fait disparaître la saillie pouvant se trouver sur le sabot et qu'un autre point de contact l'ait remplacée. Par suite, lorsque les freins sont appliqués d'une manière prolongée, le surchauffage instantané de la surface de roulement varie sur toute la largeur du sabot, déterminant une déformation complexe et une détérioration inutilement rapide du bandage.

La cause principale de la portée non uniforme du sabot sont les jeux des leviers porte-sabots qui se développent sous l'effet des réactions de freinage obliques par rapport à son axe et qui ne permettent plus au sabot de s'appliquer à chaque serrage en restant dans un plan immuable parallèle à la jante. On obtient une amélioration des caractéristiques de freinage modérant ou palliant ce défaut, soit avec des semelles enveloppant le boudin, soit en remplaçant un seul sabot par deux ou quatre de même longueur totale. Il est évident dans ce dernier cas que l'adaptation au profil du bandage nécessite une moindre usure qu'un seul long sabot et est donc plus rapide.

On peut penser également que la fonte élimine par l'usure les criques thermiques peu profondes aussi vite qu'elles se forment alors que les sabots non métalliques ont tendance à polir la surface de roulement, ce qui est nuisible à l'adhérence (1).

b) Garnitures de freins à tambours.

Ce n'est qu'au cours de ce siècle que des exigences plus strictes dans différents domaines de l'exploitation des chemins de fer amenèrent à penser qu'un jour, les imperfections de la fonte pourraient présenter des problèmes difficiles. Pendant ce temps, les garnitures non métalliques parvenues à un haut degré de perfection au cours de nombreuses années d'utilisation dans l'industrie automobile, ont été adaptées avec succès aux chemins de fer.

Au début, les garnitures étaient découpées dans des bandes tissées souples, n'ayant pas subi de traitement spécial; mais au fur et à mesure que les efforts de freinage devinrent plus énergiques, il fallut combattre l'écrasement, l'usure trop rapide, l'arrachement des garnitures dont la résistance n'était pas suffisante pour des efforts sans cesse augmentés.

Progressivement les fabricants de garnitures en amiante tissée durent incorporer dans l'amiante des fils ou particules métalliques en laiton ou plomb, puis faire subir des traitements spéciaux à leurs garnitures pour donner à celles-ci une résistance plus grande à l'usure, à l'arrachement et aux effets de la chaleur, d'où l'exécution d'imprégnations spéciales, étuvages, compressions à chaud à la presse, etc...

L'imprégnation des tissus se fit d'abord au vernis gras qui permet de conserver une certaine souplesse à la garniture, mais il fallut bientôt, pour avoir une meilleure qualité, en venir à l'imprégnation aux résines synthétiques (bakélite) donnant des segments rigides, façonnés directement en usine et à la demande pour chaque type de voitures.

Un certain nombre de fabricants ont réalisé des garnitures non tissées pour obvier à certains inconvénients du tissage (coupe des fils de trame par l'usure d'où effilochage, imprégnation du tissu non exactement de même valeur de la périphérie au centre d'où hétérogénéité de texture). Ils ont créé ainsi des garnitures moulées et comprimées en forme ayant l'inconvénient d'une grande rigidité, puis des garnitures laminées et enroulées, à texture d'une homogénéité parfaite, présentant une certaine flexibilité facilitant le tronçonnage des segments pris dans du rouleau.

En outre des substances fibreuses de frottement à base d'amiante et des liants, le matériau des garnitures contient d'autres substances de remplissage dites de renforcement par exemple: poudre d'ardoise, graphite, kaolin... Ces dernières servent à influencer les propriétés de frottement, à augmenter la durabilité et la résistance thermique et à réduire la sensibilité à l'eau et à l'huile. Certaines substances de frottement contiennent jusqu'à vingt matières de base différentes. Pour ne pas rayer les tambours les garnitures ne doivent comporter aucun fil ni particules métalliques.

Parmi les caractéristiques nécessaires pour qu'une garniture de frein à tambour en matière amiantée donne de bons résultats, il convient de considérer comme propriétés fondamentales la constance du coefficient de frottement dans toutes les conditions et l'usure qui doit être la plus faible possible pour diminuer la fréquence des réglages.

Le coefficient de frottement est le premier facteur à prendre en considération. Il est essentiellement propre à la garniture alors que les valeurs possibles de pression et les surfaces

(1) Lire dans le numéro de Engineering du 2 et 9-1-18 un article des Dr PARKER et MARSMALL,
-- sur un procédé de mesure des températures superficielles des sabots et bandages d'après le rayonnement émis,
-- sur les effets de la quantité d'énergie cinétique à dissiper, du taux de dissipation de l'énergie, de la vitesse, de la pression, de l'état des surfaces de frottement, sur les hautes températures localisées, la constance des durées d'arrêt et la dépense par unité de distance,
-- sur les meilleures dimensions à donner aux sabots.

à adopter pour les garnitures sont fonction des caractéristiques de réalisation des freins et du coefficient de frottement lui-même.

On comprend qu'en principe, plus le coefficient de frottement d'une garniture est élevé, plus l'effet de freinage qu'on peut en obtenir est important. On conçoit aussi qu'il est d'un gros intérêt que le coefficient de frottement ne varie pas avec le temps et les circonstances.

Par conséquent :

- 1° Une bonne garniture doit avoir un coefficient de frottement aussi élevé que possible;
- 2° Il faut que cette valeur élevée du coefficient de frottement ne diminue pas :
 - a) Quand la pression de freinage exercée sur la garniture varie;
 - b) Quand la température augmente par suite de l'échauffement de fonctionnement;
 - c) Quand l'épaisseur de la garniture diminue au fur et à mesure de l'usure;
 - d) Quand il y a des introductions accidentelles d'eau ou d'huile.

Si l'on observe que l'acier ou la fonte est toujours un des deux matériaux en frottement, l'influence du type de métal sur le coefficient de frottement est souvent restée hors de considération.

Des essais effectués sur une grande échelle montrèrent qu'en général, l'acier moulé au four électrique permet d'atteindre les coefficients de frottement les plus élevés et la fonte perlitique les coefficients les plus bas. On n'observe pas d'influence aussi nette du second matériau sur l'usure.

A noter que quelle que soit la nature des surfaces en contact, ce coefficient est voisin de zéro quand elles sont mouillées.

Les poussières de toutes sortes, surtout celles provenant de l'usure des garnitures diminuent également beaucoup le coefficient de frottement (1).

L'usure dépend d'abord du produit (pression \times vitesse). Elle augmente aussi avec la température.

Il existe une étroite relation entre ce comportement à l'usure et la résistance à la température en général, c'est-à-dire l'indication de la température à laquelle une garniture peut résister sans brûler sans former de soufflures ou subir d'autres destructions.

Des températures de surface intérieure des tambours au-dessus de 250° pendant un temps assez long augmentent très rapidement l'usure, mais les garnitures modernes peuvent résister momentanément à des températures de 400° et au-dessus.

A température égale, l'usure est pratiquement proportionnelle au coefficient de frottement.

Les garnitures utilisées sur les autorails sont de marques Férodo, Mintex, Flertex, Brakeblock, de qualités bien spécifiées. Elles ont donné lieu généralement soit à des essais au laboratoire pour détermination de l'influence de chaque facteur (température, pression, etc.) sur le coefficient de frottement et la durée, soit à des essais sur autorails en service, la base de comparaison étant le kilométrage parcouru, l'efficacité du freinage et l'état du tambour (2).

Les dépôts doivent connaître les types de garnitures équipant chaque type d'autorail et les éléments d'entretien essentiels de ces garnitures (épaisseurs à limite d'usure, durée moyenne (3)).

2° Dissipation de la chaleur produite par le frottement.

L'estimation des quantités de chaleur à évacuer (dans le cas de freinage d'arrêt et dans le cas de freinage de ralentissement), le processus de cette dissipation de la chaleur (dans le cas du frein à sabots et dans le cas du frein à tambours) font l'objet d'une étude spéciale au chap. III du « Supplément ».

(1) Par contre les fuites légères des coupelles Lockheed amèneraient, après élévation de température, une augmentation importante du coefficient de frottement et un freinage très brutal.

(2) Les bases d'une comparaison plus exacte devraient être le travail absorbé par la garniture et le coefficient de frottement qui pourraient être mesurés approximativement en enregistrant sur la bande Flaman donnant déjà la courbe de la vitesse en fonction de l'espace, la courbe de pression dans le cylindre de frein.

(3) Elle varie généralement, suivant la marque, le service assuré et la manière de freiner du conducteur entre 30.000 et 90.000 km.

3° Dimensions des tambours.

Elles sont déterminées par les conditions de travail des surfaces frottantes, les jantes absorbant plus de 90 % de la chaleur émise du fait de l'isolement que constitue la garniture des mâchoires. Ces conditions de travail sont elles-mêmes définies par les élévations de températures qui, lorsqu'elles dépassent pour les garnitures une certaine valeur critique rendent instable le coefficient de frottement et font croître l'usure de façon anormale. Or, ces élévations de température sont, au moins dans la phase de conduction (1), proportionnelles au nombre de CV appliqués par unité de surface frottante. Si donc nous appelons :

P le poids du véhicule (en tonnes)

V la vitesse maximum du véhicule (en km/h.)

S la somme des surfaces métalliques frottantes (en cm²)

le rapport $\frac{PV}{S}$ devra être inférieur à un nombre caractéristique. La valeur de cette formule empirique simple donnée par Ferodo a été confirmée par vingt ans d'expérience.

Pour les autorails ce nombre varie de 15 à 25 (2), les valeurs supérieures s'appliquant de préférence aux véhicules circulant en plaine et celles inférieures aux voies à profil accidenté (3).

Exemple : Soit à freiner une AEK chargée à vide à 3,75 t. par roue et capable de 120 km/h, la surface freinante (4) est de : $\pi \times 4,6 \times 1,5 = 21,7$ dcm².

Le coefficient caractéristique $\frac{PV}{S} = 20$.

Si l'on charge la roue à 5 t et que l'on porte la vitesse à 130, avec le même coefficient 20, la surface freinante devra être 32,5 dcm².

On voit qu'aux grandes vitesses et avec des véhicules lourds on arrive rapidement à des dimensions prohibitives. Il y a alors intérêt, à utiliser un frein ralentisseur complémentaire au frein à tambour qui garde ce dernier froid jusqu'au moment où on en a besoin pour l'arrêt.

B. — ORGANES D'APPLICATION DES FREINS A TAMBOURS

1° Généralités.

a) Dispositions caractéristiques. Commande des mâchoires. Réglage.

Les tambours solidaires des roues peuvent être montés à l'extérieur de celles-ci (AEK *fig.* 150), le plateau-support des organes de frein étant fixé sur le corps de boîte d'essieu, ou bien le montage peut être fait à l'intérieur des roues (Bugatti, *fig.* 146, Somua, *fig.* 149, de Dietrich 210 CV, *fig.* 141), le plateau étant fixé soit sur les trompettes du pont de transmission (cas du montage automobile, Somua, *fig.* 149), soit sur un coussinet maintenu par des bielles de réaction reliées au châssis de bogie (de Dietrich 210 CV, *fig.* 141 et 142), soit sur l'essieu lorsqu'il est fixe (Bugatti, *fig.* 146).

La commande directe des mâchoires peut être mécanique par levier et came ou hydraulique.

Dans le montage d'une commande hydraulique à action directe, le plateau comporte un logement recevant le cylindre, destiné à isoler ce dernier et permettant une ventilation par l'air extérieur (5).

(1) C'est la première phase à considérer dans le processus de la dissipation de la chaleur, celle dans laquelle le flux de chaleur s'avance dans le métal, les couches déjà atteintes passant par des températures progressives.

(2) Ce nombre est choisi égal à 10 pour les véhicules routiers parce que les puissances de freinage sont sensiblement moins élevées par tonne de charge sur la voie que sur la route, pour la raison principale que l'adhérence maximum est environ quatre fois plus faible.

(3) Les vitesses limites étant à peu près en raison inverse de ces valeurs extrêmes, l'on est conduit à peu de chose près aux mêmes surfaces frottantes pour les deux cas.

(4) Il ne faut pas confondre cette surface freinante avec celle extérieure du tambour dont on tient compte pour son refroidissement (voir plus loin § B 2° b).

(5) Pour éviter l'échauffement des coupelles d'étanchéité et de l'huile dû à la compression du fluide au moment du coup de frein puis aux fluctuations de la pression, faibles mais rapides et de grande fréquence, causées par le mouvement du véhicule et permises par les jeux divers.

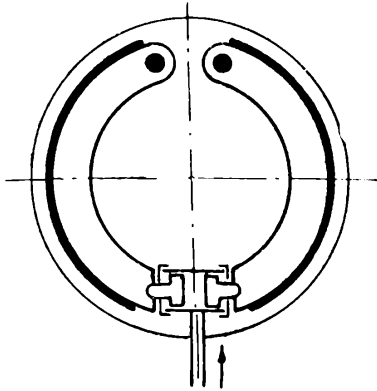


FIG. 135 A

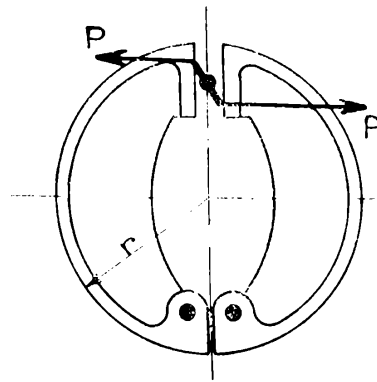


FIG. 135 B

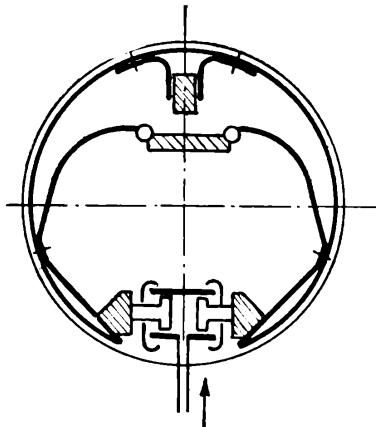


FIG. 135 C

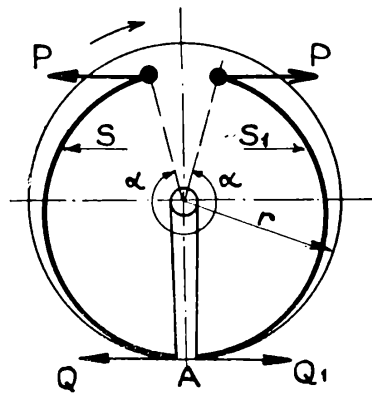


FIG. 135 D

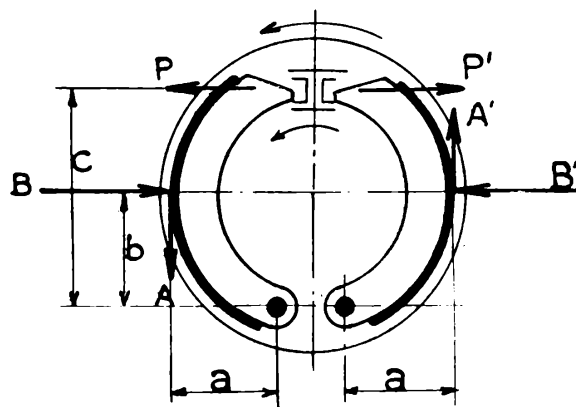


FIG. 135 E

Le plateau reçoit les axes d'articulation des mâchoires et un dispositif limiteur de retour ou à rattrapage de jeu pour chacune d'elles. De larges orifices sont prévus sur la périphérie pour le refroidissement des mâchoires et la vérification de l'état des garnitures.

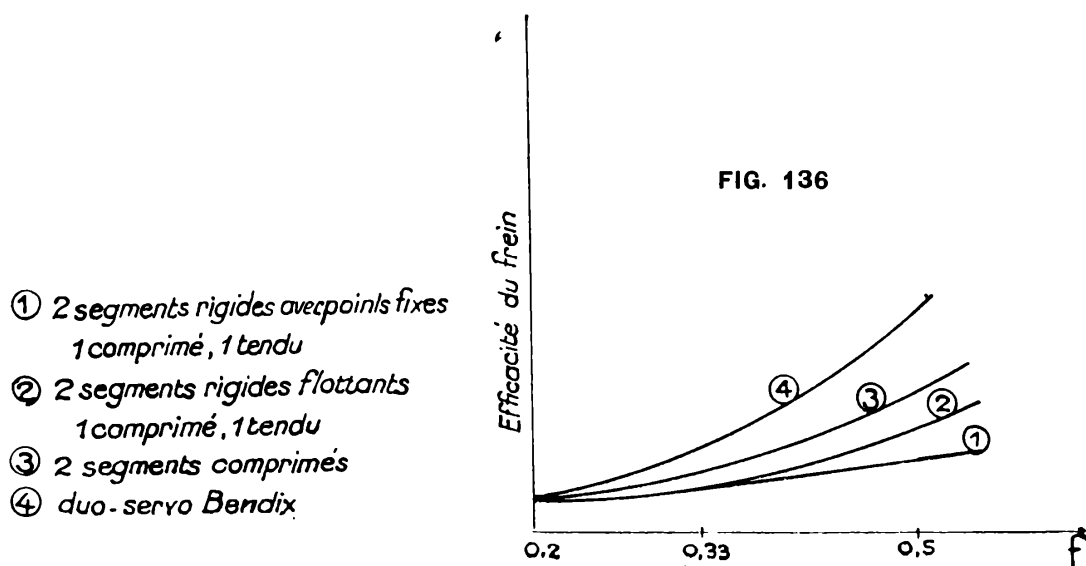
La commande mécanique par came permet l'attaque par cylindre à huile ou à air, extérieurs au tambour, ou l'attaque par transmission mécanique.

Deux types principaux de mâchoires ou segments sont utilisés sur les autorails :

1° Le type classique à une mâchoire comprimée et une mâchoire tendue, toutes deux rigides, avec points fixes réglables ou non (*fig. 135 A et B*) (1).

2° Le type dérivé du frein à bande (*fig. 135 C et D*). La particularité de cette disposition réside dans ce que les mâchoires ne portent pas directement la garniture. Celle-ci est fixée sur une bande métallique flexible, qui, sous l'action des cylindres de roues se déforme, concentriquement au tambour.

Certaines mâchoires permettent le remplacement rapide des garnitures sans démontages impor-



tants. Cette disposition présente le gros intérêt d'offrir la même simplicité pour le remplacement des pièces d'usure que celle existant dans le frein à sabots. La garniture n'est pas supportée directement par les mâchoires, mais par des pièces intermédiaires qui y sont reliées à l'aide d'axes. Ces pièces intermé-

(1) Sur les véhicules routiers, ce type classique adopté par la majorité des constructeurs européens, a été amélioré et l'on trouve :

1° Le frein auto-serreur à une mâchoire comprimée et une mâchoire tendue, toutes deux flottantes. Il n'y a pas ancrage des mâchoires sur un point fixe et elles peuvent se déplacer en hauteur, ce qui présente différents avantages.

2° Le frein auto-serreur dans lequel la garniture, séparée de la mâchoire, peut s'appliquer plus énergiquement sur le tambour sous l'action de cames pivotantes.

3° Le frein à deux mâchoires rigides comprimées avec points fixes, non auto-serreur. Comparé aux freins classiques, il donne une augmentation de la puissance pour le même effort et la même course à la pédale, une égale distribution des pressions sur chaque segment d'où même usure (mais cet avantage est inutile à rechercher dans le cas du véhicule ferroviaire circulant également dans les deux sens) et il ne crée pas de réaction sur les roulements des moyeux.

4° Le frein auto-serreur à deux mâchoires rigides comprimées, l'une flottante. Les deux mâchoires sont articulées entre elles au lieu de venir buter par leur base sur un axe fixe.

Dans le serrage, l'une des mâchoires qui tend à être entraînée par la rotation du tambour, vient s'appuyer sur la seconde mâchoire, ce qui a pour résultat d'accroître la force qui applique cette dernière contre le tambour. Le point fixe est situé à l'extrémité de la seconde mâchoire. Ce frein a été appliqué sur les « Pauline » à un seul sens de marche car il n'est auto-serreur que dans un seul sens (celui mâchoire poussée ou prise en tête par le tambour).

5° Le frein auto-serreur Bendix type « duo-servo ». Le frein des autorails Charentaises (voir même chapitre § B 3° f et chapitre X § C) est réalisé de façon analogue.

La figure 136 donne les efficacités comparées des différents freins que nous venons de passer en revue.

diaires se démontent aisément à travers un orifice ménagé à cet effet dans le voile de la roue ou de plusieurs situés sur la périphérie du plateau support des organes de frein.

Les mâchoires comportent également une commande de frein à main constituée par leviers ou une came.

Le réglage des freins comporte deux opérations bien distinctes :

- le réglage des segments (il sera expliqué § 3°),
- le réglage de la tringlerie (cas de commande mécanique des tambours).

Ce dernier réglage a pour but de conserver des tringles de longueur égale permettant, à défaut de palonnier équilibreur d'attaquer simultanément les cames de toutes les roues. Il a également pour but d'avoir des tringleries tendues, c'est-à-dire transmettant, sans temps mort, au levier de came, les efforts de commande.

Les deux réglages s'effectuent différemment suivant le véhicule; ils comportent de toute façon un certain nombre d'opérations et de vérifications qui sont les suivantes :

- rapprochement au maximum des segments en agissant sur les dispositifs de réglage lorsqu'ils ne sont pas automatiques;
- vérification du centrage des segments;
- égale tension des tringles ou câbles de commande;
- prépondérance éventuelle sur certains essieux;
- vérification de la puissance avec maintien d'une course de garde pour l'effort maximum;
- vérification de l'angle formé par les tringles et leviers de came.

b) Inconvénients généraux du frein à tambour.

1° Avec des véhicules lourds (essieux chargés à plus de 8 t.) ou devant circuler à grande vitesse, on est conduit à des dimensions prohibitives des tambours afin de permettre l'évacuation de la chaleur sans élévation exagérée de température (voir même chap. § B 2° b et § A 2°).

Le montage sur les autorails Somua AL 1 à 11 (*fig. 148*) est caractéristique à cet égard. (Comparez les dimensions du tambour et de la roue et observez la forme contournée et peu mécanique du voile de roue.

2° Pour la même raison le frein à tambours convient mal ou est même inutilisable comme frein de maintien à vitesse constante dans les longues pentes.

3° Son entretien coûte très cher.)

Ces trois inconvénients ont condamné le frein à tambour qui n'est plus monté sur les autorails nouvellement construits et est remplacé par un équipement à sabots sur les autorails existants lorsque le bilan de la modification peut être avantageux à faible échéance.

c) Calcul des moments de freinage des freins à tambours à segments rigides type *figure 135 B*.

Dans un segment ordinaire rigide, représenté schématiquement *figure 135 A, B, E* les deux segments sont articulés à l'une de leurs extrémités soit sur un même axe, soit sur deux axes voisins et ils sont poussés à leur autre extrémité soit par une came, soit par un système hydraulique. Si nous nous reportons au schéma *figure 135 E*, nous supposons que les roues tournent dans le sens indiqué par la flèche. La réaction du tambour contre le segment de gauche (auto-freinage) est représentée par le vecteur B et le frottement entre ces éléments par le vecteur A qui est égal à 0,35 B (0,35 étant le coefficient de frottement entre le tambour et la garniture). Si la pression est uniformément répartie, le point d'application de B est au milieu de l'arc de contact. Ce segment est appliqué contre le tambour par une force p exercée par le cylindre de frein. Ces trois forces engendrent un moment autour de l'axe d'articulation : les forces A et p un moment dirigé à gauche et B un moment dirigé à droite. Pour qu'il y ait équilibre, il faut que ces moments s'annulent et que l'on ait par conséquent :

$$Aa + pc = Bb.$$

Les forces qui agissent sur le segment de droite sont représentées par A', B', p'. La force de frottement A', au lieu de créer un moment de même sens que la force d'application p', engendre un moment de direction opposée. Par conséquent, il s'oppose à la force d'application et rend celle-ci moins efficace. Il en résulte à la fois que la pression B' entre le tambour et le segment et la force de frottement A', à leur surface de contact, sont plus petites. A' et B' engendrent des moments à gauche autour de l'axe

fixe, tandis que p' de la mâchoire droite engendre un moment à droite. Les moments à gauche et à droite s'annulent et, par conséquent :

$$A'a + B'b = pc.$$

Les deux équations d'équilibre peuvent encore s'écrire :

$$\begin{cases} 0,35 Ba + pc = Bb \\ 0,35 B'a + B'b = pc \end{cases}$$

d'où l'on peut tirer :

$$\begin{cases} B = \frac{pc}{b - 0,35 a} \\ B' = \frac{pc}{0,35 a + b} \end{cases} \quad \begin{cases} A = \frac{0,35 pc}{b - 0,35 a} \\ A' = \frac{0,35 pc}{0,35 a + b} \end{cases}$$

Grâce à ces équations, nous pouvons calculer :

1° la valeur de p pour une valeur donnée de $(A + A')$.

$$A + A' = \frac{0,70 pcb}{b^2 - 0,1225 a^2}$$

$$\text{d'où } p = \frac{b^2 - 0,1225 a^2}{0,70 cb} \times (A + A')$$

2° en fonction de p la pression moyenne sur le tambour de largeur l et de rayon r (nous supposons les segments s'appliquant sur la périphérie totale).

$$p_0 = \frac{B + B'}{2 \pi rl} = \frac{pcb}{(b^2 - 0,1225 a^2) \pi rl}$$

En faisant : $a = b = r$ $c = 2r$ arc de contact $\frac{3 \pi}{2}$
on a :

$$p_0 = 0,960 \cdot \frac{p}{rl}$$

mais on admet pratiquement :

$$\left[p_0 = \frac{p}{rl} \right]$$

d'où $A + A' = 2 \pi rl \times p_0 \times f = \left[2p \pi f \right]$

La largeur du frein n'a pas d'influence sur les efforts. Son augmentation diminue la pression par unité de surface et l'usure et donne un meilleur refroidissement.

Rappelons que la surface S des mâchoires est d'abord déterminée en fonction de la formule $S = \frac{PV}{K}$ (voir début du chap. § 3°). Le diamètre $D = 2r$ se choisit en fonction du moment de freinage à obtenir et en s'imposant la condition supplémentaire de ne pas dépasser une pression moyenne : $p_0 = \frac{p}{rl}$ dépassant 3 kg/cm^2 (diamètre minimum). Le diamètre maximum est fixé soit par l'encombrement et sa limitation de ce fait peut conduire à l'emploi de mâchoires doubles, soit par la vitesse de frottement qui ne doit pas dépasser 20 mètres/sec.

Remarque I.

Le rapport des forces de frottement est égal à :

$$\frac{A}{A'} = \frac{0,35 a + b}{b - 0,35 a}$$

soit, en faisant $a = b$

$$\frac{A}{A'} = 2 \text{ environ.}$$

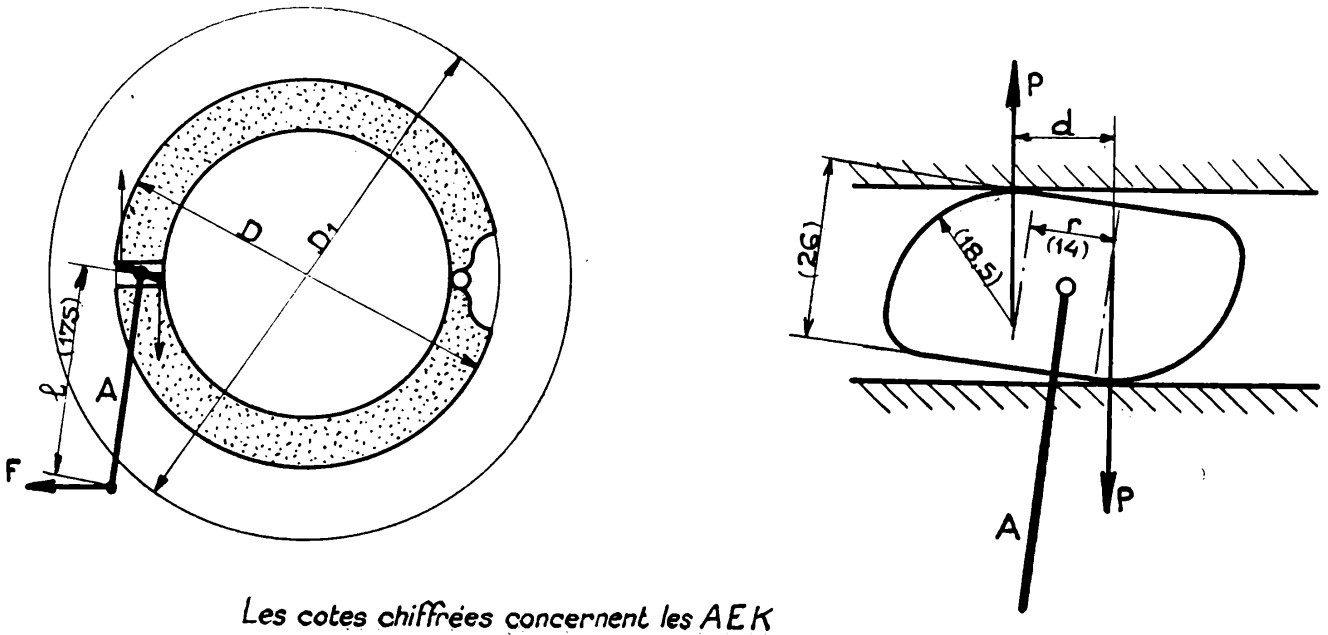
Remarque II.

En réalité, les calculs théoriques et simples précédents sont basés sur l'hypothèse de l'indéformabilité des tambours et des mâchoires, ce qui ne se vérifie pas et loin de là en pratique, à moins de recourir à des tambours extrêmement rigides et partant d'un poids élevé. Les déformations du tambour changent complètement la géométrie du frein.

Pour étudier complètement le comportement d'un segment de frein les équations d'équilibre de ce segment doivent être complétées d'un certain nombre d'équations traduisant la loi des déformations pour obtenir un système où le nombre d'équations soit égal à celui des inconnues qui sont de 6 pour le segment articulé sur pivot qui ne possède qu'un degré de liberté, soit une rotation autour de l'axe de ce pivot (1). L'attention est attirée sur les conséquences suivantes :

1° Le défaut d'équilibrage des forces agissant sur le segment sollicite le tambour à se déformer suivant une direction radiale déterminée; il ne tourne plus « rond » mais prend une forme dissymétrique qui provoque une usure irrégulière des garnitures de segment; la portée entre garnitures et tambours devient aussi irrégulière, ce qui produit une répartition vicieuse des pressions sur celles-ci avec des nœuds et des ventres de pression, ce qui engendre des plages d'usure sur les garnitures d'où résulte, en fin de compte, une réduction du moment de freinage et de l'irrégularité dans le fonctionnement des freins qui se traduit par un défaut d'équilibre du freinage entre les roues du véhicule.

2° La variation de la répartition des pressions unitaires entre garniture et tambour en fonction des variations du coefficient de frottement de celle-ci; dans l'étendue d'un coup de frein, pression et



Les cotes chiffrées concernent les AEK

FIG. 137

vitesse entre surfaces en contact varient constamment et il en est de même de la température de la surface pelliculaire de la garniture, ce qui fait que la répartition des pressions varie aussi car celle-ci est directement dépendante de la valeur du coefficient de frottement, ce qui a pour conséquence de provoquer une certaine instabilité du freinage.

3° Les variations considérables, de la répartition de ces pressions unitaires pour un segment considéré entre marche avant et marche arrière; ce qui produit une usure irrégulière des garnitures.

Mais l'égalité des parcours et actions de freinage dans les deux sens de marche en compense les effets.

4° La différence de dilatation du tambour et des mâchoires; ces dernières chauffant beaucoup moins restent sensiblement à leur rayon antérieur à froid. Il en résulte que leur face de frottement porte, lors d'un coup de frein sévère ou prolongé, sur un tambour de rayon plus grand et souvent déformé.

En résumé, pour un tambour donné, il existe toujours un segment optimum et une position des garnitures donnant les meilleurs résultats moyens, compte tenu des déformations et dilatations.

Remarque III.

Avec l'usure des garnitures, l'angle de rotation du levier de clé nécessaire à leur application augmente. Il en résulte une variation de (r) et du bras de levier efficace du levier A (fig. 137).

(1) D'après la conférence de M. LEPERSONNE, à la SIA, le 20 janvier 1948.

Examinons séparément l'influence de l'obliquité, à l'origine du réglage, du câble par rapport au levier de clé et l'influence du profil de la came.

En ce qui concerne l'obliquité du câble (fig. 138) l'effort F' efficace à l'extrémité du levier est égal à :

$$F' = F \sin(\alpha + x)$$

α étant l'angle déterminant l'obliquité du câble avec le levier, à l'origine du réglage.

x étant l'angle dont l'usure des garnitures fait tourner le levier de clé.

L'effort F' croît avec x , c'est-à-dire avec l'usure, lorsque α est aigu, ce qui est le cas des leviers de Bugatti où $\alpha = 45^\circ$ environ, et décroît avec x lorsque $(\alpha + x)$ devient obtus.

En ce qui concerne le profil de la came, l'effort (p) utile exercé sur la mâchoire décroît quand croît

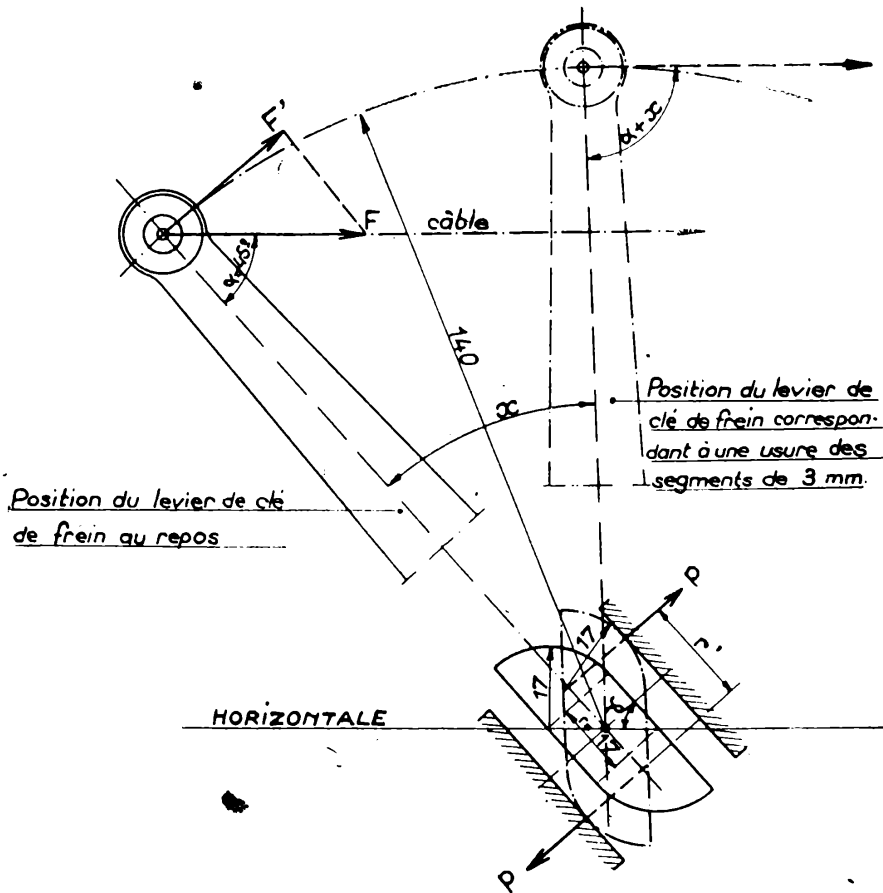


FIG. 138

l'angle x de rotation du levier de clé et tant que l'angle $(\gamma - x)$ reste positif (γ étant l'angle caractérisant la came du plan tangent au profil circulaire actif de la came avec la droite joignant les centres des deux profils circulaires).

Les influences combinées de l'obliquité à l'origine du levier de clé et du profil de la came se compensent généralement ou se traduisent par une légère diminution avec l'usure de l'effort (p) pour un même effort F , d'où une légère diminution de l'efficacité du frein. Sur les Bugatti par exemple où $\gamma = \alpha = 45^\circ$ (fig. 138) (p) ne varie théoriquement pas avec l'usure.

Si l'effort (p) variait avec l'usure, l'inégalité d'usure entre plusieurs roues, due initialement à des causes quelconques, aurait tendance à s'accroître rapidement (1), d'où il résulterait un déséquilibre accentué du freinage.

(1) On a en effet, entre l'usure cumulée (u) et la vitesse d'usure $\frac{du}{dt}$ une relation de la forme :

$$\frac{du}{dt} = Kf(u)$$

$f(u)$ étant une fonction croissante ou décroissante de (u).

Lorsque l'effort (p) ne varie pas, l'inégalité initiale d'usure entre plusieurs roues reste théoriquement inchangée.

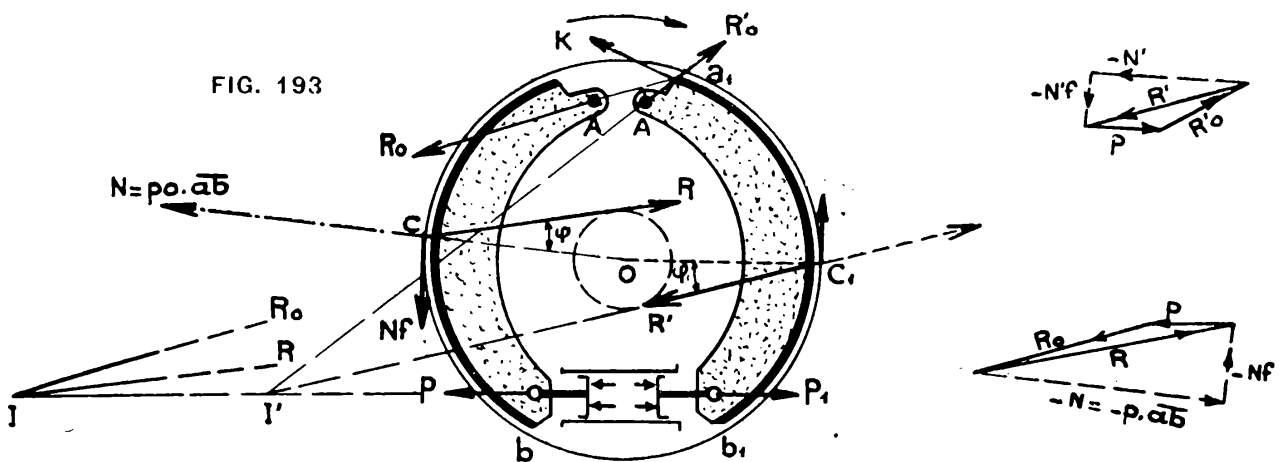
Si l'on constate néanmoins des usures très inégales des garnitures sur les diverses roues d'un même autorail les causes doivent en être recherchées :

- dans une différence de qualité des garnitures;
- dans une différence des profils de cames ou de longueurs de bras de levier;
- dans un fonctionnement défectueux du système de répartition égale de l'effort de freinage sur chaque câble ou levier de clé.

Inversement, on peut assurer que l'action des balanciers de timonerie n'évite, ne corrige ou n'accroît l'usure inégale des garnitures.

d) Réactions sur les points fixes d'articulation des mâchoires rigides.

Soit (fig. 139) (c) le point indéterminé de l'arc de garniture ab , centre de pression (ce point serait au milieu de ab si la pression était uniformément répartie). La réaction R du tambour fait l'angle φ ($\tan \varphi = f$) avec le rayon OC . Soit I le point d'intersection des deux directions CR et p . La réaction R_0 .



au point A est dirigée vers I . La construction graphique des deux triangles de force donne l'intensité de R_0 puis celle de l'effort de freinage Nf .

La composition finale des deux forces R_0 et R'_0 donne le point d'application et l'intensité de la force résultante K appliquée au flasque fixe support des organes de frein.

e) Calcul des moments de freinage, des freins à tambours à segments flexibles.

Soit, figure 135 D, deux lames métalliques flexibles pouvant être appliquées sur la cuvette cylindrique du tambour en exerçant la pression P à chacune de leurs extrémités.

Nous pouvons appliquer les formules de la corde enroulée autour d'un cylindre.

Pour le segment S_1 l'effort P dans le sens de rotation est égal à :

$$P = \frac{F_1}{e^{f\alpha} - 1}$$

et la réaction de tension Q_1 sur le point fixe A :

$$Q_1 = \frac{F_1}{e^{f\alpha} - 1} \times e^{f\alpha}$$

l'effort de freinage étant :

$$F_1 = Q_1 - P = P(e^{f\alpha} - 1)$$

avec $e = 2,71$ base des logarithmes népériens,

f = coefficient de frottement des matières en contact,

α = arc de contact.

Pour le segment S, l'effort P exercé en sens inverse du sens de rotation ne donne plus qu'un effort de freinage :

$$F = P \left(1 - \frac{1}{ef\alpha} \right)$$

Pour les deux segments l'effort de freinage, quel que soit le sens de rotation est égal à :

$$F + F_1 = P (e^{f\alpha} - 1) \left(1 + \frac{1}{e^{f\alpha}} \right) = P \frac{(e^{2f\alpha} - 1)}{e^{f\alpha}}$$

Application. Pour $f = 0,33$ $\alpha = 3$ $P = 100$ kg
 on aura : $F_1 = 171$ kg $F = 64$ kg $F + F_1 = 235$ kg
 $Q_1 = 271$ kg $Q = 36$ kg $Q + Q_1 = 235$ kg

Remarque I. La valeur élevée du rapport $\frac{F_1}{F} = e^{f\alpha} = 2,71$ pour $f = 0,33$ et $\alpha = 3$ comme celle de $\frac{\Lambda}{\lambda}$ du frein à segments rigides (voir remarque I, page 182), interdit aux autorails munis de ces types de frein à tambours un sens de marche privilégié, sinon, il se produit une usure très irrégulière des garnitures.

Remarque II. — Les efforts tangentiels F et F₁ sont indépendants du diamètre du tambour.

Remarque III. — **Indice d'irrégularité du frein.**

Cet indice est donné par la relation :

$$i = \frac{d(F + F_1)}{F + F_1} : \frac{df}{f}$$

On a successivement :

$$d(F + F_1) = d \cdot \frac{P(e^{2f\alpha} - 1)}{e^{f\alpha}} = \frac{P \alpha (e^{2f\alpha} + 1)}{e^{f\alpha}} df$$

$$\frac{d(F + F_1)}{F + F_1} = \alpha \cdot \frac{e^{2f\alpha} + 1}{e^{2f\alpha} - 1} \cdot df$$

$$i = f \alpha \cdot \frac{e^{2f\alpha} + 1}{e^{2f\alpha} - 1}$$

$$\text{soit } i = 0,3 \cdot \pi \cdot \frac{8,4}{6,4} = 1,24$$

Quand f varie de 10 % (F + F₁) varie de 12,4 % (1).

L'indice d'irrégularité du frein à segments rigides indéformables non auto-serreur est évidemment égal à 1.

2^o Généralités sur le choix des matériaux et l'échauffement des tambours et mâchoires.

a) Conditions générales de fabrication et de montage.

Le tambour de frein est l'organe le plus important du système de freinage.

La matière employée pour la construction des tambours joue un rôle considérable dans le fonctionnement du frein.

En France, l'emploi de tambours en fonte spéciale s'est généralisé. La composition était à peu près la suivante en 1939 :

Carbone total	3,10
Carbone combiné	0,75
Carbone graphité	2,35
Silicium	2 à 2,20
Manganèse	0,6 à 0,7
Soufre	0,04 à 0,06
Phosphore	0,1
Chrome	0,2 à 0,3
Nickel	0,5 à 1,5
Dureté Brinell 230-240.	

(1) Pour ce genre de frein à segments flexibles, comme d'ailleurs pour tous les freins à mâchoires rigides munis de dispositifs auto-serreurs, l'utilisation de grands coefficients de frottement, en vue d'augmenter leur efficacité, exige que ces coefficients soient très peu variables (fig. 136).

La composition donnée permet d'obtenir des poulies homogènes possédant une dureté suffisante, une élasticité permettant les déformations dues aux pressions et aux inégalités d'échauffement en même temps qu'un usinage possible.

La régularité dans la structure du métal est plus importante que sa composition.

Cette matière offre encore une bonne résistance thermique et une absence de tendances à la formation de places brûlées ou à l'érosion par frottement.

Par ailleurs on emploie aussi l'acier GG (fourni par Ugine pour les Bugatti), l'acier coulé au Cr-Mo ou Cr-Ni, l'acier électrique Holtzer, l'acier Martin demi-dur, la fonte malléable à haute teneur en Si-Ni.

Le cannelage contribue autant à la résistance mécanique qu'à l'amélioration de l'écoulement de la chaleur.

Il est possible d'employer également des tambours en alliage d'aluminium avec frettes en fonte, ce qui présente un double intérêt du fait de la légèreté de l'ensemble et de la grande conductibilité thermique de l'aluminium, mais la différence entre les coefficients de dilatation de la fonte et de l'aluminium amène des difficultés quand la température des tambours dépasse 250° (*fig. 146 et 144*).

Le tambour est attaché soit au voile de roue par vis ou boulons (*fig. 146*), soit directement à l'essieu : en bout (*fig. 150*) ou par l'intermédiaire d'un flasque support (*fig. 141*). Cette fixation doit être telle que le tambour ne puisse être initialement déformé, avant d'avoir fonctionné. Le support central du tambour Somua (*fig. 148*) évite les flexions des flasques et tambours susceptibles de se produire sous les efforts de freinage. L'attache sur la roue peut être un inconvénient si cette dernière peut se voiler élastiquement lorsqu'elle doit supporter en courbe des efforts latéraux.

L'étanchéité du frein n'est jamais réalisée parfaitement; elle se donne seulement pour but d'empêcher les projections de graviers ou d'eau, venant du mouvement extérieur, de pénétrer dans le tambour. Par contre on conserve un petit chenal circulaire de passage pour faciliter l'évacuation des poussières provenant de l'usure des garnitures. Le système protecteur comporte une tôle ou un flasque fixés au plateau de frein. L'intérieur du frein des Somua (*fig. 149*) est ouvert, ce qui doit être assez favorable au refroidissement.

Les mâchoires ou segments sont constitués par une armature aussi rigide que possible (en fonte, acier ou alliage léger) et recouverte sur la face de frottement d'une garniture. Des ressorts de rappel des segments écartent ces derniers du tambour dès que le frein est desserré.

La longueur des arcs de contact des garnitures a une certaine importance pour le refroidissement; on le réduit parfois à 120° et même à 100° par segment pour augmenter la surface libre de la jante intérieure des tambours (c'est-à-dire la plus chaude) en contact avec l'air.

La garniture est fixée par rivets sur la mâchoire (1).

b) Refroidissement du tambour (2).

Lorsque les freins sont appliqués, la chaleur se répartit dans la couronne du tambour et dans les patins de frein. Ceux-ci isolés par la garniture et enfermés dans le tambour n'absorbent environ que 5 % du total; leur action peut donc être négligée. La chaleur s'échappe du tambour par rayonnement et convection dans l'air. Par conduction elle est transmise au moyeu et à la roue en proportion non négligeable dans la première période du freinage, en proportion beaucoup plus faible par la suite, puis dissipée par rayonnement et convection.

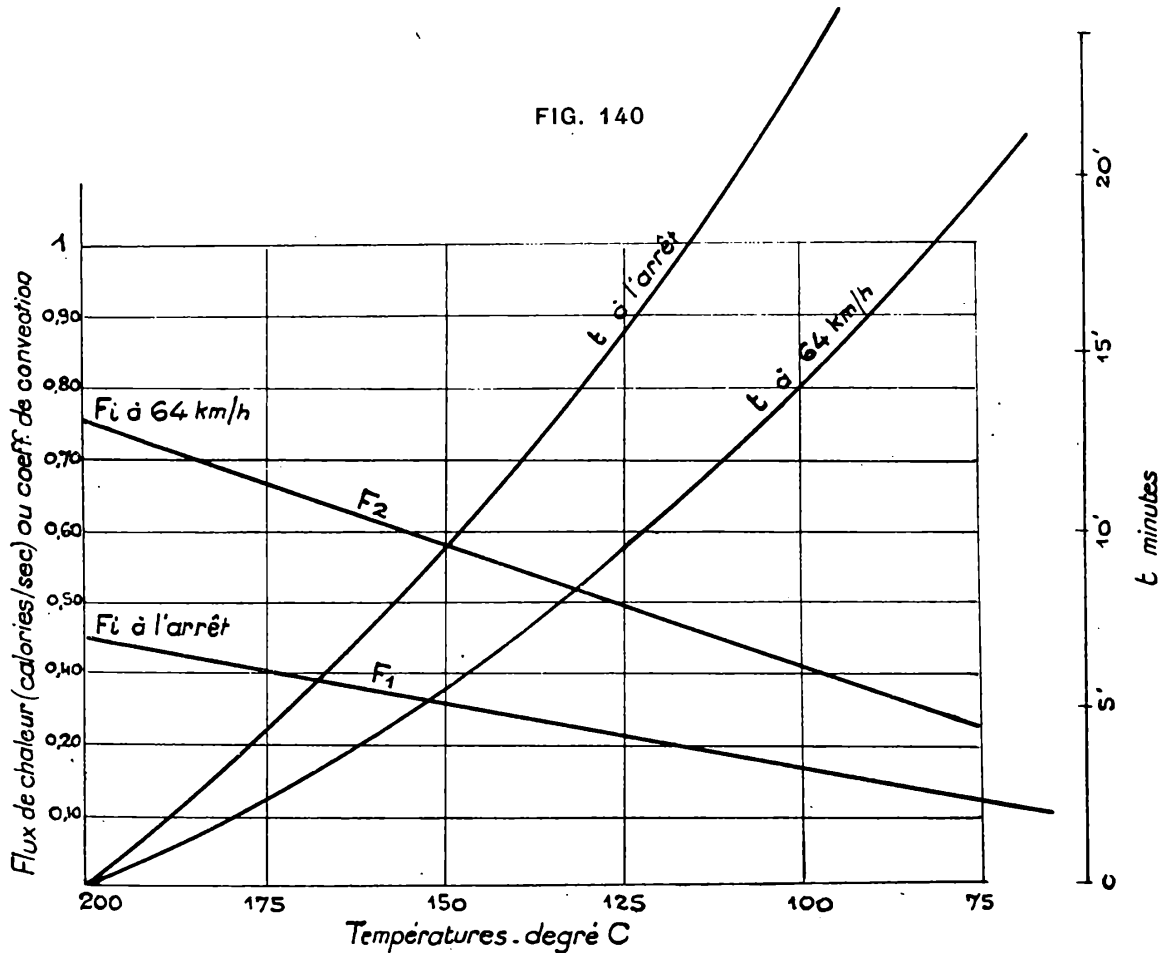
La loi de conduction indique que la vitesse de propagation de la chaleur dans la jante du tambour est d'environ 0,8 mm/sec (voir chap. III du Supplément). Au bout de 10 à 15 secondes de freinage le flux de chaleur atteint la face extérieure de la jante et ne trouve plus alors pour se développer qu'une section approximativement dix fois plus faible (section étranglée de la toile latérale ou centrale d'attache du tambour à l'essieu). Il en résulte à partir de ce moment un accroissement très rapide de la température (début de la phase intermédiaire). Au point de vue conduction de chaleur le tambour fixé au voile d'une roue entièrement métallique n'offre donc pas d'avantage marqué sur celui d'un tambour fixé à une roue caoutchoutée (donc isolée du rail) en raison de l'étranglement de section que constituent les flasques ou collerettes d'attache.

(1) En Amérique on emploie aussi un procédé de fixation par adhésif qui augmente la surface de portée dans la proportion de 10 % environ et permet d'user plus loin les garnitures.

(2) D'après M. DUBREUIL, Journal de la SIA, numéro de juillet 1944.

La loi du rayonnement calorifique de Stefan indique que l'écoulement de chaleur varie comme la puissance 4 de la température et dépend de l'état de surface. Le rayonnement est d'autant meilleur que la surface extérieure est rugueuse.

La loi de convection indique (dans la zone de température nous intéressant 75 à 200°) que la quantité de chaleur (f) dégagée par seconde et par degré au-dessus de la température ambiante est proportionnelle à la surface S de refroidissement affectée d'un coefficient variant suivant la forme de la pièce, son état de surface, et qu'on peut estimer égal à 0,003. A l'arrêt, le flux F_1 de chaleur évacuée par seconde



à la température de 200° du tambour (l'ambiance étant à 10°) est par exemple égal pour $S = 0,8 \text{ m}^2$: (fig. 140).

$$F_1 = 0,003 \times 0,8 (200 - 10) = 0,456$$

En marche, le refroidissement est activé très sensiblement. Il est fonction de la vitesse du véhicule affectée d'un exposant toujours inférieur à 1 et qui varie suivant la facilité de circulation de l'air autour du tambour. Le flux F_2 de chaleur évacuée par seconde à la vitesse v en m/sec (T étant la température considérée du tambour et T_a la température ambiante) peut être estimé égal à :

$$F_2 = F_1 + 0,0004 S v^{0,5} (T - T_a)$$

Pour la même température $T = 200^\circ$ et pour $v = 64 \text{ km/h} = 17,77 \text{ m/sec}$, on trouve :

$$F_2 = 0,748$$

Nous avons tracé figure 140 les deux courbes du flux de chaleur en fonction de T , l'une à l'arrêt F_1 , l'autre à la vitesse de 64 km/h F_2 .

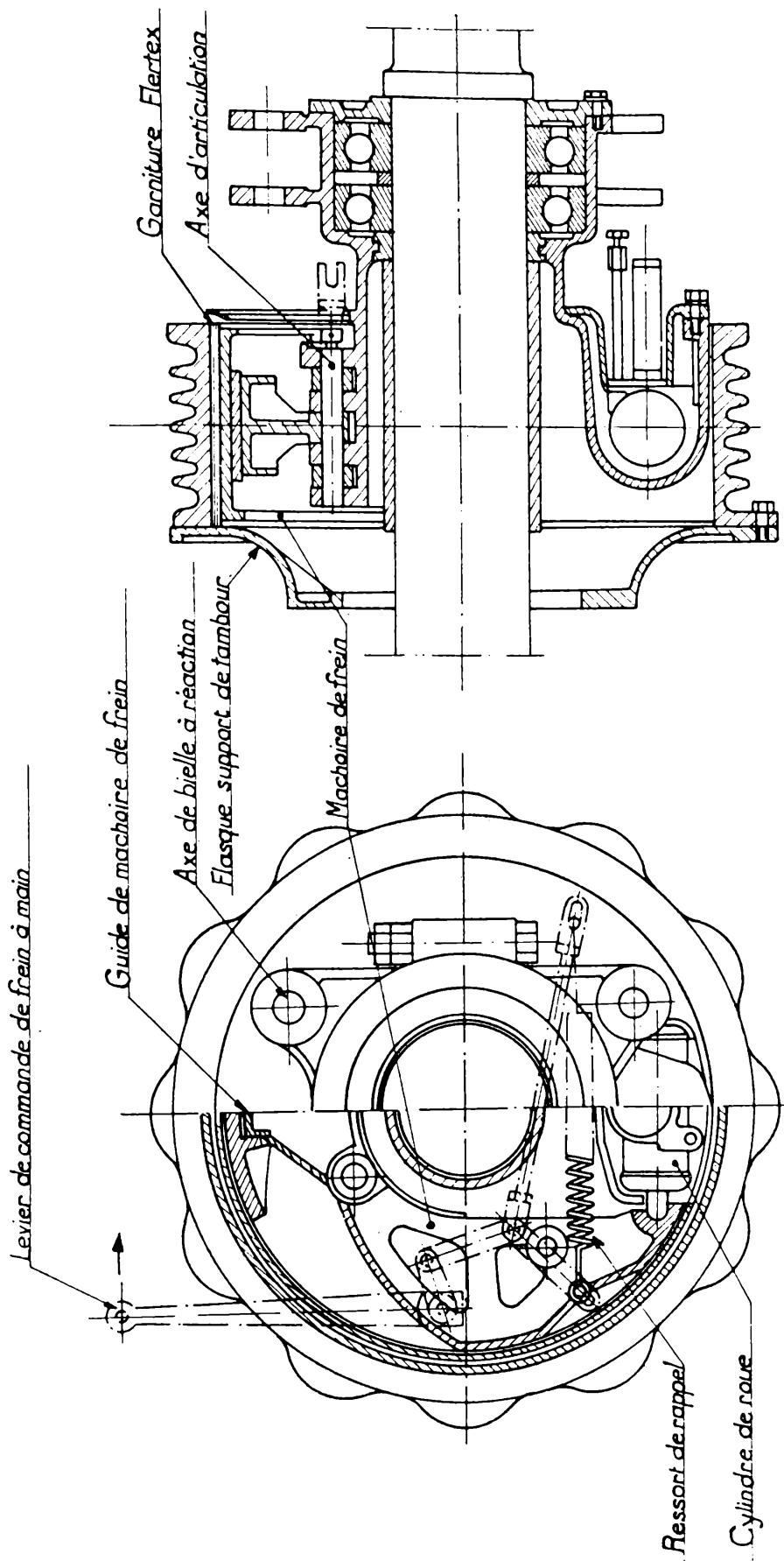


FIG. 141

F_1 et F_2 dans cette troisième phase d'équilibre calorifique du tambour sont indépendants du poids du tambour et de la chaleur spécifique du métal; il n'en est pas de même pour le temps de refroidissement.

Soit : $Q = 0,114 \times 40 = 4,56$

la capacité calorifique du tambour, 0,114 étant la chaleur spécifique et 40 kg son poids.

Nous avons tracé *figure 140*, les deux courbes de refroidissement ou de température du tambour en fonction du temps et à partir d'une température initiale $T_i = 200^\circ$, l'une à l'arrêt, l'autre à la vitesse constante de 64 km/h. Ces courbes sont la traduction graphique de la formule :

$$t = \frac{2 Q (T_i - T)}{2F_i - f (T_i - T)} \quad (1)$$

dans laquelle

{	t	=	temps pour passer de T_i à T en secondes
	F_i	=	flux de chaleur initial à $T_i = 200^\circ$
	f	=	flux de chaleur par degré C, par seconde
	f	=	0,003 pour la courbe de refroidissement à l'arrêt
	f	=	$0,003 S + 0,00045 v^{0,5}$ pour la courbe de refroidissement en marche.

Si nous calculions maintenant la chaleur à évacuer par le tambour dans un freinage continu sur pente constante à vitesse constante (2), on trouverait que pour une roue chargée à 5 tonnes, roulant à 64 km/h sur une pente de 20 0/00, la quantité de chaleur envoyée au tambour pour équilibrer la pesanteur est de 2,5 Cal/sec environ. Nous venons de noter qu'à la même vitesse de 64 km/h, le tambour peut évacuer 0,748 cal/sec à la température de 200° que nous considérons comme limite admissible. Même si l'on suppose que pendant la première phase du freinage, ce flux de chaleur puisse être doublé par effet de conduction, on voit que nous sommes loin du compte. Il y a donc un déséquilibre énorme qui doit fatalement conduire dans le cas de freinage prolongé à une élévation de température inadmissible pour la conservation des organes ou à une diminution de l'efficacité des freins, telle qu'elle permette la stabilisation de la température.

Bien entendu si l'on considère le flux de chaleur dégagée dans un freinage d'arrêt en palier avec décélération constante, l'écart serait encore beaucoup plus grand, mais le temps de freinage est très court par rapport au temps de refroidissement dans l'utilisation normale du frein pour les seuls arrêts de service.

Il n'existe pas pour le moment de solution simple et efficace du refroidissement des freins à tambours : la circulation forcée d'eau ou d'air conduirait à des débits importants de ces fluides, d'où à une complication importante de l'équipement.

Les effets pernicieux de l'échauffement exagéré des freins sont :

— une diminution marquée de leur efficacité provenant d'une part de la diminution du coefficient de frottement, d'autre part des déformations des organes;

— la destruction pure et simple de la garniture et le rayage du tambour si l'on insiste. Il y a en effet usure rapide dès que l'on dépasse une température entretenue de 80° ; cette usure étant une fonction exponentielle de la température (exposant variant de 2 à 3). Par exemple, pour un tambour à 200° , la garniture s'use au moins quatre fois plus vite que pour un tambour à 100° ; pour un tambour à 300° elle s'use neuf fois plus.

3° Description de quelques types de tambours.

a) Frein des autorails de Dietrich 210 CV (*fig. 141*).

Ce frein à bande intérieure et à commande hydraulique Lockheed est plus efficace que le frein à mâchoires rigides. En effet, la déformation de la bande métallique flexible permet de mieux suivre les variations de diamètre et les déformations du tambour, ce qui procure une meilleure adhérence et une usure plus régulière et moins rapide de la garniture (voir § 1° e précédent et *fig. 135 C*).

Le tambour en acier ou en fonte, en une ou deux pièces, est fixé sur la roue par l'intermédiaire d'un flasque au moyen de vis.

La mâchoire flexible en acier sur laquelle est rivée la garniture vient s'encaster dans le tambour. Elle prend appui au milieu de son arc sur une butée fixe (caractéristique du système)

(1) Cette formule exprime que le temps t est égal au quotient de la différence de capacité calorifique du tambour entre T_i et T par le flux de chaleur du tambour entre les mêmes températures (fonctions linéaires).

(2) Voir chapitre III du Supplément.

qui lui sert en même temps de guide suivant la direction de sa génératrice. Par ailleurs, deux raidisseurs rivés sur la mâchoire et articulés à deux points fixes obligent la mâchoire à compression provoqués par le freinage.

Les poussoirs du cylindre de roue à double piston prennent appui dans le fond des orifices demi-sphériques de chaque extrémité inférieure de la mâchoire.

Le support de mâchoire est monté sur l'essieu avec roulements à billes mais est rendu solidaire du châssis au moyen d'une bielle de réaction pour les essieux avant (fig. 142) et par l'intermédiaire d'un manchon entre mâchoires et pont arrière pour les essieux arrière.

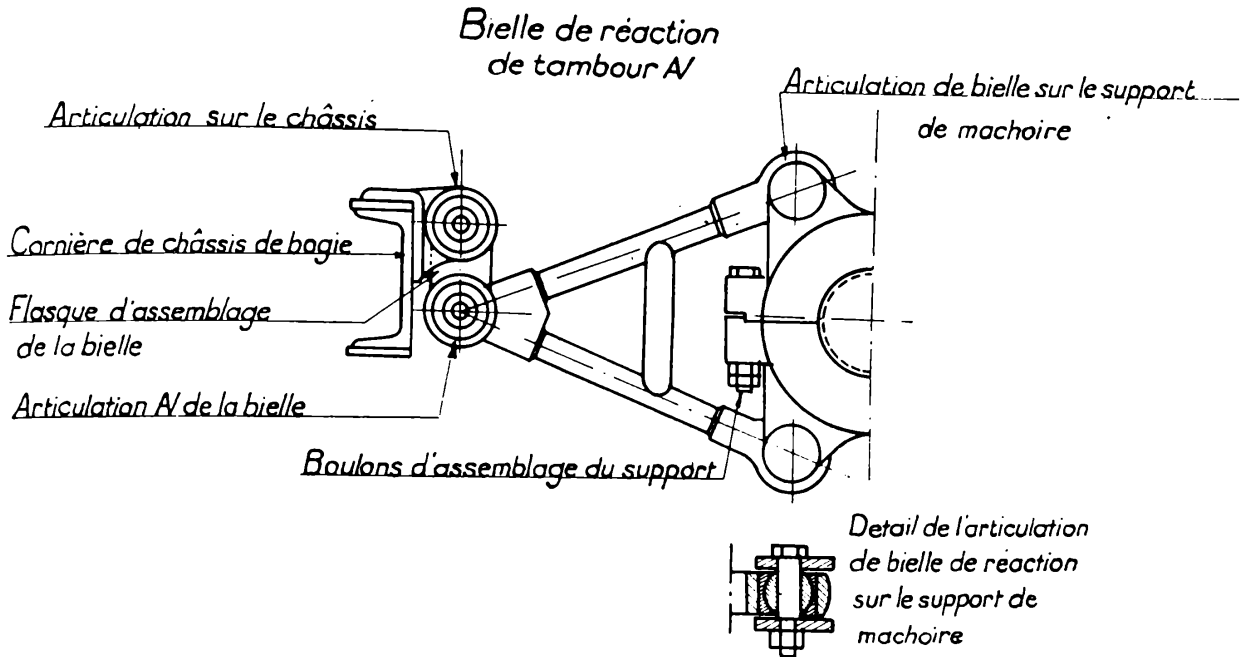


FIG. 142

Les flasques qui portent le logement du cylindre de roue font corps avec le support de mâchoire.

La commande du frein à main montée sur les essieux moteurs comprend un axe sur lequel s'articule un levier commandant deux bielles faisant pression sur la garniture lors du serrage. Les directions non tangentielles des efforts exercés donnent de faibles efforts de freinage pouvant servir seulement à l'immobilisation du véhicule.

Le dispositif automatique de rattrapage de jeu (fig. 143), de principe analogue à celui décrit au § b suivant, conjugue avec le déplacement de la mâchoire un ensemble susceptible de se déplacer dans un sens, mais qui ne peut revenir en sens inverse. Ce dernier mouvement est empêché non par la friction d'un ressort supérieure à la tension de l'effort de rappel des mâchoires, comme dans le système décrit ci-après, mais par un cliquet et secteur à crémaillère. Le cliquet est maintenu en prise par un ressort à lame et comporte la fourchette caractéristique du système.

Le réglage initial à l'aide des cliquets doit laisser un jeu de 0,5 mm à 1 mm entre garniture et tambours de roues.

b) Frein des autorails Michelin (fig. 144).

Ce frein est à mâchoires rigides et à commande hydraulique Lockheed. Le dispositif de réglage automatique schématisé (fig. 145) comprend une fourchette E solidaire d'un axe O; cet axe pivote sur un petit coussinet fixé sur le plateau de frein; il sort du plateau à l'extérieur du tambour et est maintenu par un ressort de friction A, appliqué sur le plateau; la fourchette ne peut donc pivoter sur son axe que sous un certain effort. Un doigt D monté sur le segment vient se loger entre les deux branches de la fourchette.

En position de repos, frein desserré, la mâchoire M est éloignée du tambour T par le

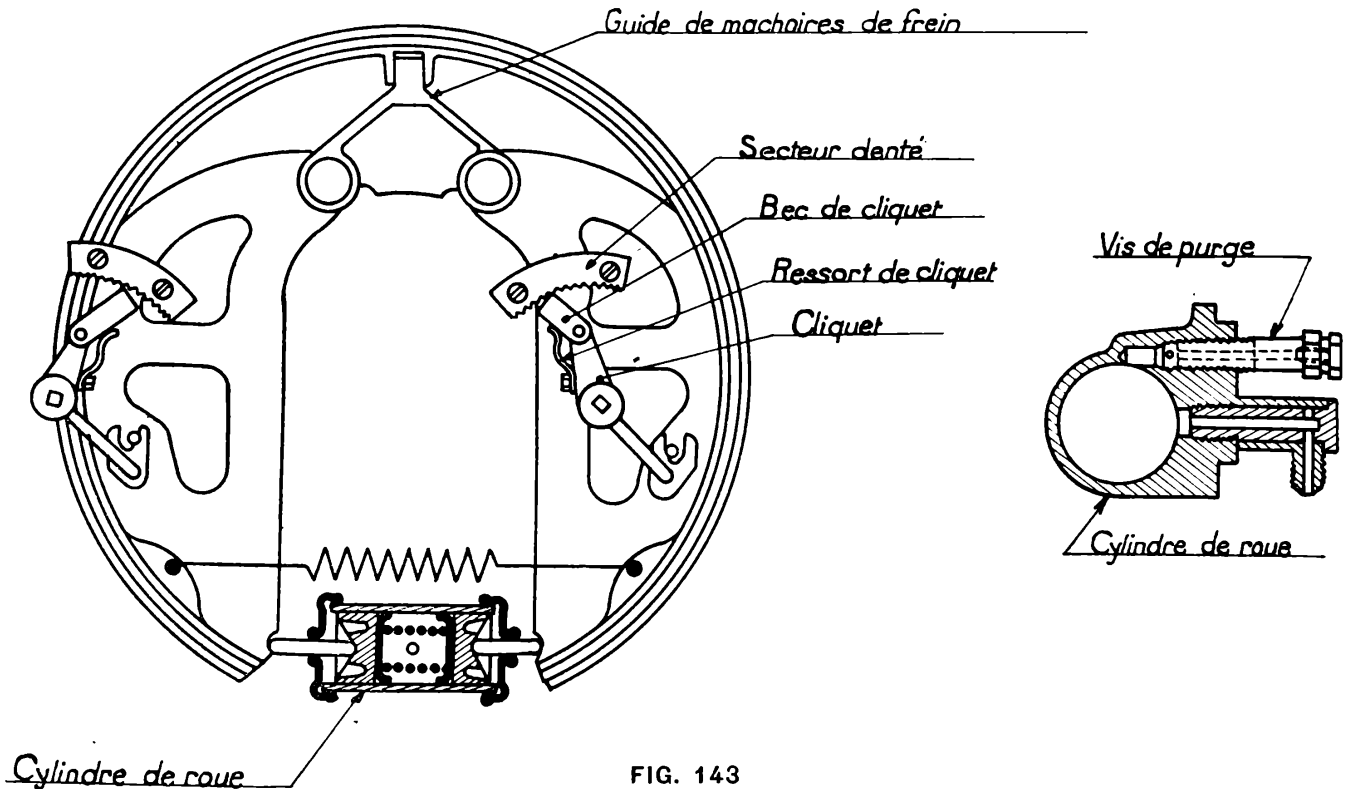


FIG. 143

ressort de rappel R; elle est limitée dans son recul par le doigt D qui vient buter sur la face X de la fourchette. L'effort du ressort de mâchoire créant un couple inférieur à la friction du ressort d'axe de la fourchette, celui-ci reste immobile. Il existe à ce moment un jeu entre garniture et tambour correspondant au jeu entre le doigt D et la face Z de la fourchette.

Sous l'action de l'effort de freinage, la mâchoire se déplace et vient s'appliquer contre le tambour; le doigt D a également quitté l'arête X de la fourchette qui reste immobilisée par son ressort de friction. Le doigt D a parcouru l'espace libre de la fourchette et vient rencontrer alors l'arête opposée Z.

Si, à ce moment, la course de la mâchoire est terminée, les choses restent en état; mais, lorsque par la suite de l'usure des garnitures, la course de la mâchoire augmente, le doigt D, agissant contre l'arête Z, fait tourner la fourchette E autour de l'axe O, l'effort de la pression hydraulique étant supérieur à la friction du ressort de l'axe O. La course de la mâchoire ne pourra être toujours que celle correspondant à la différence existant entre le diamètre du doigt D et l'ouverture de la fourchette.

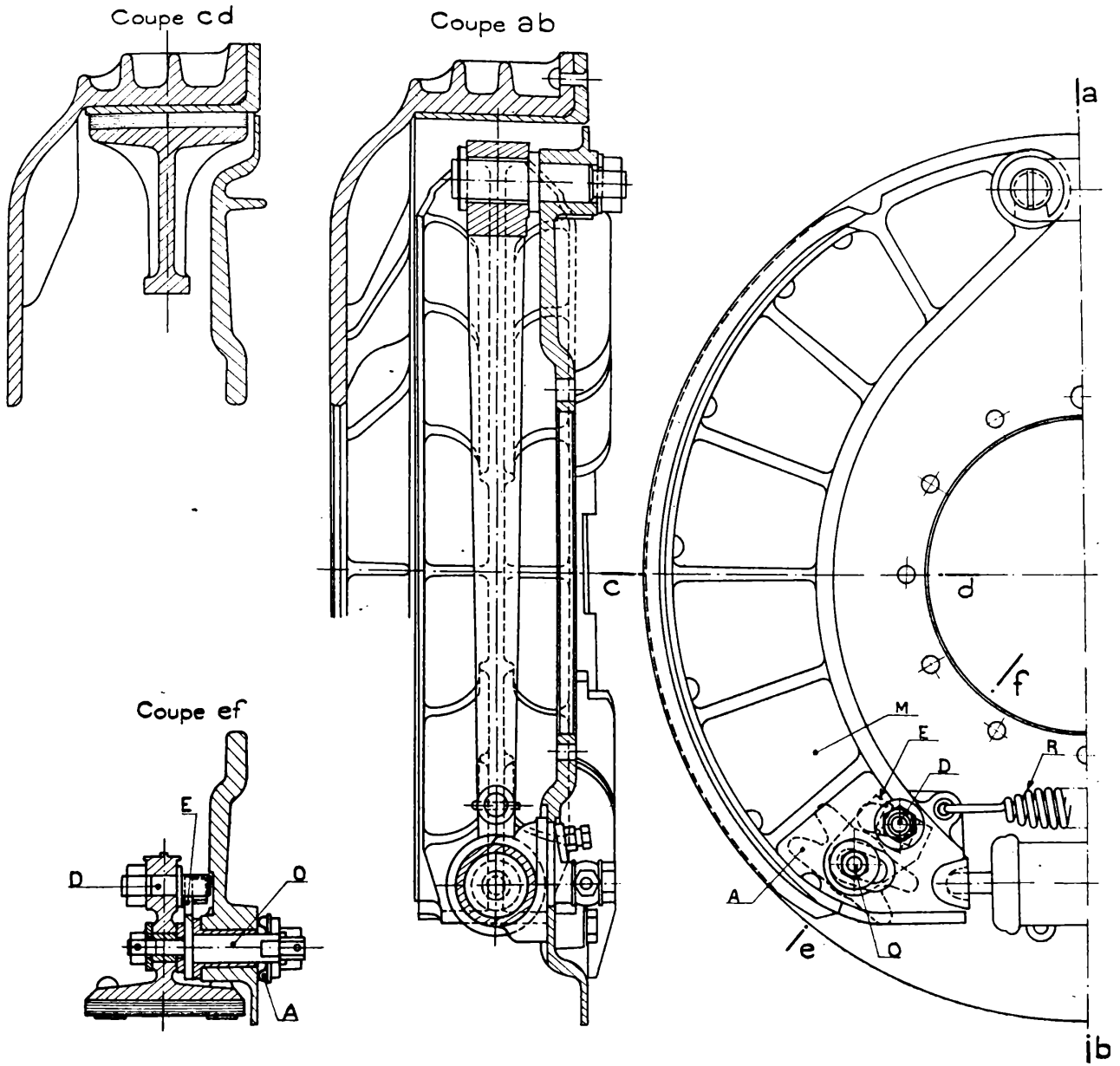


FIG. 144

c) **Frein des autorails Bugatti (fig. 146 et 146 bis).**

Ce frein est à mâchoires rigides et à commande mécanique par came.

La came est montée en bout d'un axe pouvant tourner dans une douille solidaire du flasque fixe. Un levier actionné par la tringlerie de frein est fixé à l'autre extrémité de l'axe.

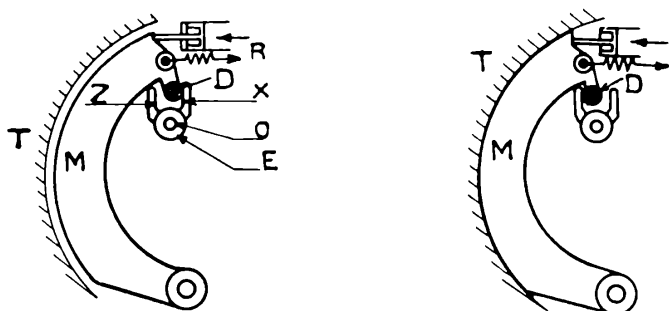
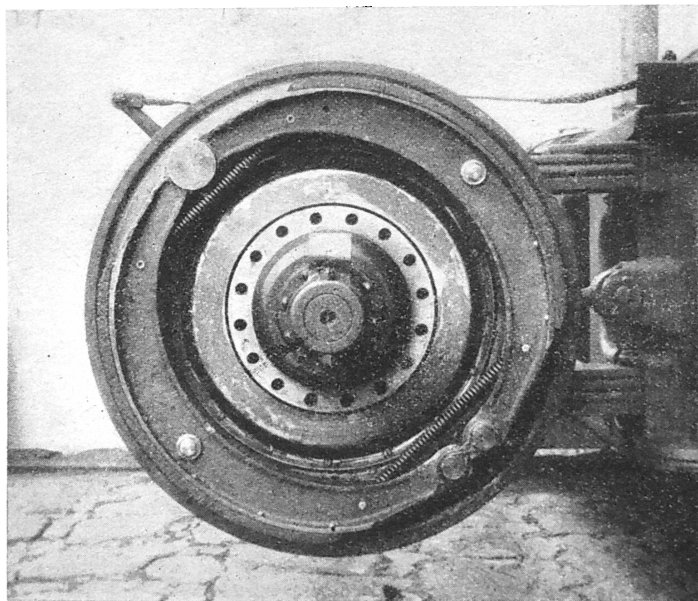


FIG. 145

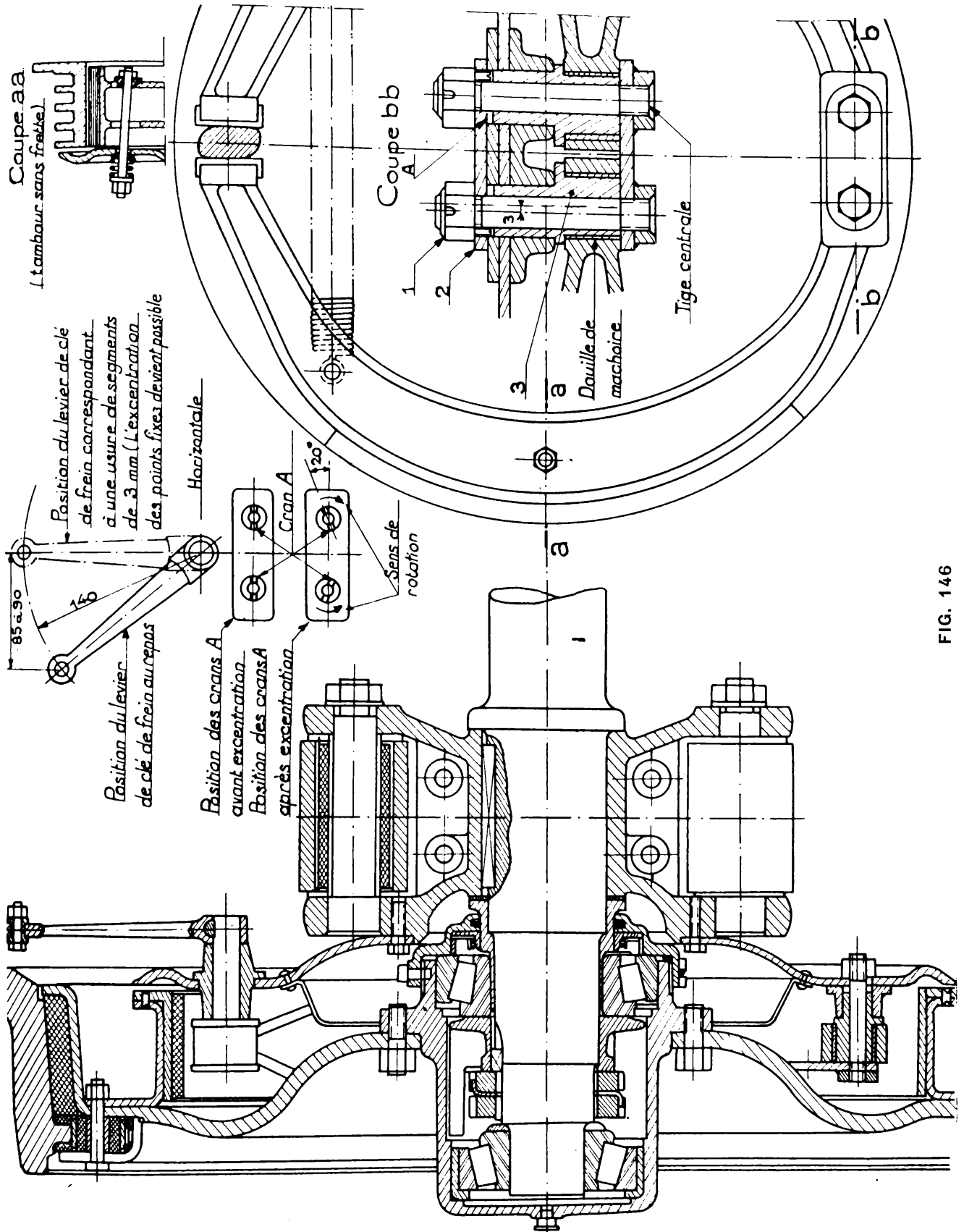
Le tambour monobloc ou fretté, est fixé par boulons à la roue élastique. Les segments sont guidés transversalement à hauteur de l'essieu, par deux tendeurs à ressorts (coupe *aa*).



Mâchoires et tambour de frein d'une roue de Bugatti, vue extérieure

FIG. 146 BIS

Le rattrapage du jeu des segments n'est pas automatique; le réglage se fait par excentration des points fixes à demi-usure des garnitures. Il n'est donc pas continu comme ceux précédemment décrits à friction ou secteur denté et permet d'user en deux temps, donc avec un seul réglage intermédiaire, les deux tiers de la garniture. Les axes constituant les points fixes ne doivent être tournés qu'après une usure d'au moins 3 mm de garniture se



traduisant par une course de l'œil du levier de clé de frein mesurée horizontalement de 85 à 90 mm pour un levier de 140 mm et qu'on s'assure toujours après coup que les segments ne touchent pas au tambour. L'assemblage des pièces est représenté sur la coupe *bb*.

La marche à suivre pour effectuer le déplacement des mâchoires est le suivant :

- 1° Dégoupiller et desserrer les écrous (1);
- 2° Retirer la plaquette (2) et remettre provisoirement un des deux écrous (1) avec une rondelle, mais sans le bloquer.

Pour mesurer exactement la course des clés il est possible d'utiliser l'appareil représenté *figure 147*.

La pièce C doit être placée de façon à entourer le support de clé de frein en bronze, les faces latérales s'appliquant sur la surface emboutie du flasque.

L'axe d'articulation du levier B doit alors coïncider avec celui de la came (à ajuster à la fabrication).

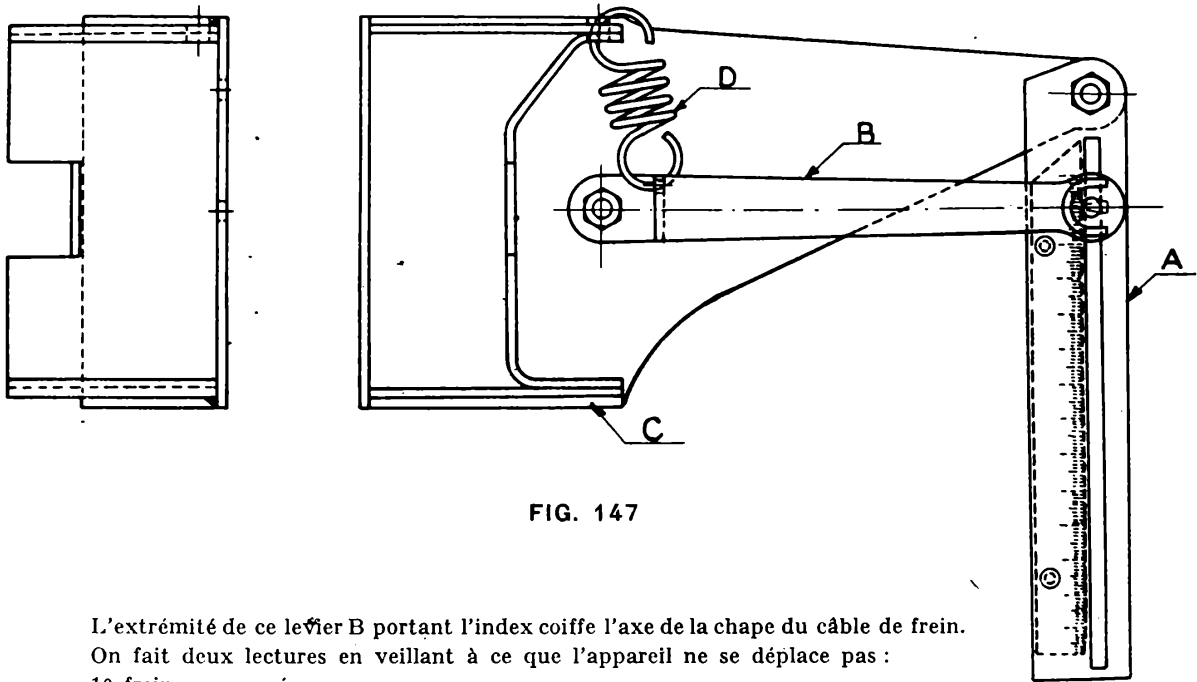


FIG. 147

L'extrémité de ce levier B portant l'index coiffe l'axe de la chape du câble de frein.

On fait deux lectures en veillant à ce que l'appareil ne se déplace pas :

- 1° frein non serré = *a*;
- 2° mâchoires appliquées par une traction sur le câble de frein = *b*.

La différence $b - a =$ course de frein.

3° Avec une clé en forme de fourche (*) s'engageant dans la fente de l'axe excentré (3), faire tourner celui-ci de 160° environ dans le sens indiqué sur la *figure*.

4° Remettre un écrou (1) et une rondelle, libérer l'autre axe de son écrou et de sa rondelle et effectuer la rotation de 160°;

5° Monter la nouvelle plaquette (**), après avoir enlevé les écrous, en s'assurant que ses ergots s'engagent correctement dans les fentes des axes (3);

6° Remonter les écrous (1) et s'assurer avant de les bloquer et goupiller que les segments ont conservé un jeu suffisant avec le tambour, c'est-à-dire que l'œil du levier de came peut se déplacer de 15 mm environ en partant de sa position de repos.

(*) Utiliser pour faciliter l'opération une clé spéciale munie d'un levier assez long pour que l'effort devienne réduit, lequel levier servant en même temps de repère pour la mise en bonne position de la fente des axes.

(**) Cette nouvelle plaquette est différente de celle du montage initial, la série d'ergots différant de position du fait de la rotation de 160° de l'excentrique. On n'utilise pas une rotation de 180° qui aurait l'inconvénient de provoquer un léger décentrage du segment par rapport au tambour. La présence de cette seconde plaquette indique infailliblement lors de visites ultérieures que les axes des points fixes ont déjà subi une rotation et qu'un nouveau réglage n'est plus possible.

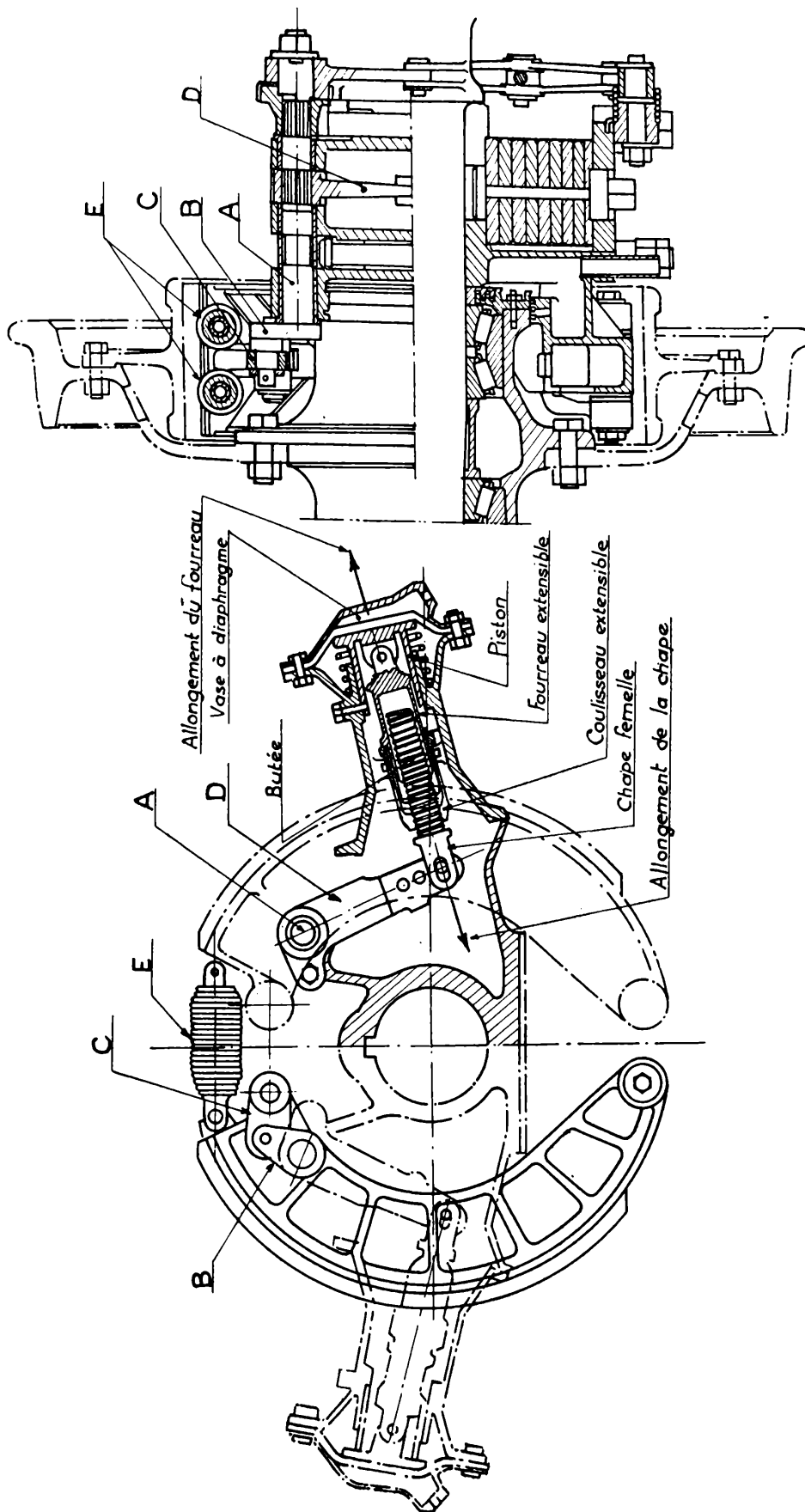


FIG. 148

d) Frein des autorails Somua (fig. 148 et 149).

Ce frein est à mâchoires rigides et à commande mécanique par biellettes.

L'écartement des mâchoires est provoqué par la rotation partielle de 2 axes A à manivelle B agissant sur chacune d'elles par l'intermédiaire d'une biellette C, deux ressorts de rappel E ramenant le système en position de desserrage.

L'axe à manivelle porte un levier de commande D qui est relié au cylindre de frein par l'intermédiaire d'une bielle à allongement automatique, ayant pour but de compenser l'usure des garnitures de frein.

La bielle réglable est constituée des trois pièces concentriques énumérées ci-après en commençant par l'intérieur :

— une chape femelle qui porte une queue filetée et qui est reliée au levier de commande de la mâchoire;

— un fourreau extensible qui est solidaire du piston;

— et un coulisseau extensible dont les déplacements sont limités par deux tourillons qui se meuvent entre des butées portées par le cylindre de frein.

Le fourreau et le coulisseau se vissent sur la chape par un filetage à profil spécial qui permet l'allongement du système tout en condamnant le mouvement inverse; de plus le filetage permet le réglage initial.

En fonctionnement normal, le tout se comporte comme une bielle rigide.

Après usure de la garniture de frein, la course du coulisseau étant insuffisante pour amener la mâchoire en contact avec le tambour, il se produit :

Au serrage, un allongement de la chape par rapport au coulisseau, par suite de l'action continue du piston.

Au desserrage, un allongement du fourreau par rapport au coulisseau, occasionné par le ressort de rappel du piston.

Le rattrapage de jeu est donc effectué et le réglage n'interviendra qu'après une nouvelle usure de la garniture.

Les cylindres de freins — ou plus exactement les vases à diaphragmes — se composent d'un piston guidé, qui est en contact permanent avec une membrane déformable; l'air arrive sur la membrane et agit sur le piston par son intermédiaire; un ressort ramène le système en position de repos.

Il est à remarquer que chaque mâchoire comporte un réglage et une commande indépendante, ce qui permet d'assurer la même efficacité de freinage dans les deux sens de marche.

L'axe A porte en bout la commande par levier du frein à main.

e) Frein des autorails AEK (fig. 150).

Ce frein est à mâchoires rigides et à commande mécanique par came.

Le tambour est monté extérieurement à la roue, en bout de l'essieu. Le rattrapage de jeu n'est pas automatique.

Le réglage se fait par rotation partielle de la came par rapport à son levier de commande.

Sur l'arbre porte-came 4 (fig. 151) est clavetée une roue de réglage P. Sur cette roue s'engrène une vis sans fin V, solidaire du levier et commandée en bout par un appendice carré. Deux butées à crans C et C' l'une solidaire de l'axe de la vis, l'autre du levier immobilisent le dispositif de réglage après manœuvre. En manœuvrant la vis, le levier restant fixe, la came tourne et rapproche du jeu à rattraper la garniture du tambour (1).

f) Frein des autorails « Charentaises ».

Ce frein à deux segments rigides *flottants* est réalisé de façon analogue au duo-servo Bendix. Il est auto-serreur et d'une efficacité égale dans les deux sens de rotation.

(1) Le jeu peut se mesurer en actionnant le frein à main.

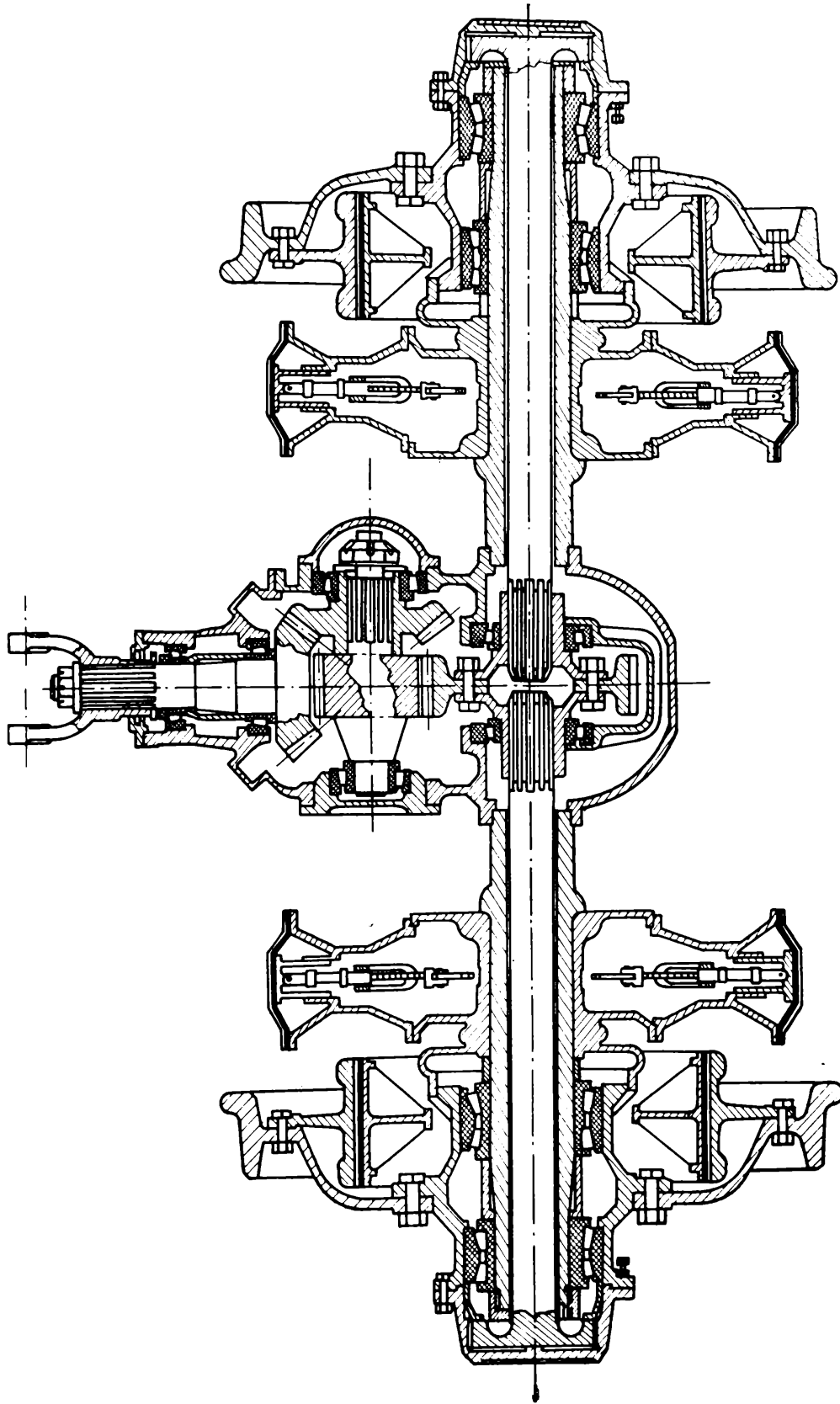


FIG. 149

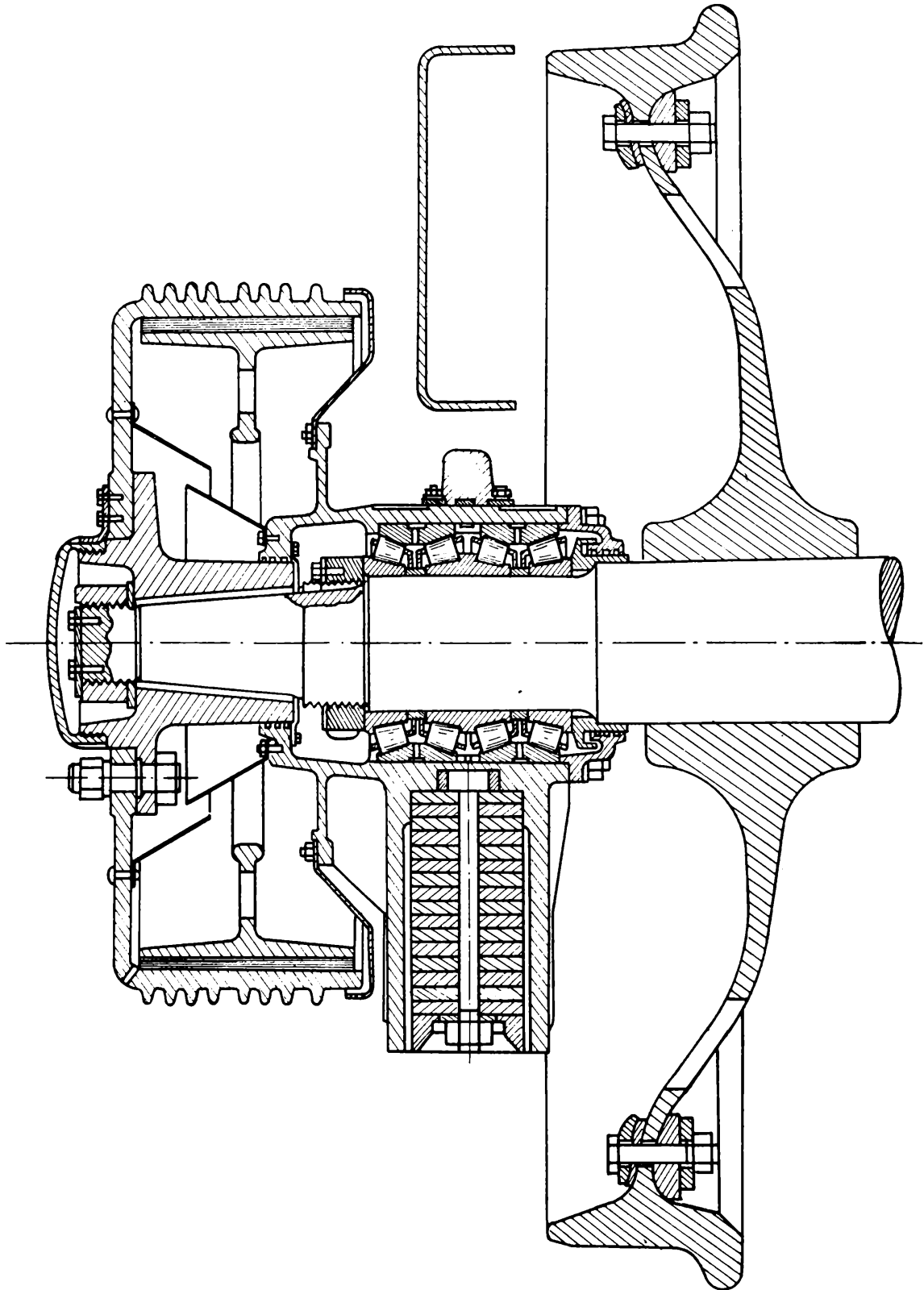


FIG. 150

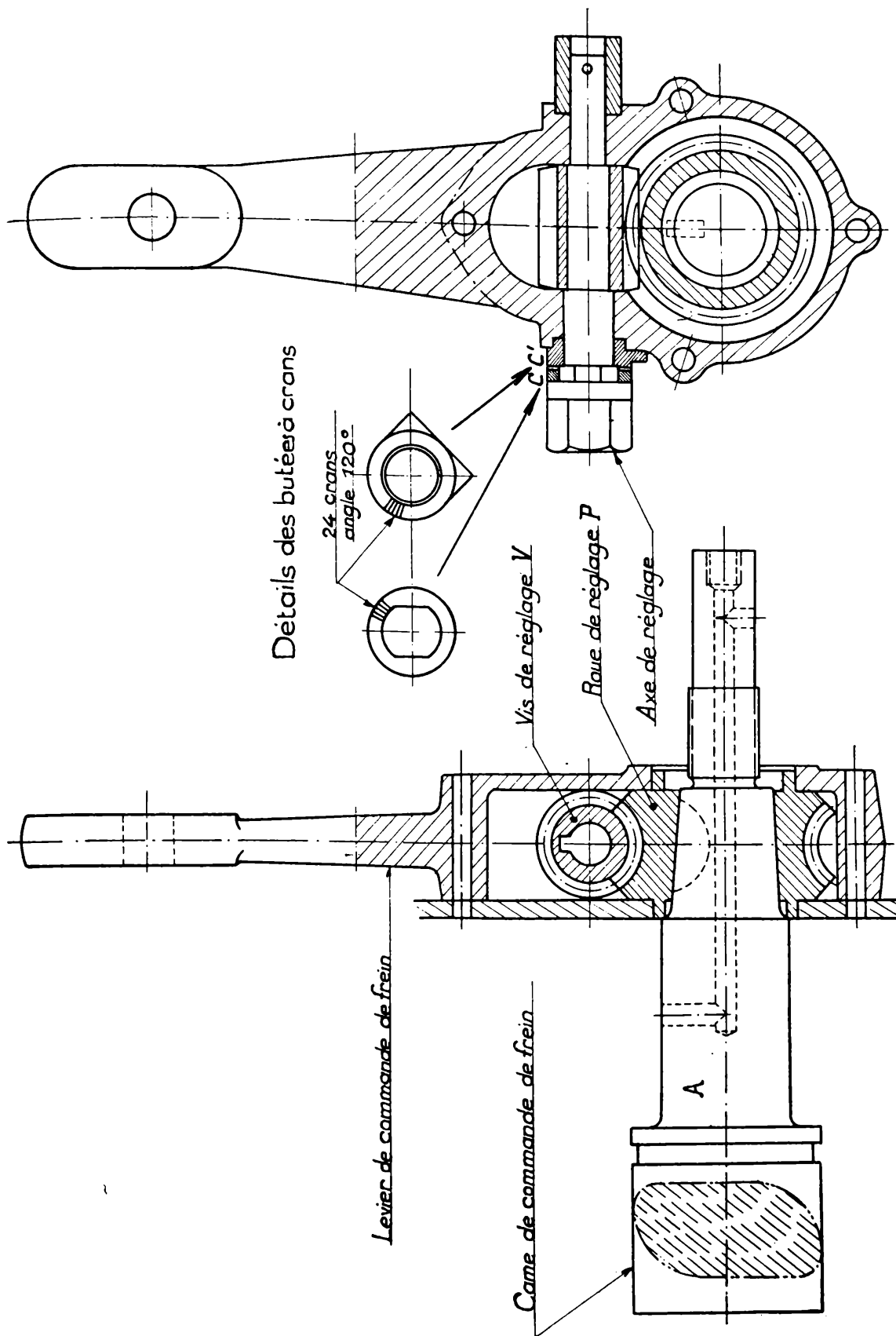
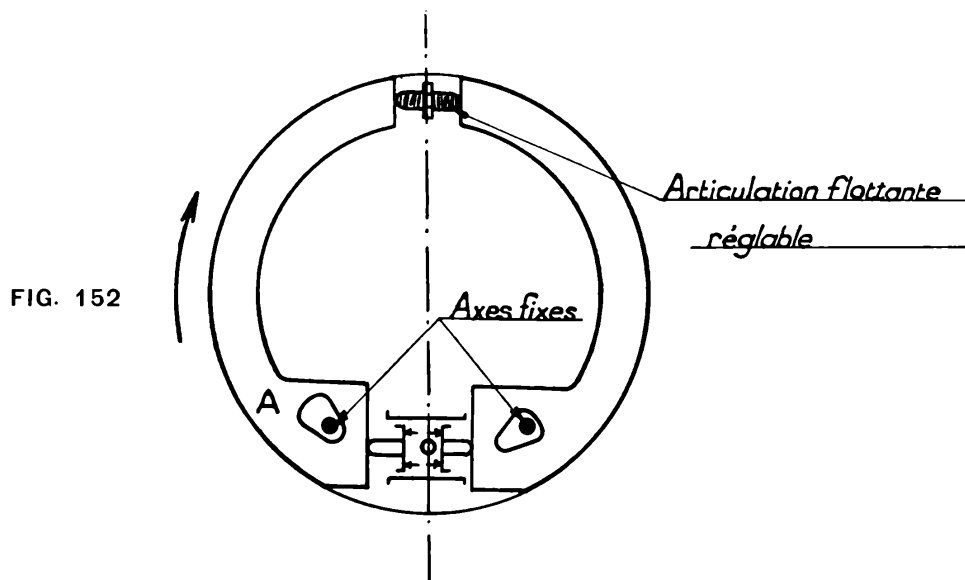


FIG. 151

Non seulement le premier segment dit « primaire » (segment A pour le sens de rotation indiqué par la flèche *figure 152*) réagit sur le second dit « secondaire », mais celui-ci peut réagir à son tour sur le premier. Ces segments ont en effet un certain jeu sur leur point fixe, ce qui permet au segment secondaire de venir en quelque sorte s'appuyer à son tour sur le segment primaire par l'intermédiaire des pistons et du fluide comprimé dans le cylindre de commande (1).

Dans chaque roue un flasque 15 (*fig. 153*) supporte un cylindre 16 contenant également deux soufflets métalliques 17. La tige 18 de ces soufflets commande par un grain les deux



mâchoires flottantes 20. Ces mâchoires sont guidées transversalement par les bobines 21 sur lesquelles elle s'articulent avec du jeu.

Un ressort 22 maintient les mâchoires 20 en butée contre les grains et un ressort 23 les maintient en butée rotule 10 contre grain 14.

Le réglage est obtenu en desserrant la vis à rotule 10.

4° Transmissions mécaniques d'attaque des cames.

Les transmissions mécaniques, simples en apparence, doivent répondre à des conditions de compatibilité avec la suspension, avec l'orientation des bogies par rapport au châssis et surtout assurer la bonne répartition du freinage. Elles peuvent être :

- rigides (R. 7000 et 7100 - AEK);
- semi-rigides par tringles et câbles d'acier (R. 11000 et 11300 - ZO);
- souples (Bugatti).

Le rendement des commandes mécaniques dépend :

- des frottements divers;
- des déformations des commandes, flexions des plateaux et points fixes;
- de l'orientation des leviers ou de la came.

Pour améliorer le rendement, il faut donc :

- réaliser une bonne lubrification de toutes les articulations;

(1) Dans le frein duo-servo Bendix, les mâchoires sont commandées par une came appelée « came flottante » qui peut se déplacer légèrement dans le sens de rotation du tambour.

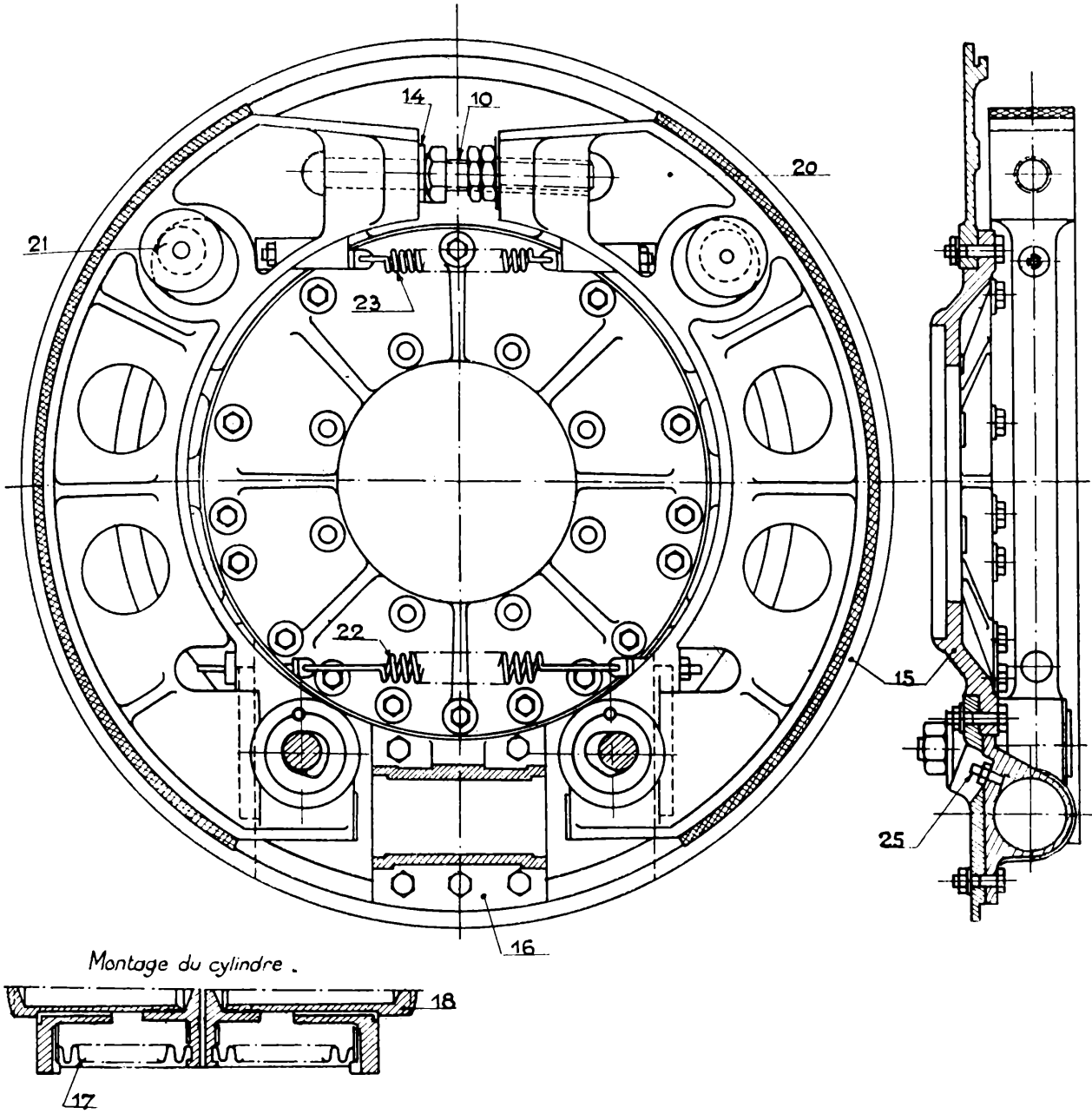


FIG. 153

- utiliser des tringles rigides ou câbles peu extensibles, des biellettes et leviers de came courts et gros pour éviter leur déformation;
- disposer les leviers et tringles dans la position exacte prévue au dessin, disposition généralement telle que leur action soit normale, au repos.

a) **Transmission mécanique rigide.**

La figure 154 et 154 bis représente la timonerie combinée pour la commande par cylindre

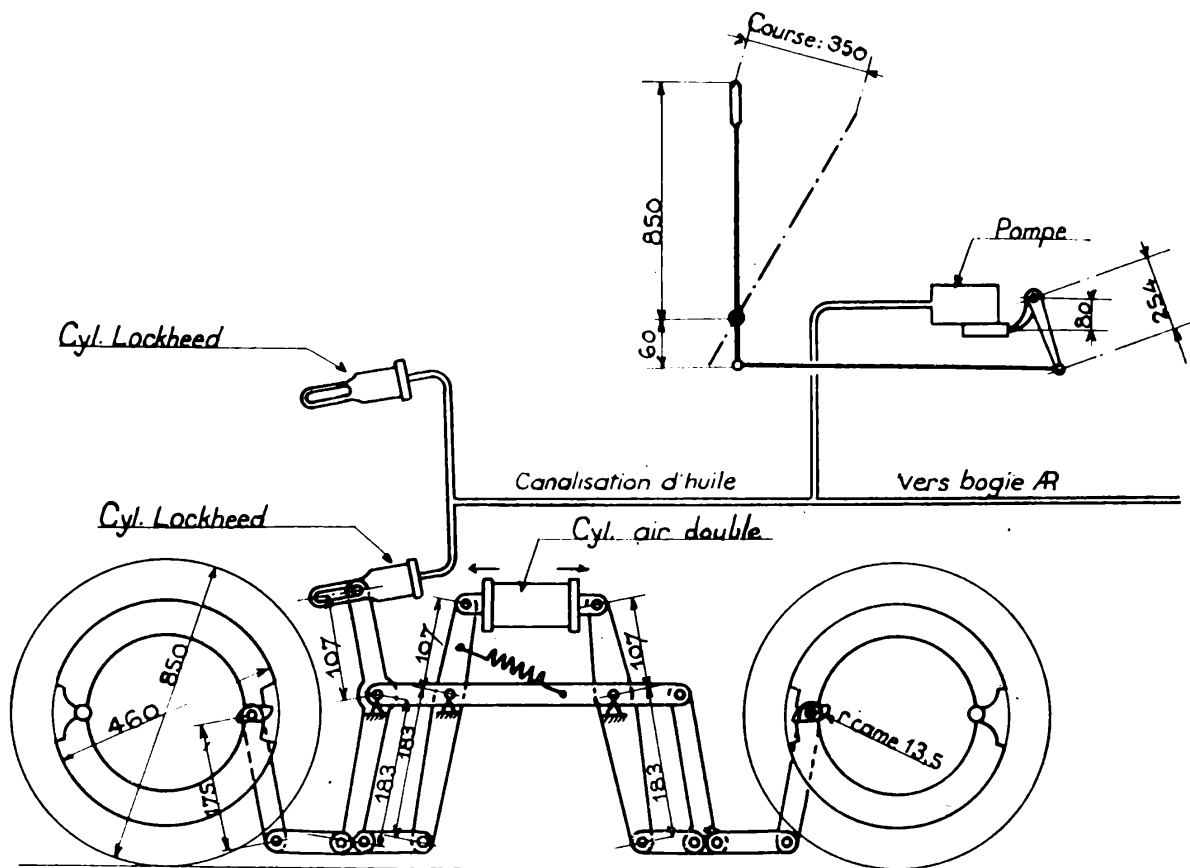


FIG. 154

à air et cylindre Lockheed (frein à main) des leviers de cames des freins à tambours des autorails Renault AEK n° R 7011 à 24.

Démultiplication (fig. 154 et 137): $\frac{107}{183} \times \frac{175}{13,5} = 7,58$

Calcul de l'effort retardateur à la jante pour l'autorail :

$Q = 52$	$\times 4$	$\times 7,58$	$\times 0,9$	$\times \frac{230}{425}$	$\times 2 \pi \times 0,35$	$= 13,465 \text{ kg}$
cm ²	kg/cm ²	multiplication	rendement timonerie	rapport des rayons tambour et bandage	voir formule page 182	
surface piston	pression air					

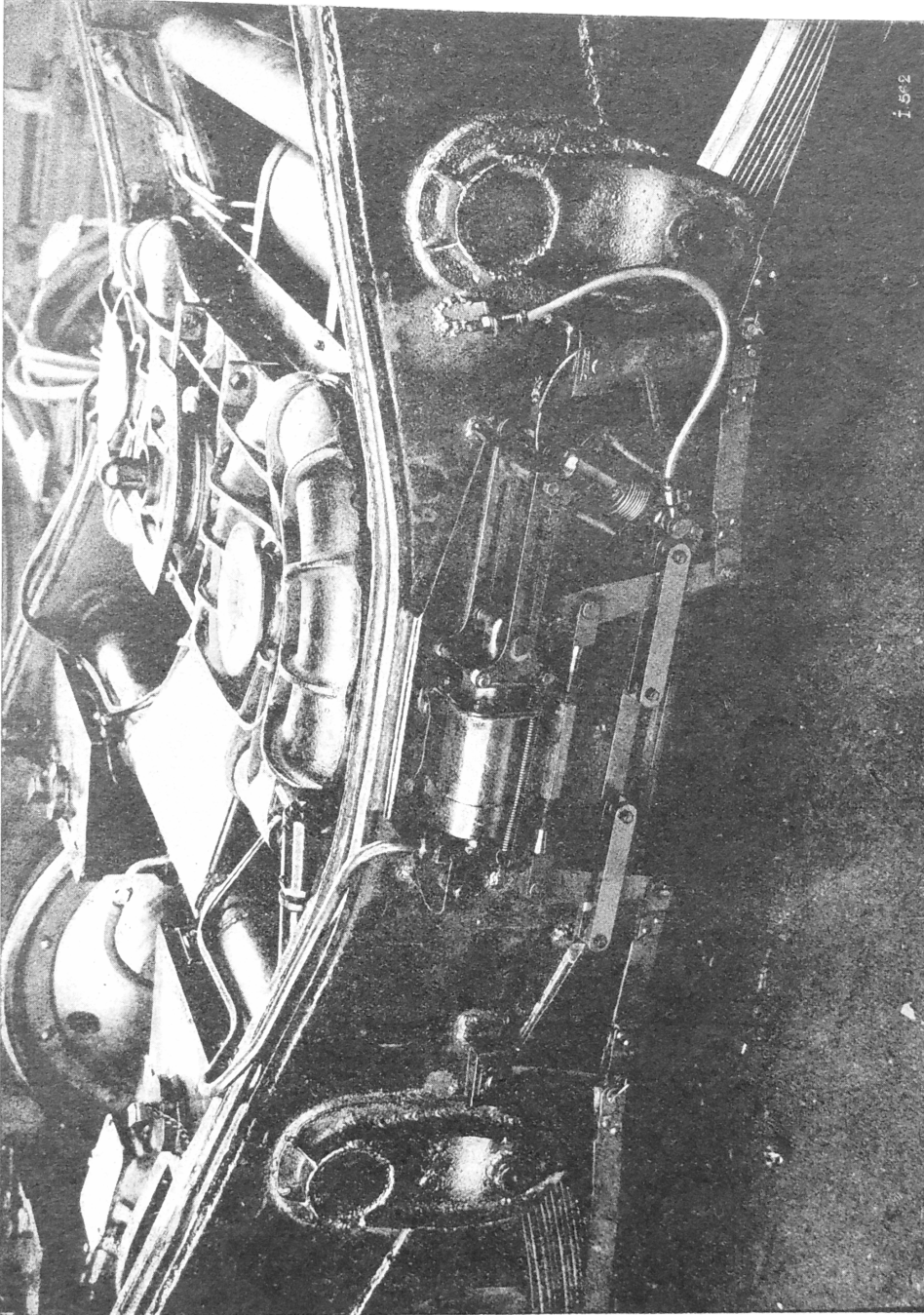


FIG. 154 BIS

b) **Transmission semi-rigide par tringles et câbles.**

Nous décrivons le servo-frein mécanique des autorails Renault ZO n° R 10301 à 5. *Timonerie* (fig. 155).

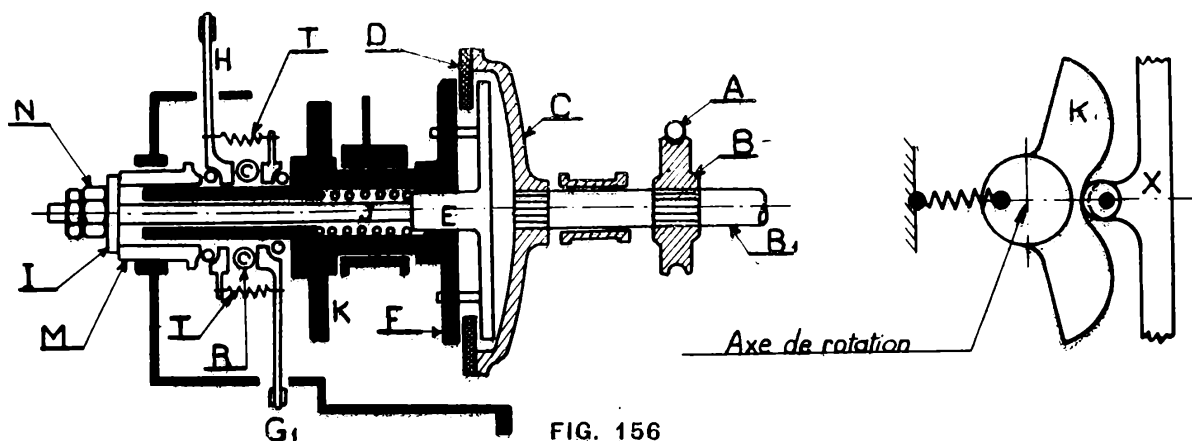
Une pédale de commande (P ou P₁) placée au poste de conduite actionne, par l'intermédiaire du levier à chape K (pour le poste moteur) ou d'un renvoi (pour le poste réversible), la tringle K₁ et le levier G₁ d'embrayage du servo.

L'action du servo dont le fonctionnement est expliqué plus loin, se manifeste sur le levier X dont l'extrémité inférieure, celle supérieure étant fixe, exerce une traction, dans le sens indiqué par la flèche, sur la fourchette Y par une tringle. Cet effort est partagé également entre les quatre câbles d'acier : H₁ et H₂, I₁ et I₂ respectivement reliés aux palonniers C et C₁, B et B₁.

La rotation de chaque palonnier commande, par l'intermédiaire d'un système de levier dont le dernier (L, M, L₁, M₁) est réglable, le mouvement de rotation des cames.

Servo-frein (Renault ZO)

Came



Lorsque le conducteur abandonne la pédale, le servo cesse son action sur la timonerie qui est rappelée dans sa position de repos par divers ressorts.

Le levier G suspendu au châssis par son extrémité supérieure est entraîné à son extrémité inférieure par l'articulation O de la fourchette Y et agit sur la tringle Z reliée au levier H du servo pour exercer une action complémentaire de celle du levier G₁.

Description du servo-frein proprement dit (fig. 156).

En bout de l'arbre secondaire de la boîte de vitesse est montée la vis sans fin A qui est toujours en prise avec le pignon B calé sur l'arbre B₁ muni en bout de cannelures s'engageant dans le moyeu d'un plateau C. Le plateau C tourne donc constamment avec cet arbre et peut coulisser dessus. Il porte une couronne de ferrodo D intercalée entre les deux plateaux E et F. Ces plateaux d'écartement variable sont rendus solidaires, en rotation seulement, par 4 goujons.

Le moyeu du plateau F comporte une butée sur laquelle vient appuyer le levier d'embrayage G₁ relié, par l'intermédiaire de la tringle K₁ aux pédales P et P₁. Sur ce moyeu est également montée la came K qui actionne le levier X.

Les leviers G₁ et H de commande du servo-frein montés fous et coulissants sur le moyeu du plateau F comportent, se faisant face, trois rampes dans lesquelles viennent se loger trois

Autorails RENAULT ZO
Schéma du frein

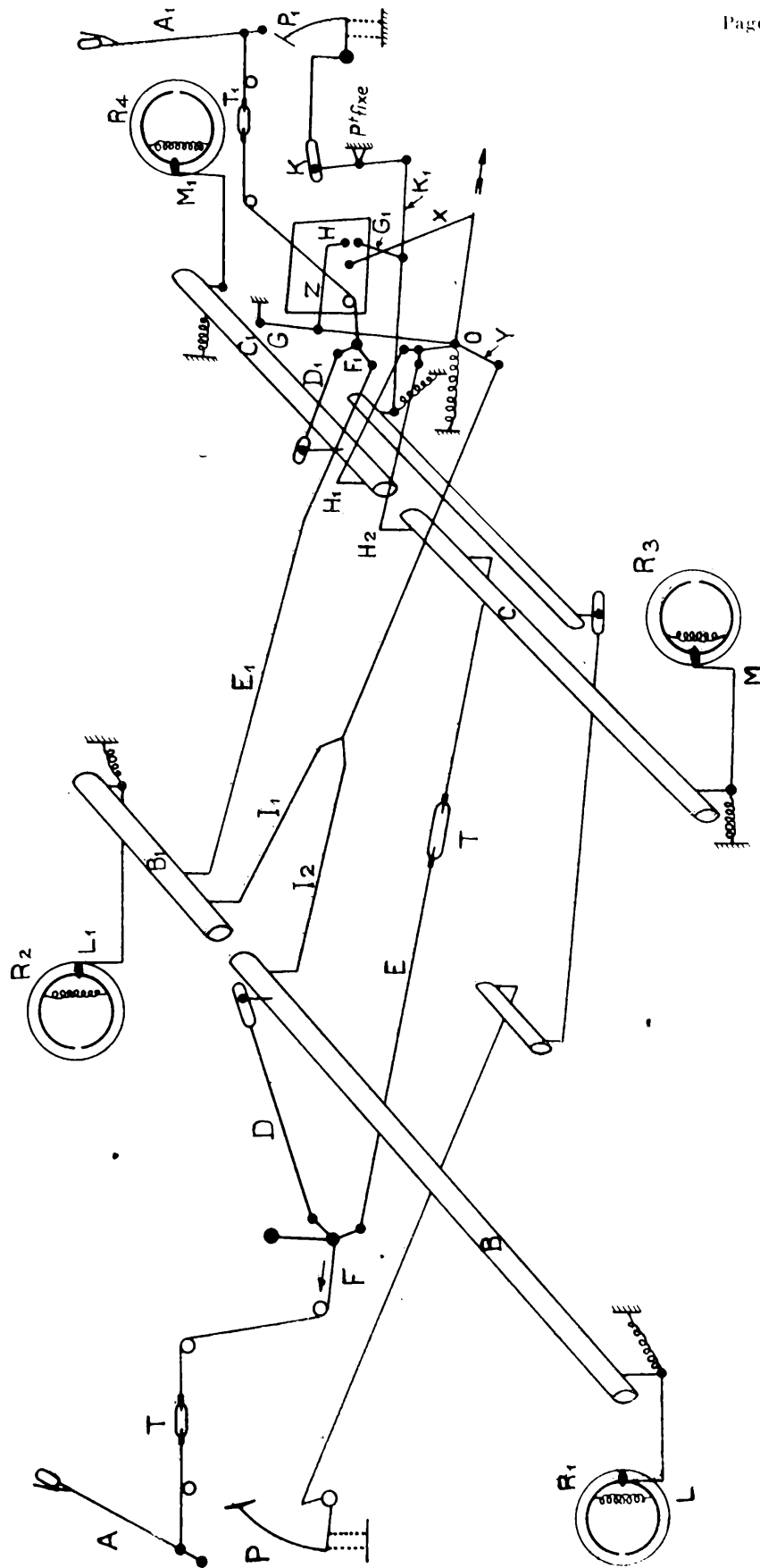


FIG. 155

billes R. Un ressort T lie ces deux leviers et maintient le contact des billes R. Le ressort J écarte ou maintient les plateaux E et F écartés et par suite non en contact avec la couronne de ferodo D, lorsqu'on débraye le servo-frein et lorsqu'il est desserré.

Une douille M entretoise la butée I et le levier de commande H relié à la barre Z.

Fonctionnement du servo-frein.

Lorsque le conducteur appuie sur la pédale P d'un poste de conduite, il fait tourner le levier G, par l'intermédiaire de la tringle K₁. Cette rotation provoque la montée des billes sur les rampes et écarte axialement, à la manière d'un coin, l'ensemble d'organes G, RHM d'une part, le plateau F d'autre part.

Ce mouvement amène en contact avec la couronne D les deux plateaux E et F, le ressort J étant comprimé de la valeur des jeux totaux rattrapés (en particulier ceux entre couronne et plateaux). La couronne, de vitesse de rotation proportionnelle à celle de l'arbre de transmission, entraîne par friction les plateaux E et F. Pendant toute la durée du freinage le patinage relatif à vitesse décroissante de ces organes subsiste.

La came K solidaire de F agit sur le levier X et met les freins en action. Cette came comporte deux rampes, une pour chaque sens de marche.

Du fait du déplacement du levier X le levier G articulé en O à la timonerie subit un mouvement de rotation autour de son point d'attache au châssis et entraîne la commande Z du levier H du servo-frein.

Les billes tendent à monter le long des rampes de ce levier du fait de sa rotation, les plateaux E et F viennent donc se serrer plus fortement sur le ferodo D d'où un accroissement de l'effort de frottement et une intensité de freinage accrue.

La pression au contact des deux plateaux E et F sur la couronne D croît avec l'effort exercé à l'extrémité des leviers G, et H.

Si la timonerie n'opposait pas une résistance très rapidement croissante à cet effort qui lui est transmis par le levier X, il croîtrait au delà de toute mesure jusqu'à coincement de la couronne D. En effet, l'action du levier Z, fraction variable de celle du levier X, lui est réfléchi, amplifiée par le servo-frein.

Si l'effort résistant à la fourchette Y devient momentanément et accidentellement plus faible ou si dans l'étendue d'un coup de frein la variation de la répartition des pressions unitaires entre garnitures et tambours ou entre couronne et plateaux du servo provoque une certaine instabilité du freinage, le levier Z exerce immédiatement un effort de commande plus grand pour augmenter le serrage; le freinage est à nouveau assuré avec sa puissance maximum sans qu'on ait besoin d'augmenter la pression sur la pédale.

Le servo assure la progressivité rapide de la mise en action du frein; par contre, il n'est guère modérable, au serrage comme au desserrage.

Réglage du servo-frein.

Il ne faut pas que l'écartement des plateaux E et F soit trop grand, ce qui conduirait à un non fonctionnement du dispositif puisque le déplacement latéral provoqué par les billes montant sur les rampes ne suffirait pas pour amener les plateaux en contact de la couronne de ferodo.

Par contre, un écartement trop faible aurait l'inconvénient de provoquer le fonctionnement intempestif du servo-frein, les plateaux E et F étant toujours en contact avec la couronne de ferodo. De plus, il y aurait échauffement anormal du dispositif et usure prématurée de la couronne de ferodo.

Le réglage est opéré de la manière suivante :

— on serre l'écrou N de manière à approcher au contact les plateaux E, D et F. En opérant des rotations en bout d'arbre on sent à la main lorsque ce résultat est obtenu.

Il suffit ensuite de desserrer l'écrou N d'un demi-tour et de serrer le contre-écrou.

c) Transmission souple par câbles et chaînettes.

Nous décrirons le frein des autorails Bugatti.

Le conducteur n'a à sa disposition qu'un seul système de freinage, manœuvrable de deux façons différentes, soit pneumatiquement, soit directement à la main (*fig. 157 et 158*).

A effort de commande égal, mesuré sur le piston, l'efficacité est la même; il n'y a que le temps de mise en application qui diffère.

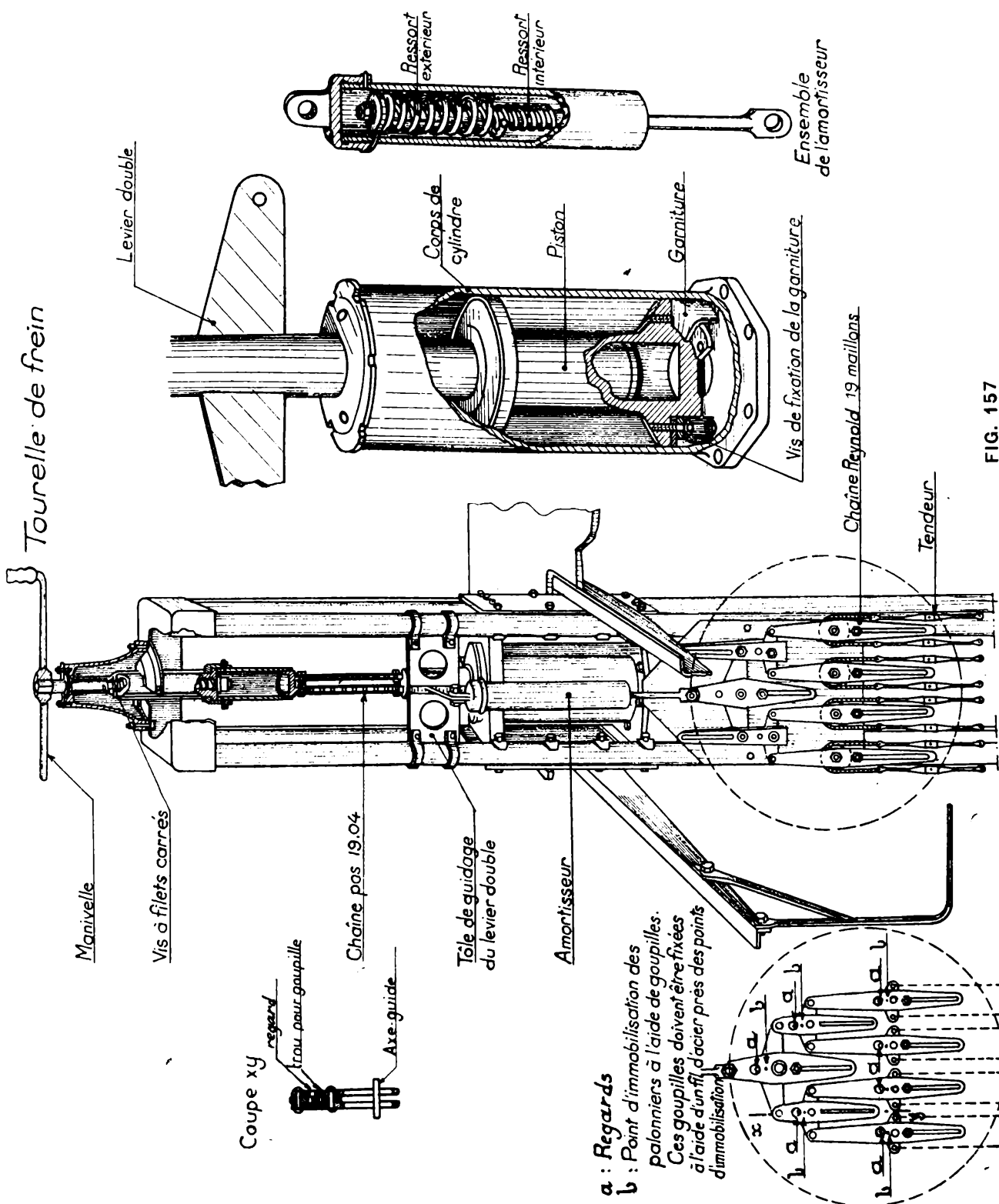


FIG. 157

Disposition de la transmission funiculaire

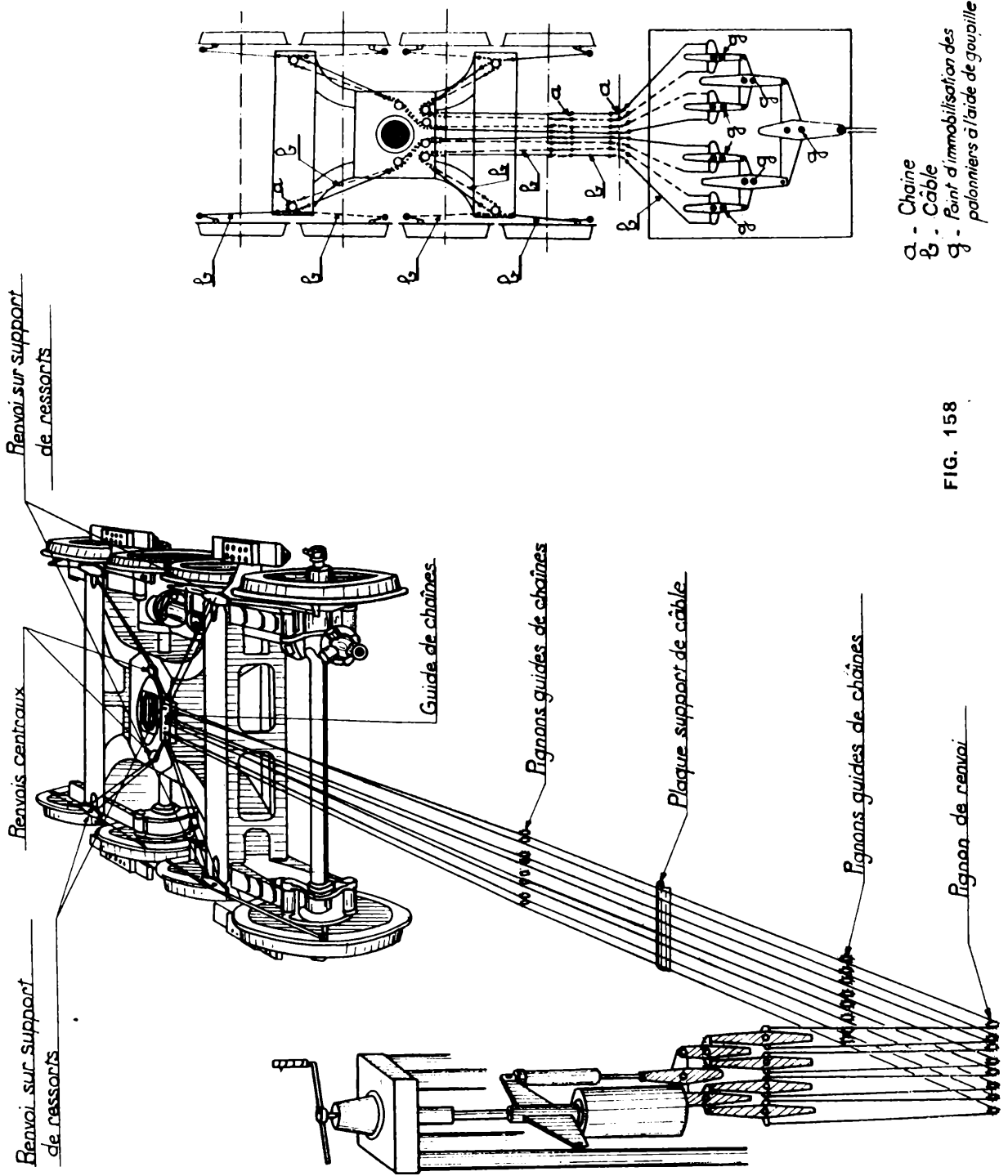


FIG. 158

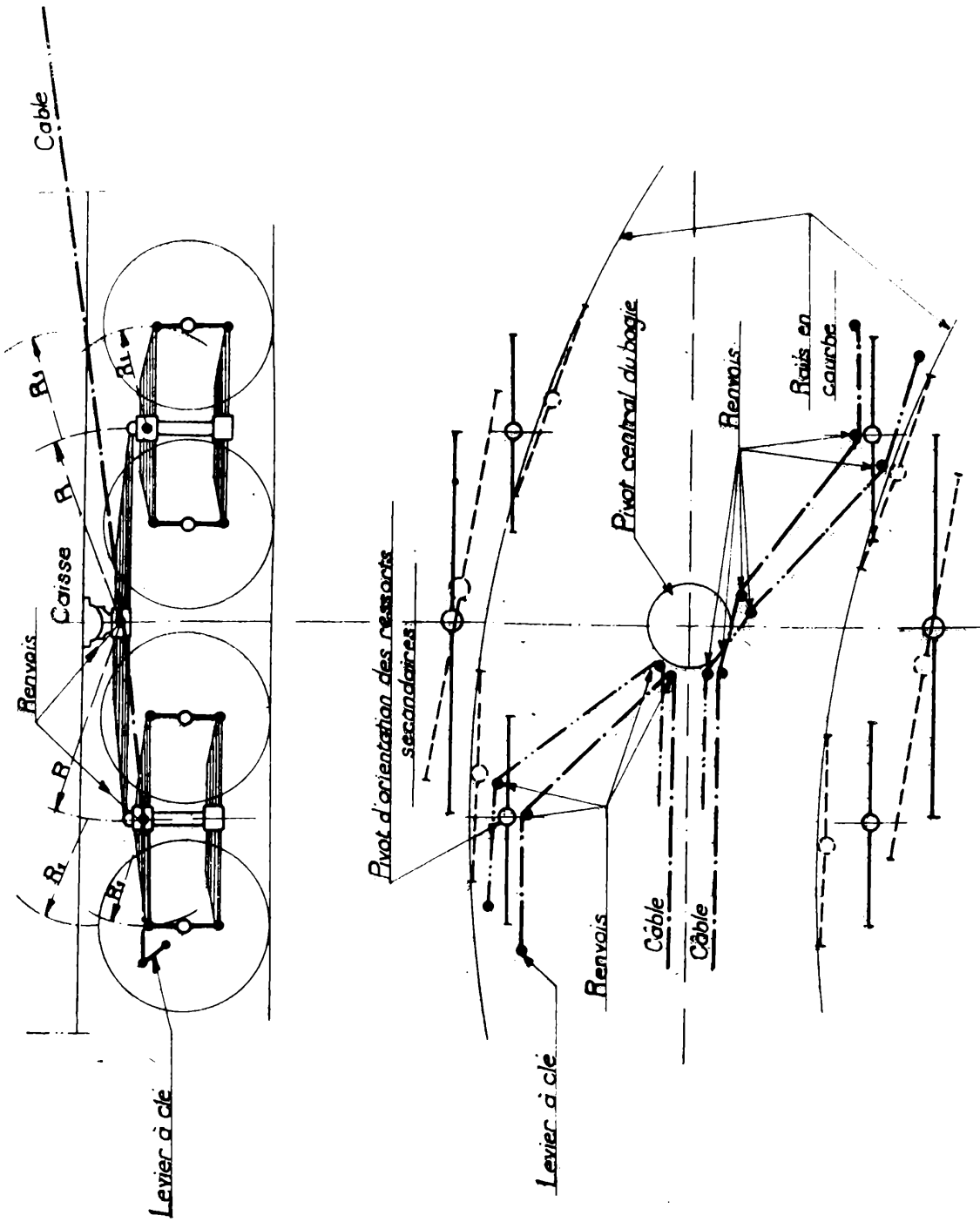


FIG. 159

La tige du piston du cylindre de frein porte un palonnier attaquant deux timoneries identiques. Sur les remorques les cylindres de frein sont placés horizontalement sous la caisse et montés transversalement.

Chaque timonerie est formée d'une série ou cascade de connecteurs verticaux et de balanciers horizontaux à bras égaux qui viennent finalement agir sur les leviers de clé de frein des tambours par l'intermédiaire de câbles en acier et de chaînes Brampton. Les connecteurs verticaux sont guidés verticalement au serrage et desserrage par une rainure coulissant sur un axe fixe. La partie funiculaire de la transmission est guidée par des plaques-support et des roues dentées de renvoi de direction qui tournent folles sur leurs axes.

Pour chaque bogie huit câbles sont nécessaires.

Entre le palonnier de tête et chacune des deux timoneries est intercalé un amortisseur à double ressort à boudin. Le palonnier ne joue pas le rôle de balancier mais l'intermédiaire élastique de l'amortisseur stabilise néanmoins l'égalité approchée des efforts de traction totaux des câbles, transmis à chaque bogie.

Les câbles passent sur chaque bogie sur des renvois dont la position assure la compatibilité du frein avec la suspension d'une part, l'orientation du bogie d'autre part.

Lors du passage des essieux sur des dénivellations de voie, l'ensemble des organes de frein calés sur chaque roue tend à tourner sur des cercles de rayon R_1 dont les centres peuvent se déplacer eux-mêmes sur des cercles de rayon R (voir élévation, *fig.* 159).

Pour éviter les réactions de la suspension sur le freinage, il est donc nécessaire que les câbles passent successivement sur des renvois aussi voisins que possible des axes horizontaux autour desquels on peut considérer se produire les oscillations des roues dans le plan vertical.

La compatibilité avec la suspension est, généralement parlant, d'autant plus nécessaire que cette dernière est plus souple.

Il faut aussi que les rotations du bogie et des quatre groupes de deux ressorts à lames attachés aux essieux, lors de l'inscription du véhicule en courbe, ne détermine, en cours de freinage, au-delà de la limite de compensation possible des balanciers de timonerie, une inégale répartition des tensions des câbles, allant jusqu'à l'annulation de cette tension pour certains et la rupture par surtension pour d'autres, ni ne détermine, la commande du frein étant desserrée, de freinage intempestif (1).

Pour réaliser cette condition il faut (voir plan de la *figure* 159 et 159 *bis*) que les câbles passent successivement sur des renvois aussi voisins que possible des axes verticaux de pivotement.

Deux tendeurs à vis de pas contraires permettent de rattraper l'allongement des câbles. Chaque balancier porte un index de réglage de la tension des deux câbles observable par un trou-regard du connecteur.

Le rendement de la transmission funiculaire est statiquement faible en raison des frottements (guides des câbles, renvois de direction, garniture du piston contre paroi du cylindre, cames contre mâchoires), de la raideur des câbles et de la réaction des ressorts de rappel des mâchoires.

Dans un cas les frottements se retranchent de l'effort pneumatique, dans l'autre cas ils s'y ajoutent.

Ce phénomène annihile en grande partie le rôle des balanciers répartiteurs de l'effort de freinage. Il est probablement une des raisons (2) qui permettent d'expliquer les inégalités importantes d'usures constatées d'un tambour à l'autre sur un même autorail, toutes choses égales d'ailleurs, bien que les balanciers aient précisément pour but en répartissant également les efforts des câbles d'égaliser les efforts retardateurs sur chaque roue pour éviter les enrayages et d'égaliser, en conséquence, à qualité égale de garniture, les usures de ces dernières.

On a noté en effet qu'il fallait établir une pression de 3 kg/cm² au cylindre pour tendre complètement le câble, ce qui correspond à 540 kg de frottement. On en déduit par exemple qu'à un effort de 720 kg sur le piston du cylindre de frein peuvent correspondre, sans que l'équilibre de la timonerie ne soit rompu, des efforts efficaces aux leviers de clé des mâchoires, variant entre les limites extrêmes de 180 kg et 1260 kg. L'effort minimum sera obtenu au serrage progressif du frein; l'effort maximum pourra être obtenu lorsque le bogie se déplacera longitudinalement par rapport au châssis en s'éloignant du

(1) Nous négligeons l'effet possible inverse des efforts anormaux tendant à orienter le bogie par rapport au châssis et dus à l'action du frein.

(2) Parmi les autres raisons on peut citer :

— qualités différentes des garnitures,

— profils différents des cames,

— propriétés différentes des tambours (présence de graisse).

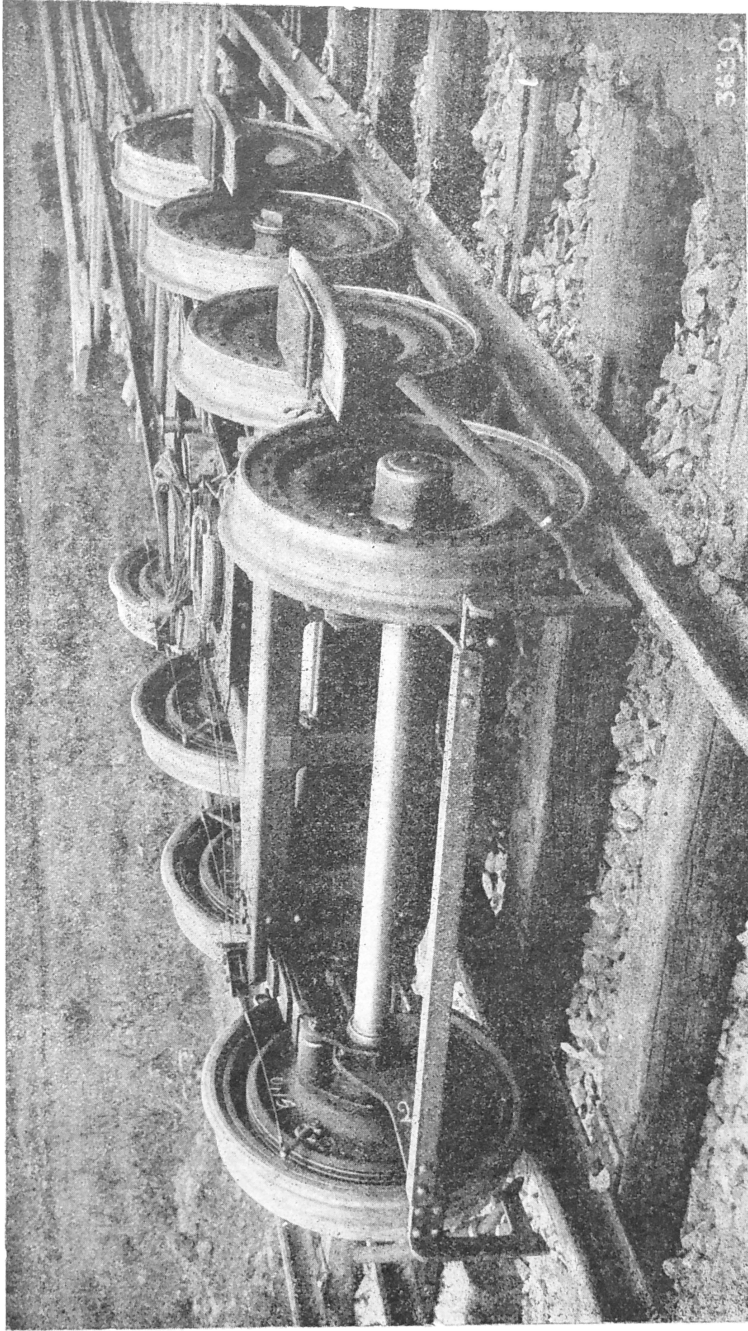


FIG. 159 BIS

*Vue d'un bogie de Bugatti montrant la disposition de la commande
par câbles des tambours de frein*

pylone fixe de frein, ce qui tend les câbles par une traction exercée à leur extrémité opposée à celle du cylindre (ce mouvement de recul du bogie peut être dû, entre nombreuses causes, aux efforts variables de freinage et il est permis par la compression des blocs de caoutchouc ceinturant le pivot de bogie) (1).

En cas de rupture de câble le balancier correspondant est immobilisé manuellement à l'aide d'une goupille (g) s'ajustant sans jeu dans les trous du balancier et du connecteur (fig. 160 A). Le balancier ne peut plus osciller autour de son axe (O) d'articulation et il en résulte que l'effort $2E$ de traction du connecteur est transmis tout entier au câble C dont l'effort de traction est ainsi doublé (voir tracé pointillé). Il y a risque accru d'enrayage et l'on ne pourrait sans danger procéder par exemple (fig. 160 B) au goupillage des trous g^1 et g^2 dans le cas de rupture des trois câbles indiqués car le quatrième câble supporterait un effort de traction quadruple de celui normal (2).

La méthode de réglage des mâchoires a été exposée au § 3° c précédent.

Il n'existe pas de moyen convenable de corriger une inégalité d'usure des garnitures en agissant sur chaque roue individuellement.

L'expédient du goupillage du balancier correspondant au câble usant trop a pour effet de reporter provisoirement tout l'effort de freinage sur la roue du câble adjacent jusqu'à ce que les usures des deux

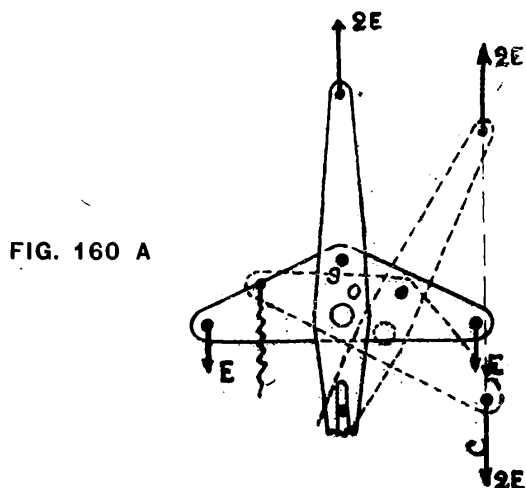


FIG. 160 A

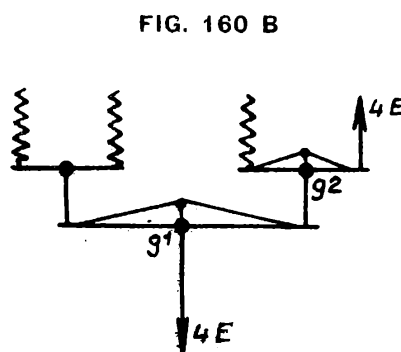


FIG. 160 B

garnitures, c'est-à-dire les courses de leurs leviers de clés soient devenues égales ; l'effort de freinage est alors à nouveau réparti entre les deux câbles (également ou non), avec usure continuellement égale des deux garnitures.

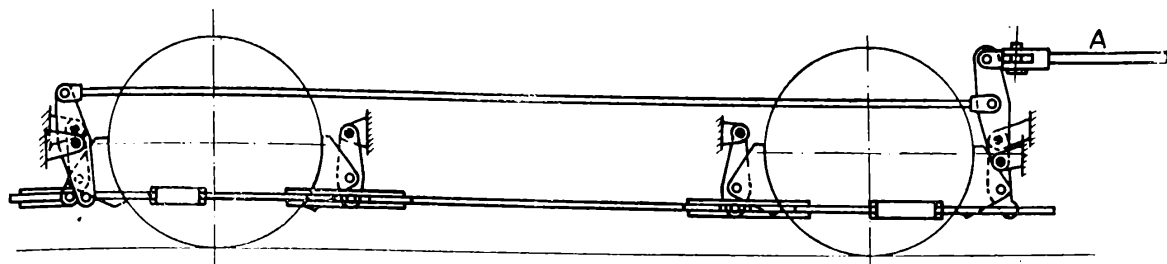
C. — ORGANES D'APPLICATION DES FREINS A SABOTS

1° Efforts auxquels sont soumis les sabots et le châssis.

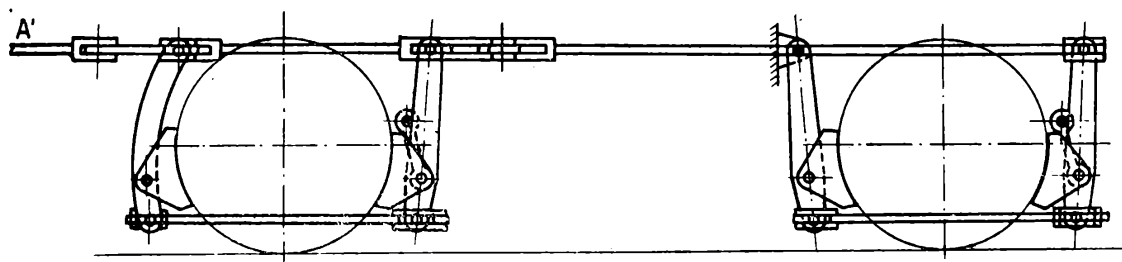
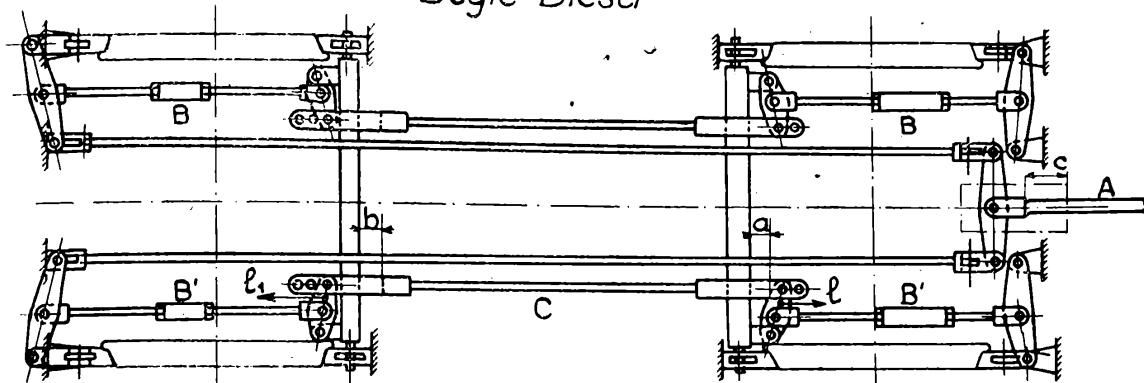
Les efforts auxquels les sabots et le châssis sont soumis durant le freinage sont en partie analysés au chapitre III du « Supplément », dans quelques cas particuliers de dispositions relatives des sabots et des roues.

(1) Ce phénomène fournit l'explication de l'usure beaucoup plus importante des garnitures, constatée sur les motrices (B1001 à 8) que sur les remorques (XR2000) bien que ces deux types de véhicules soient équipés de freins identiques ; seul en effet diffère leur pivot central, celui de la remorque étant sans jeu appréciable dans sa crapaudine et sans intermédiaire élastique.

(2) Examinons les conséquences d'un goupillage général de tous les balanciers à l'origine du réglage des freins. La péréquation des efforts aux leviers de clé ne sera plus garantie comme elle l'est théoriquement dans le cas de balanciers pouvant jouer leur rôle compensateur. Par contre, on serait assuré d'une continuité d'égalité d'usure des garnitures très avantageuse au point de vue entretien et l'on pourrait espérer que la répartition des efforts *niogens* de freinage entre chaque roue serait aussi bonne ou même meilleure car il n'y aurait plus à craindre la répartition inégale des frottements de la commande ; l'importance de ces derniers étant telle qu'ils faussent complètement le résultat cherché lorsqu'ils interviennent dans la compensation des efforts de traction des câbles. En cas de rupture de câble rien n'est changé aux conclusions ci-dessus énoncées.



Bogie Diesel



Bogie moteur

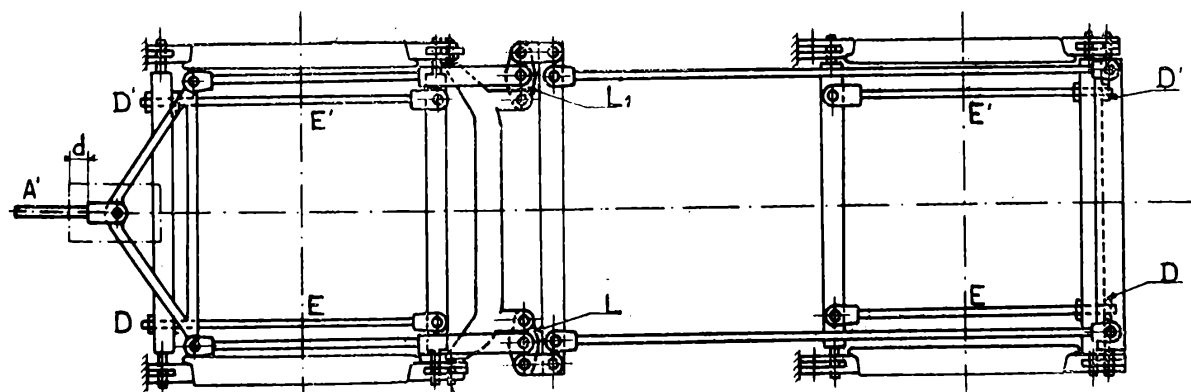


FIG. 161

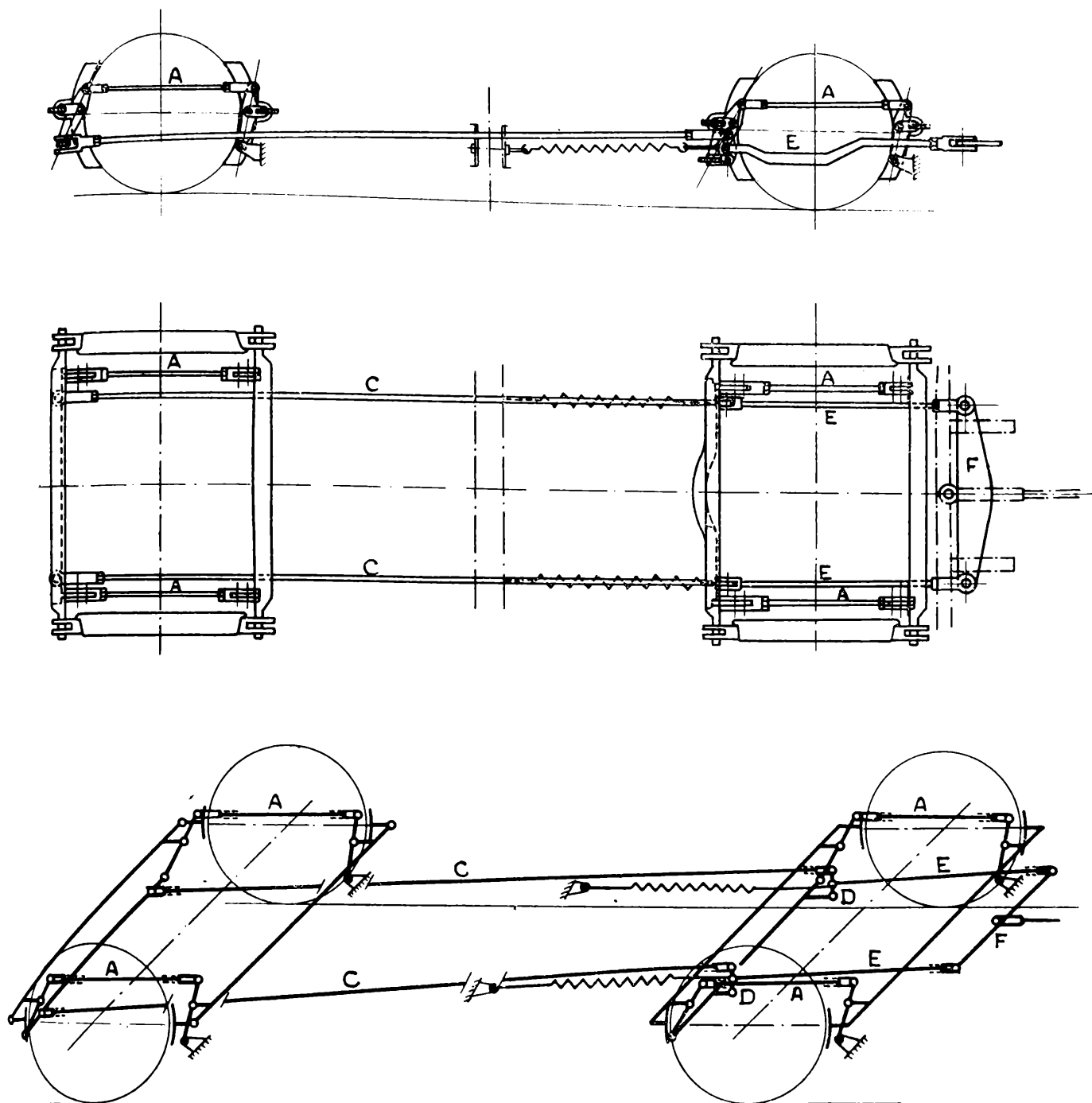


FIG. 163

2° Timoneries.

a) Schémas et caractéristiques des timoneries.

Les dispositions réalisées sont très variées.

Sur les autorails CL et L il existe un cylindre de frein unique fixé au centre du châssis du véhicule.

Les timoneries de ces deux séries d'autorails sont montées en parallèle et comprennent deux lignes de traction identiques près des bandages (*fig.* 161 et 162 pour les CL, 163 et 164 pour les L). Ces lignes sont réunies par des palonniers répartissant les efforts et il n'y a pas de triangles de frein. L'attaque de la timonerie de chaque bogie par la barre centrale de commande générale se fait au milieu d'un grand palonnier horizontal. La timonerie est partie suspendue aux longerons, partie formant traineau.

Cette solution du cylindre unique, classique sur les voitures, l'est beaucoup moins sur les autorails, car la présence de nombreux organes, surtout sur les bogies moteurs, oblige à multiplier les renvois, complique la forme des pièces et rend les réglages difficiles.

La timonerie peut, au contraire, être réduite à sa plus simple expression en multipliant le nombre de cylindres de frein jusqu'à avoir un cylindre par sabot.

Cette solution peut paraître plus chère que la solution habituelle, mais elle a deux avantages :

1° Elle augmente la rapidité de commande proprement dite du frein;

2° Elle assure une égale répartition du freinage que les timoneries compliquées, n'assurent pratiquement pas du fait du rendement variable de la transmission en cascade des efforts.

Elle présente par contre un inconvénient : le nombre de points de réglage est exagéré; le prix de l'équipement en est sensiblement accru, les fuites également. En outre, il est difficile, sans complications de la timonerie, de réaliser une commande des deux essieux par le frein à main.

Entre ces deux extrêmes, la solution de la *figure* 174 est en général la meilleure; le milieu du bogie est entièrement dégagé; on a six cylindres au lieu de huit, et le frein à main agit sur les deux essieux.

1° Timonerie à un seul cylindre par bogie ou chariot de deux essieux.

La *figure* 165 A et B représente la timonerie de l'autorail 150 CV S. N. C. F. Le cylindre de frein double (203 × 90) est du type léger (*fig.* 166).

Chaque roue est freinée par un seul sabot en fonte type U 5 (1).

Le réglage du palonnier de chaque essieu s'obtient au moyen d'une vis tendeur à filets extérieur et intérieur à pas contraires se vissant ou se dévissant simultanément sur le tirant et la chape qu'il lie. Des contre-écrous, dont celui se vissant sur le tendeur et prenant appui sur la chape est à gauche, empêchent un dérèglement intempestif.

Les sabots ne sont pas réglables séparément, mais le palonnier articulé en son milieu sur l'axe de la chape de liaison au tirant compense les différences d'usure d'une part, le déplacement latéral possible (26 mm maximum) de l'essieu extrême d'autre part. Le tirant de liaison du levier de cylindre au palonnier des essieux extrêmes s'articule à cet effet sur un axe à rotule.

La commande du dispositif vide-charge a été placée vers l'extrémité, côté moteur de la caisse où les variations de charge sont les moins importantes afin d'avoir l'assurance de ne pas enrayer.

Démultiplication (*fig.* 167) :

$$\text{Essieu 1 : } \frac{133 + 62}{62} = 3,15$$

$$\text{Essieu 3 : } \frac{250 \times 265}{142,5 \times 215} = 2,16$$

$$\text{Essieu 2 : } \frac{250 \times 265}{89 \times 215} = 3,46$$

$$\text{Essieu 4 : } \frac{116,5 + 78,5}{78,5} = 2,48$$

Démultiplication totale = 11,25 (2).

(1) Sur les deux prototypes les sabots des essieux extrêmes sont extérieurs. Ils ont été placés intérieurement sur les autorails de série afin de rendre mieux compatible la tenue de la timonerie avec l'inscription en courbes de faible rayon et de réduire le couple de câbrage dans la proportion de 50 % environ.

(2) Ces calculs s'entendent en utilisant les distances entre axes. Les coefficients d'amplification sont plus faibles lorsqu'on utilise les bras de leviers effectifs, c'est-à-dire normaux aux directions des efforts.

Autorails "Lorraine"

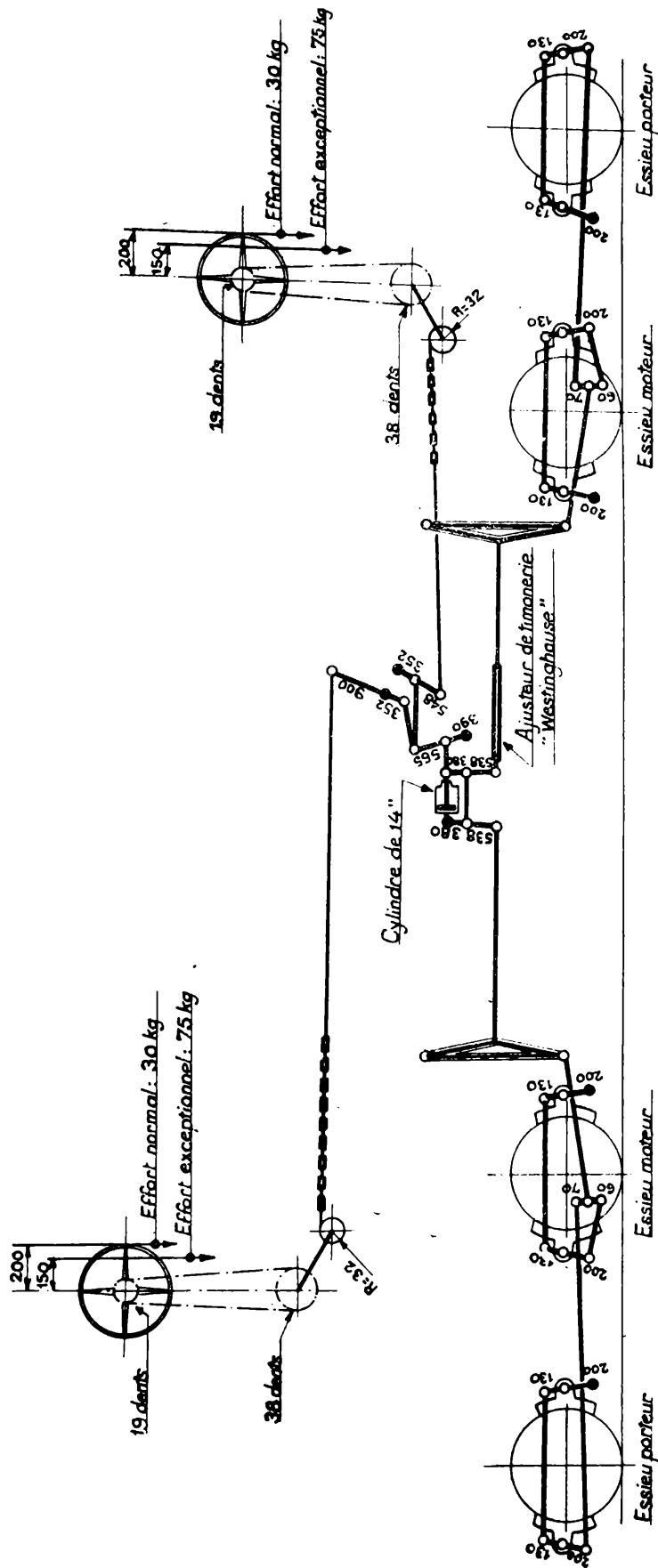


FIG. 164

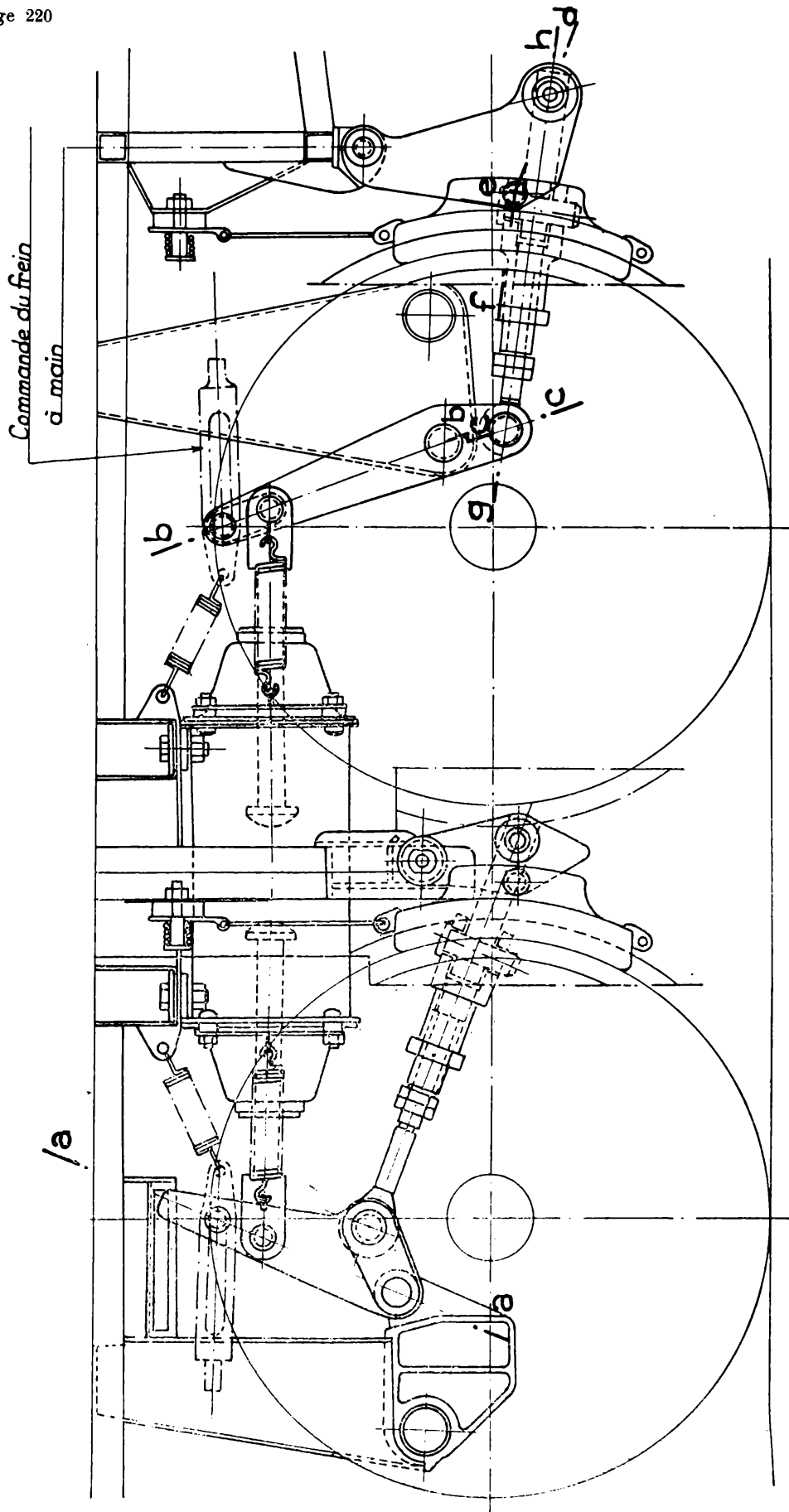
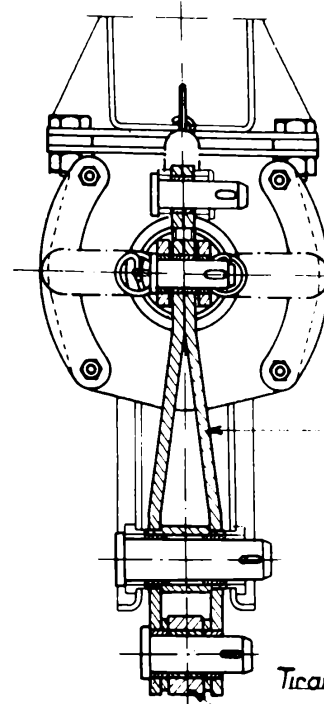
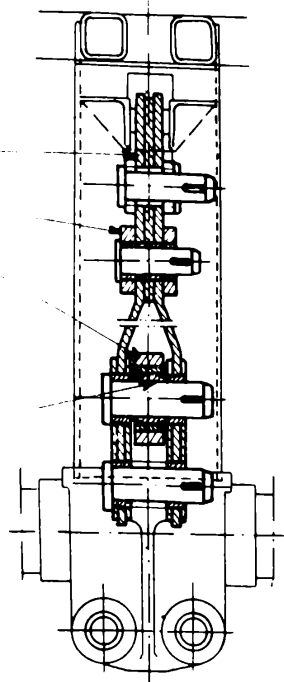


FIG. 165 A

Coupe aa

Coupe bbcc

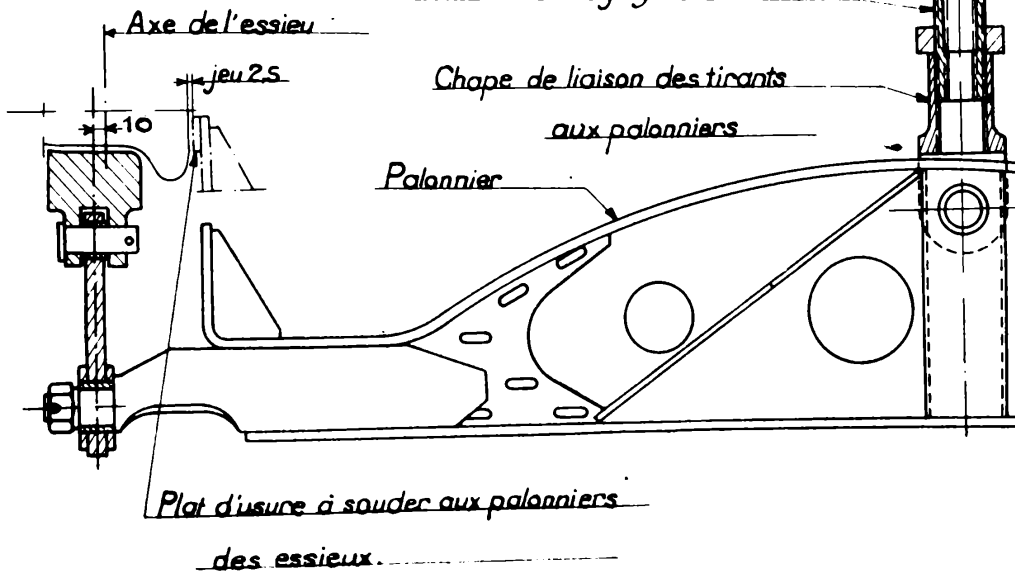
Levier de cylindre
Bielle de poussée
Tirant de liaison des leviers
de cylindre aux palonniers
Rotule



Levier de cylindre
Tirant de liaison des leviers de
cylindre aux palonniers

Coupe fed

Levier de cylindre
Tirant de liaison des leviers
de cylindre aux palonniers
Tendeur de réglage des tirants
Chape de liaison des tirants
aux palonniers



Coupe gh

FIG. 165 B

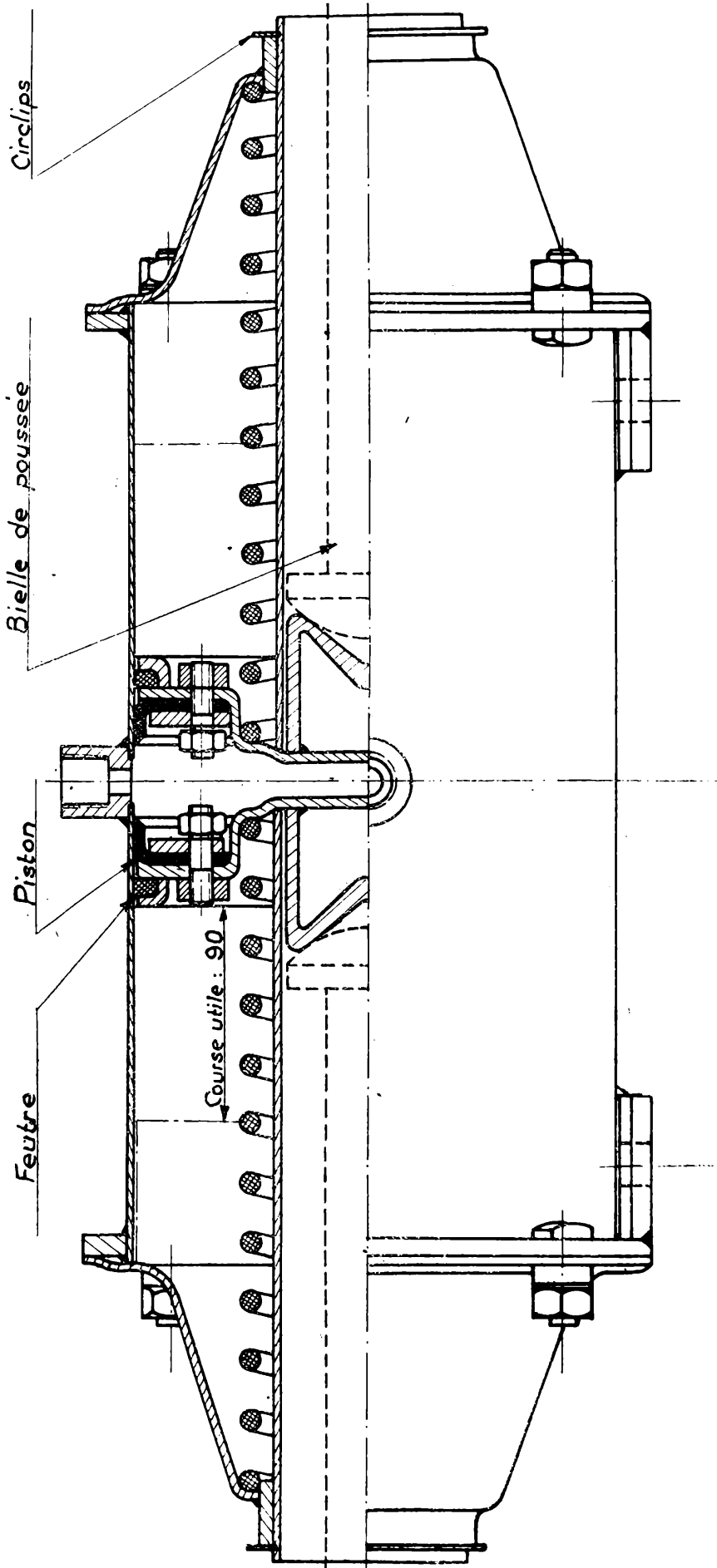
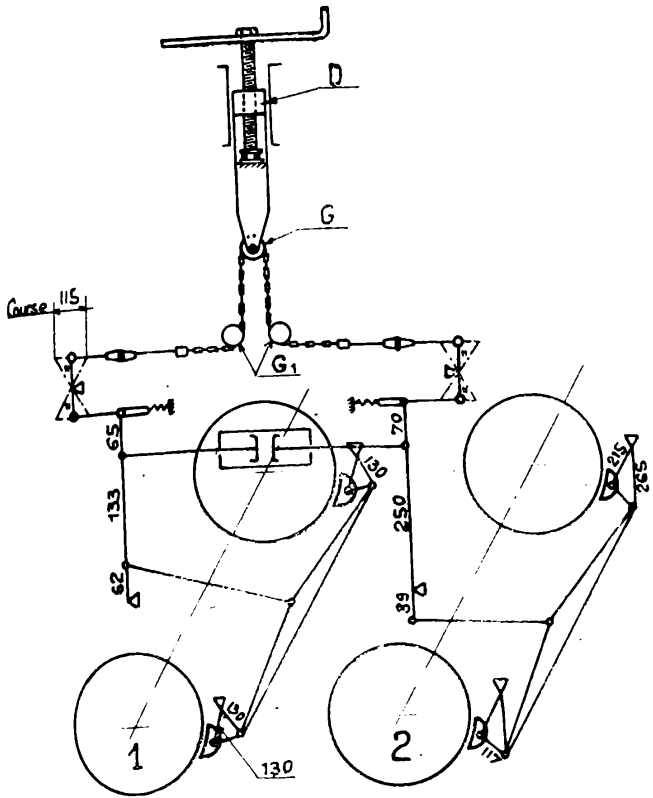


FIG. 166

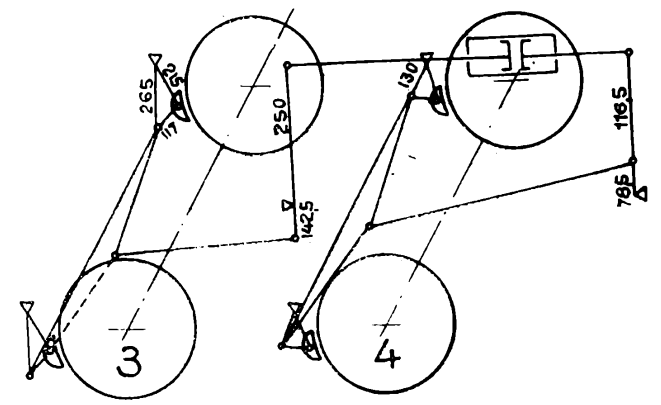
10510	Poids à vide (en kg)	6830
13190	Poids en charge normale	11830
15930	Poids en surcharge	13730

(1) (2)

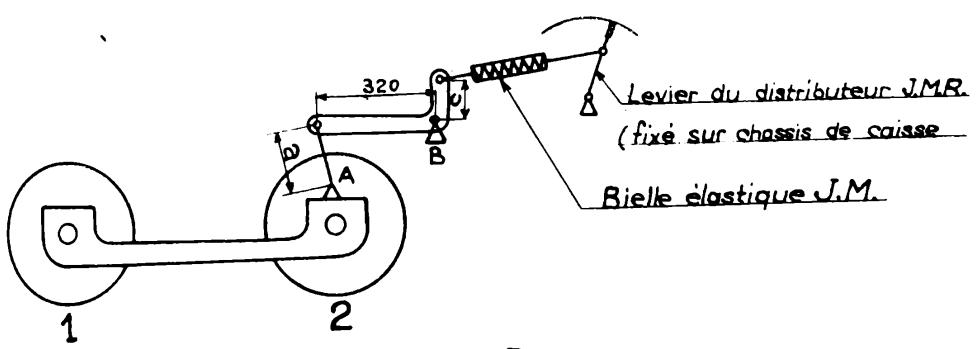
(3) (4)



Chariot moteur



Chariot porteur



Timonerie du distributeur J.M.R.

FIG. 167

Effort de freinage à vide. — pour une pression de 3 hpz aux cylindres (pression déterminée aux essais sur le prototype) et un rendement de timonerie de 0,9 :

$$3 \text{ kg} \times \frac{20,3^2 \times \pi}{4} \times 11,25 \times 0,90 = 9.850 \text{ kg}$$

Coefficient de freinage à vide :

$$\frac{100 \times 9.850}{17.000} = 57,75 \%$$

En réalité, le coefficient de freinage varie de 51 % à 66 % selon l'usure des bandages et des sabots.

Pression nécessaire aux cylindres, en fonction de la charge, pour un coefficient de 57,75 % :

En charge normale : 4,4 hpz
En surcharge : 5,2 hpz

Timonerie du distributeur JMR :

Valeurs de *a* et *c* pour les pressions indiquées ci-dessus :

$$a = 125, \quad c = 118$$

A : Point fixe sur chariot moteur ;

B : Point fixe sur châssis de caisse.

2° Timonerie à deux cylindres par bogie.

Il en existe deux dispositions : l'une avec un cylindre par essieu, l'autre avec un cylindre pour les deux roues d'un même côté du bogie.

A la seconde disposition appartient la timonerie du bogie porteur des D. 3000 (*fig. 168*) et celle des D. 4000 (*fig. 168 bis*). Placée dans l'axe longitudinal du bogie, elle agit par l'intermédiaire de palonniers verticaux et de triangles.

A la première disposition appartient la timonerie du bogie moteur des mêmes autorails (*fig. 169*).

Les éléments du calcul d'amplification ci-après concernent les autorails 270 CV — D 3000, mais la méthode de calcul est identique pour les autorails D 2000 et D 4000 dont la disposition de la timonerie est la même.

Frein à air, agissant sur 8 sabots (bogie moteur).

Deux cylindres de freins de 8''

203 mm

Amplification de la timonerie commandée par 1 cylindre :

$$2 \left(\frac{189}{345} \cdot \frac{420,5}{130,5} \cdot \frac{335}{295} + \frac{189}{345} \cdot \frac{290}{130,5} \cdot \frac{405}{245} \right) =$$

8

Rendement de la timonerie

0,85

Pression d'air dans le cylindre

7 kg/cm²

Section d'un cylindre

324 cm²

Pression sur le piston 7 × 324 =

2.268 kg

Effort total sur les 4 sabots en tenant compte de l'effort antagoniste du ressort de rappel (env. 70.kg dans l'axe du cyl.)

14.946 kg

Effort total sur les 8 sabots

29.892 kg

Rapport de la pression sur les sabots au poids de l'automotrice à vide reposant sur le bogie moteur

$$\frac{29.892}{19.000} =$$

1,573

Rapport de la pression sur les sabots au poids de l'automotrice en charge reposant sur le bogie moteur

$$\frac{29.892}{23.000} =$$

1,299

Frein à air agissant sur 8 sabots (bogie porteur).

Deux cylindres de frein de 8'' = 203 mm

Amplification de la timonerie commandée par 1 cylindre :

$$\frac{245}{235} \times \frac{471}{144} \times 2 =$$

6,8

Rendement de la timonerie

0,8

Section d'un cylindre

324 cm²

Pression dans le cylindre 7 kg/cm²

Pression sur le piston

2.268 kg

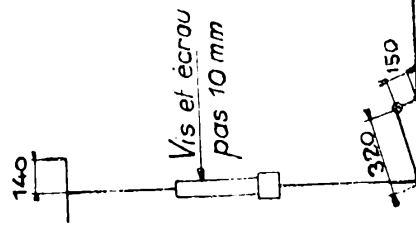
Effort total sur les 4 sabots en tenant compte de l'effort antagoniste du ressort de rappel =

11.570 kg

Effort total sur les 8 sabots =

23.140 kg

Autorails de DIETRICH D 4001 à 4006



Frein à air agissant sur 8 sabots. Amplification de la timonerie commandée par un cylindre :

$$\frac{197}{360} \times \frac{405}{130.5} \times \frac{335}{295} + \frac{197}{360} \times \frac{290}{130.5} \times \frac{405}{245} + \frac{530}{640} \times \frac{4805}{130.5} \times \frac{335}{295} + \frac{197}{360} \times \frac{530}{640} \times \frac{350}{130.5} \times \frac{405}{245} = 8$$

Frein à main agissant sur 4 sabots. Amplification totale du frein à vis :

$$\left(\frac{2 \times 3.14 \times 140}{10} \times \frac{320}{150} \times \frac{175}{215} \times \frac{203}{225} \right) \times 8 = 1102$$

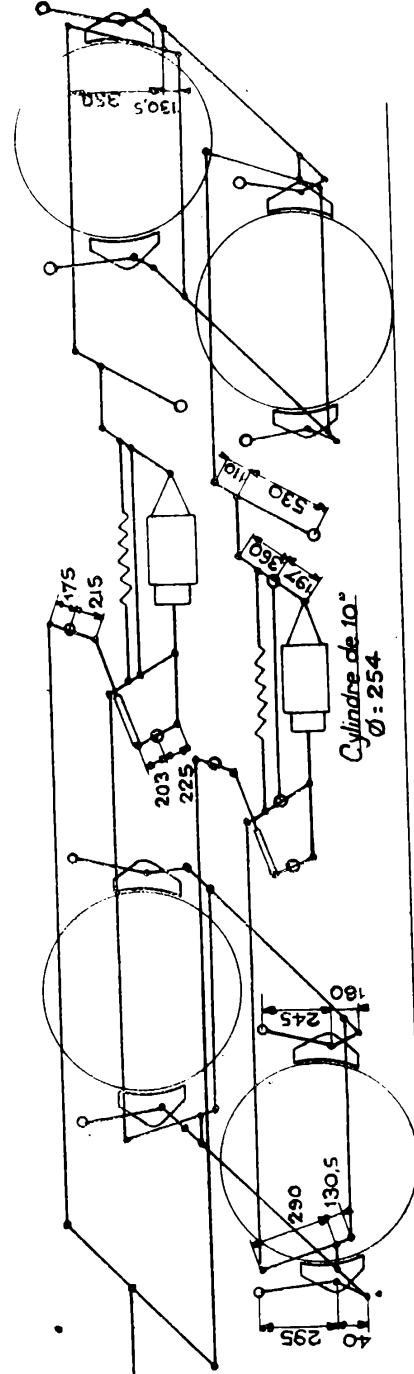


FIG. 168 BIS

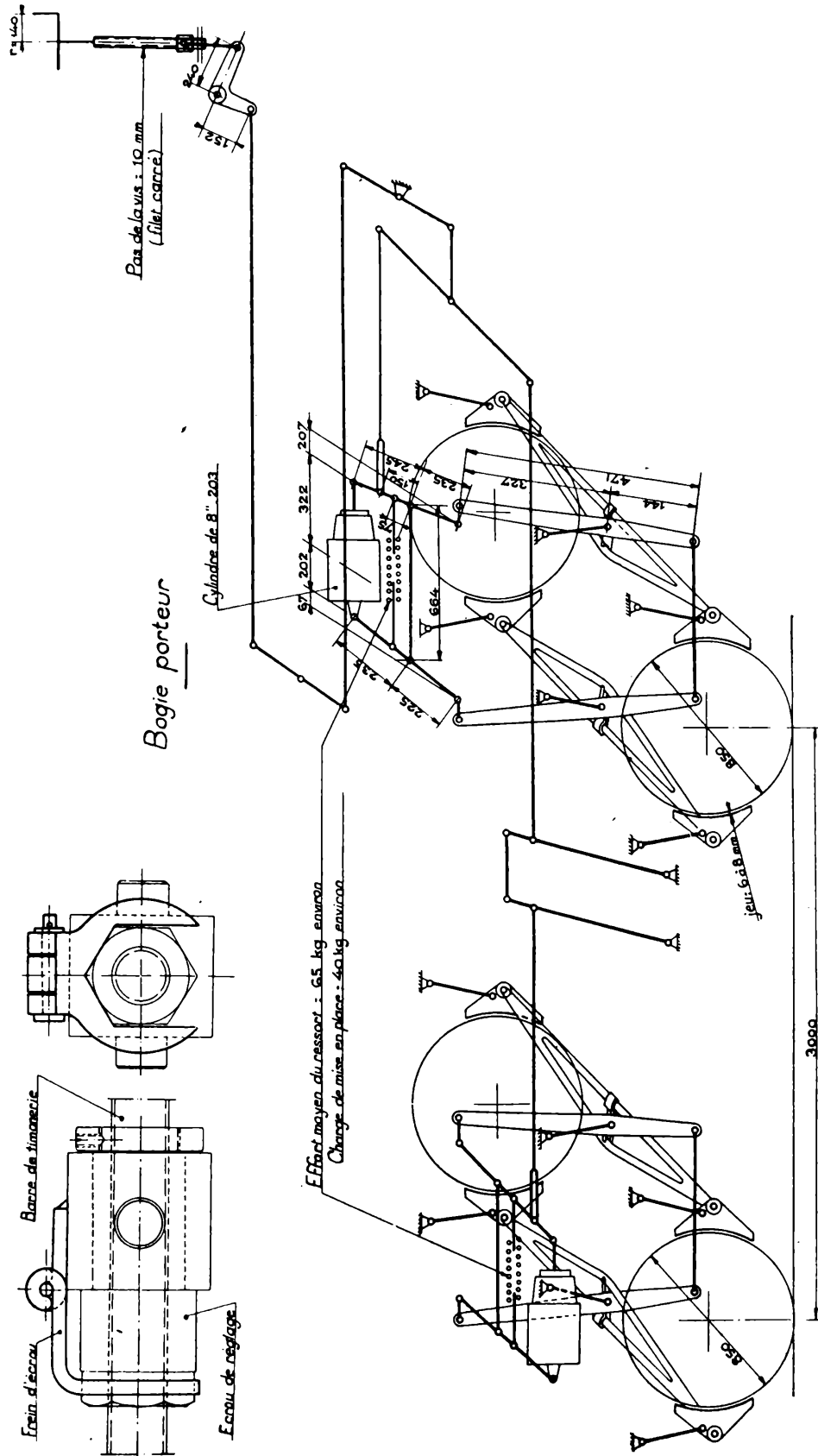


FIG. 169

Rapport de la pression sur les 8 sabots au poids de l'automotrice en charge reposant sur le bogie-porteur :

$$1^{\circ} \text{ à vide} = \frac{23.140}{15.200} = 1,522$$

$$2^{\circ} \text{ en charge} = \frac{23.140}{20.100} = 1,151$$

A la seconde disposition appartient également la timonerie de la plupart des autorails Renault VH (fig. 170 A, B, C).

Réglage de la timonerie (fig. 170).

1° Disposer les leviers horizontaux LH et NK (piston du cylindre à fond de course de desserrage) comme il est recommandé pour ce type de commande Westinghouse, c'est-à-dire avec :

$$X = \frac{B}{A} \times \frac{S}{2} = 75 \text{ mm et } Y = X + s = 75 \text{ mm} + 150 \text{ mm} = 225 \text{ mm}$$

(s étant la course moyenne du piston, soit 150 mm (fig. 170 C et A étant égal à B).

2° Régler les connecteurs E de chaque roue de manière à ce que les leviers AB et CD soient également inclinés sur la verticale lorsque les sabots auront subi une usure de 15 mm (demi-usure avant remplacement) (fig. 170 A).

Ceci s'obtient en donnant au levier CD une inclinaison sur la verticale égale à celle du levier AB (celle-ci est bien déterminée) augmentée ou diminuée suivant le sens de l'inclinaison de AB de :

$$15 \times 2 \times \left(\frac{b+c}{c} = 1,8 \right) = 54 \text{ mm.}$$

3° Régler les barres CH et CK sans déranger la position des barres LH et NK.

L'usure permise sur chaque sabot avant nouveau réglage est de 12 mm, la variation de course correspondante du piston étant : $12 \text{ mm} \times 2 \times 1,8 \times 2 = 86,4 \text{ mm}$ (course minimum : 100, maxi : 200).

Aux second et troisième réglages suivant le premier avec sabots neufs, il suffit de raccourcir BD en manœuvrant le manchon E.

3° Timonerie à quatre cylindres par bogie.

La figure 171 représente schématiquement l'installation en cours de montage d'une timonerie avec sabots NR et un cylindre par roue remplaçant sur les autorails Somua l'équipement primitif à tambours.

Démultiplication du frein à air :

Chaque essieu du bogie moteur ou porteur :

$$\left(\frac{247}{137} \times \frac{125 + 225}{225} \right) + \frac{137 + 247}{137} = 5,6$$

Le bogie moteur est équipé en cylindres de frein Westinghouse pour automobiles de 152 mm (course 120). Le bogie porteur est équipé en cylindres de frein JM 17 248 K 5 de 120 mm.

L'équipement des autorails Decauville 2101 à 2110 comporte de même (fig. 172) quatre cylindres de 6 pouces (course 120 mm) par bogie et deux sabots doubles du type NR par roue. Le réglage s'effectue en réduisant la longueur du tirant repère (T) muni de trous à cet effet. Le jeu moyen aux sabots après réglage est 4 à 8 mm, le jeu maximum admissible est 20 mm; l'usure maximum possible des sabots est 35 mm.

La figure 173 A et B représente l'installation de la timonerie du bogie Y 107 monté sous les autorails 300 CV à kiosque S. N. C. F. n° 3801 à 3856.

4° Timonerie à six cylindres par bogie.

La figure 174 représente la timonerie d'un autorail Renault ADP (R 4000 et 4100). Elle comporte un cylindre pour chacun des quatre sabots extérieurs et un cylindre pour chacun des deux groupes de deux sabots intérieurs de chaque côté du bogie.

Les sabots sont du type U5; quelques autorails sont munis de sabots NR (fig. 176).

La timonerie des sabots extérieurs comporte :

- un cylindre (1) de 152 mm (course 150 mm) avec bielle de poussée réglable de 240 mm;
- un levier de commande (6) articulé par une rotule (5) à un point fixe (3) et guidé par une glissière double;

Schema du frein à air

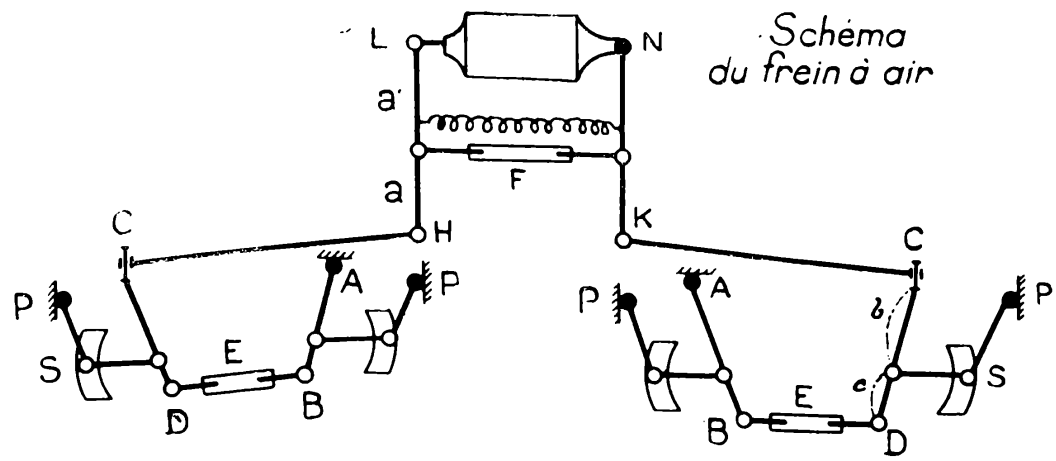


FIG. 170 A

Schema du frein à main. Vue en plan

1 palonnier droit

FIG. 170 B

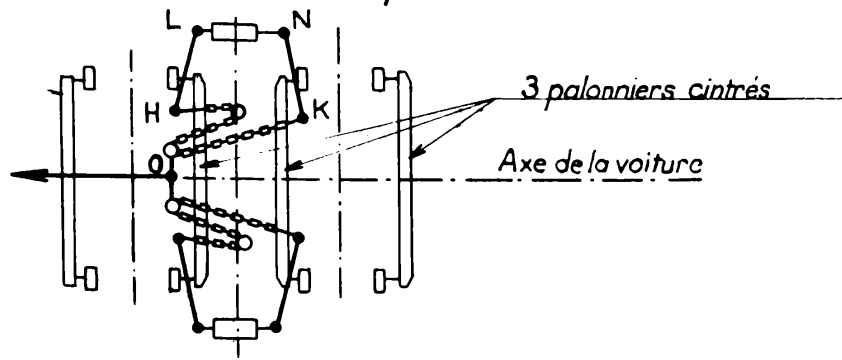
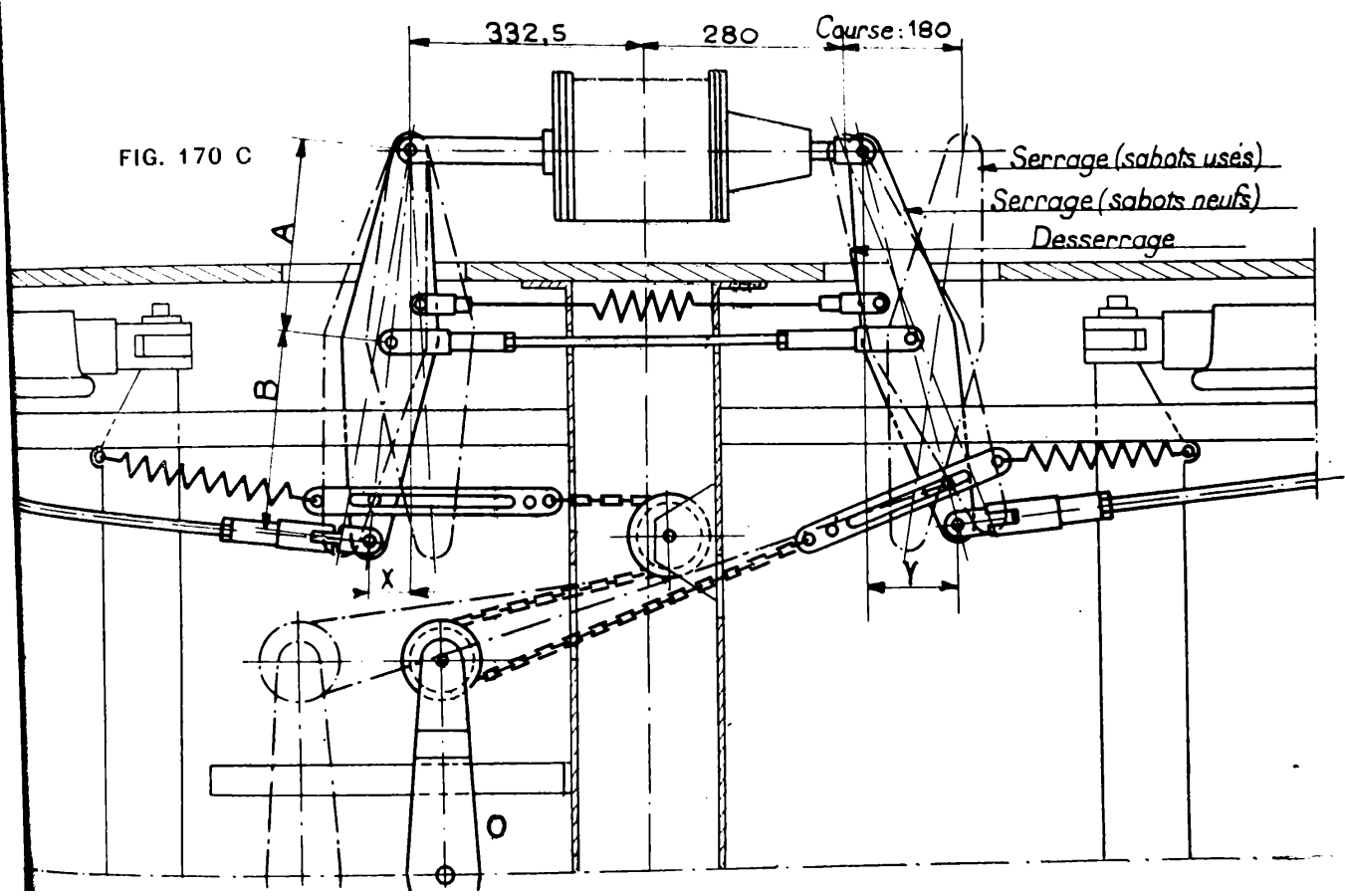


FIG. 170 C



Autorails SOMUA SI à II

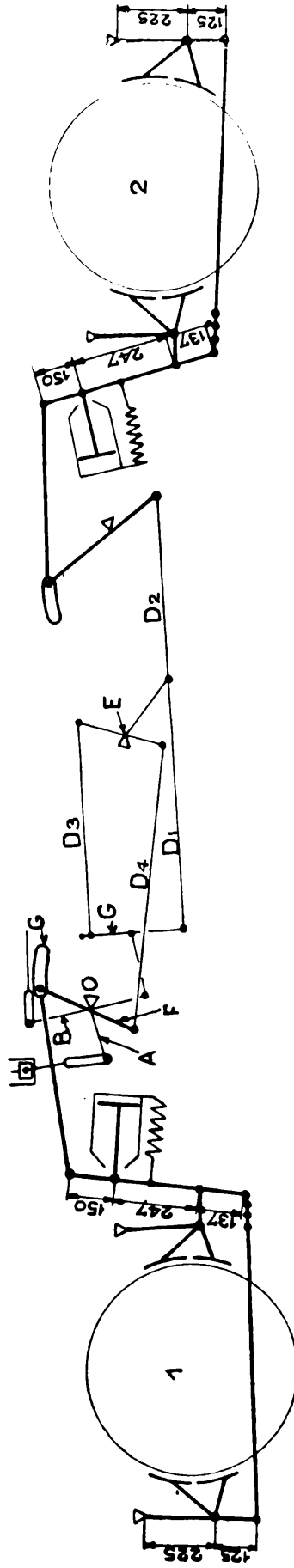
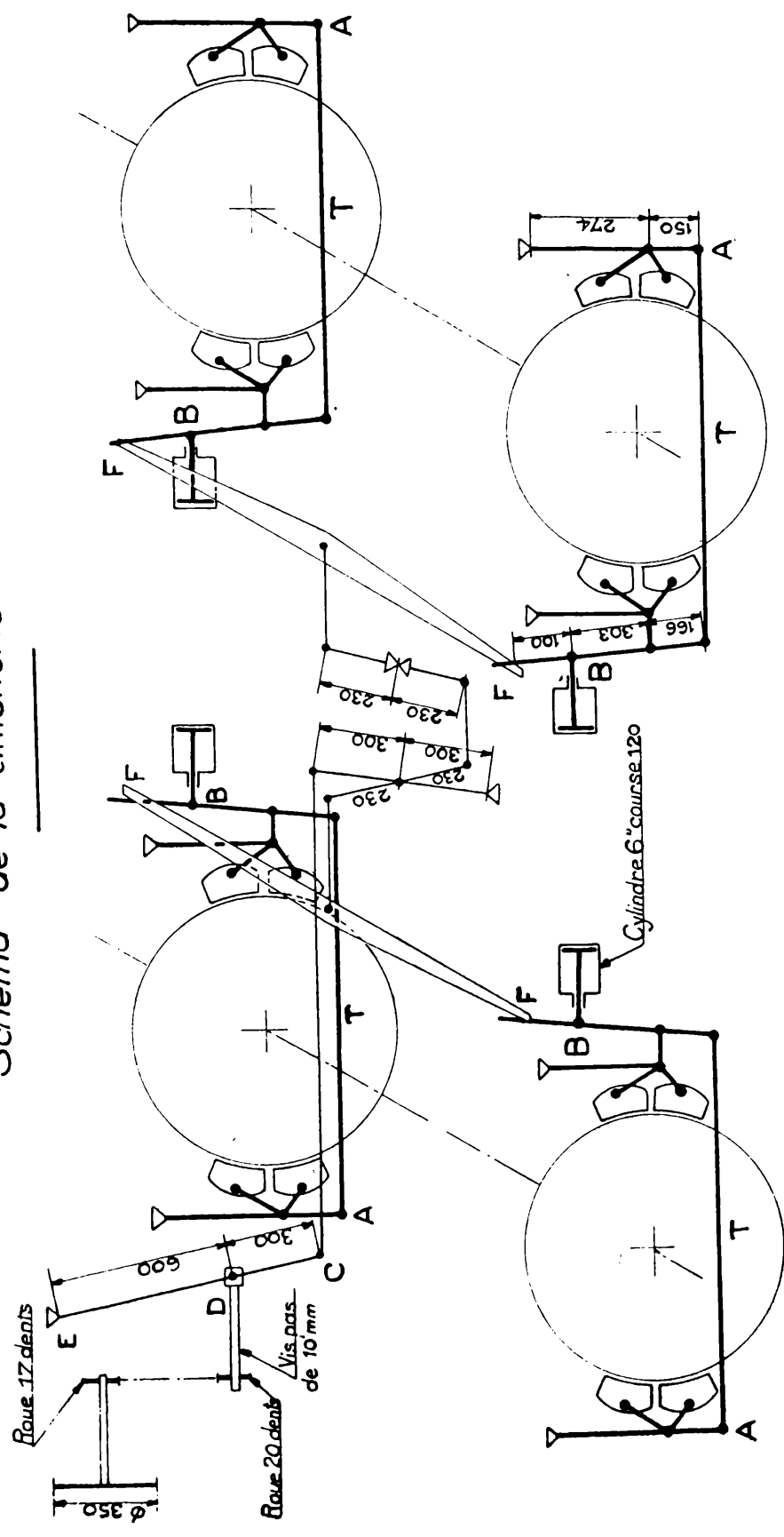


FIG. 171

Autorails DECAUVILLE 2101 à 2110

Schéma de la timonerie de frein



— Frein à air Amplification de la timonerie : $1 \times \frac{150 + 274}{274} \times \frac{303}{166} + \frac{166 + 303}{166} = 5,64$

— Frein à main d° : $\left[1 \times \frac{150 + 274}{274} \times \frac{(100 + 303)}{166} + 1 \times \frac{(166 + 403)}{166} \right] \times 2 \times \frac{600}{900} \times \frac{\pi \times 350 \times 20}{10} = 1235$

— Rapport des bras de levier des sabots N.R : 1/3,22

FIG. 172

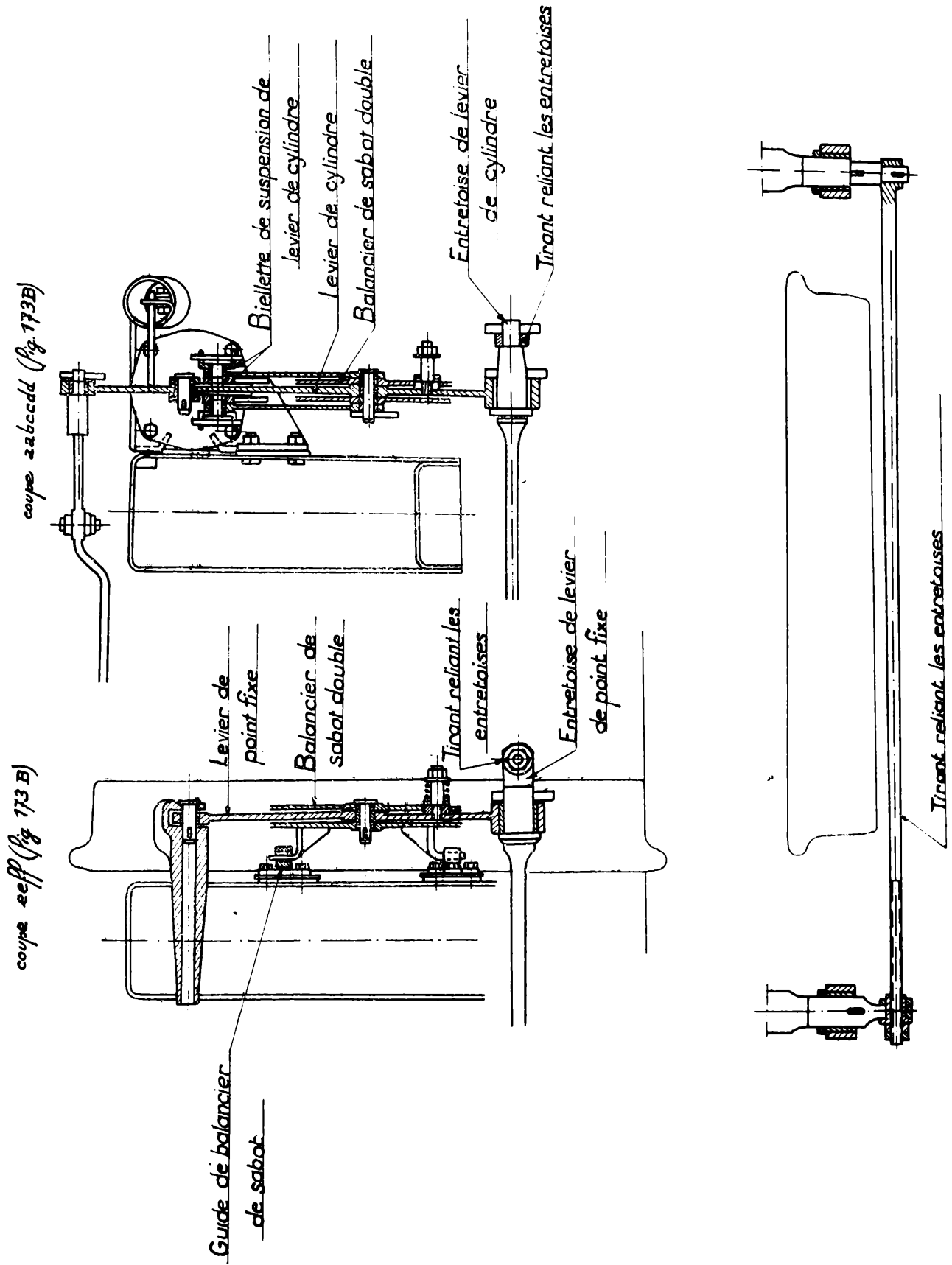


FIG. 173 A

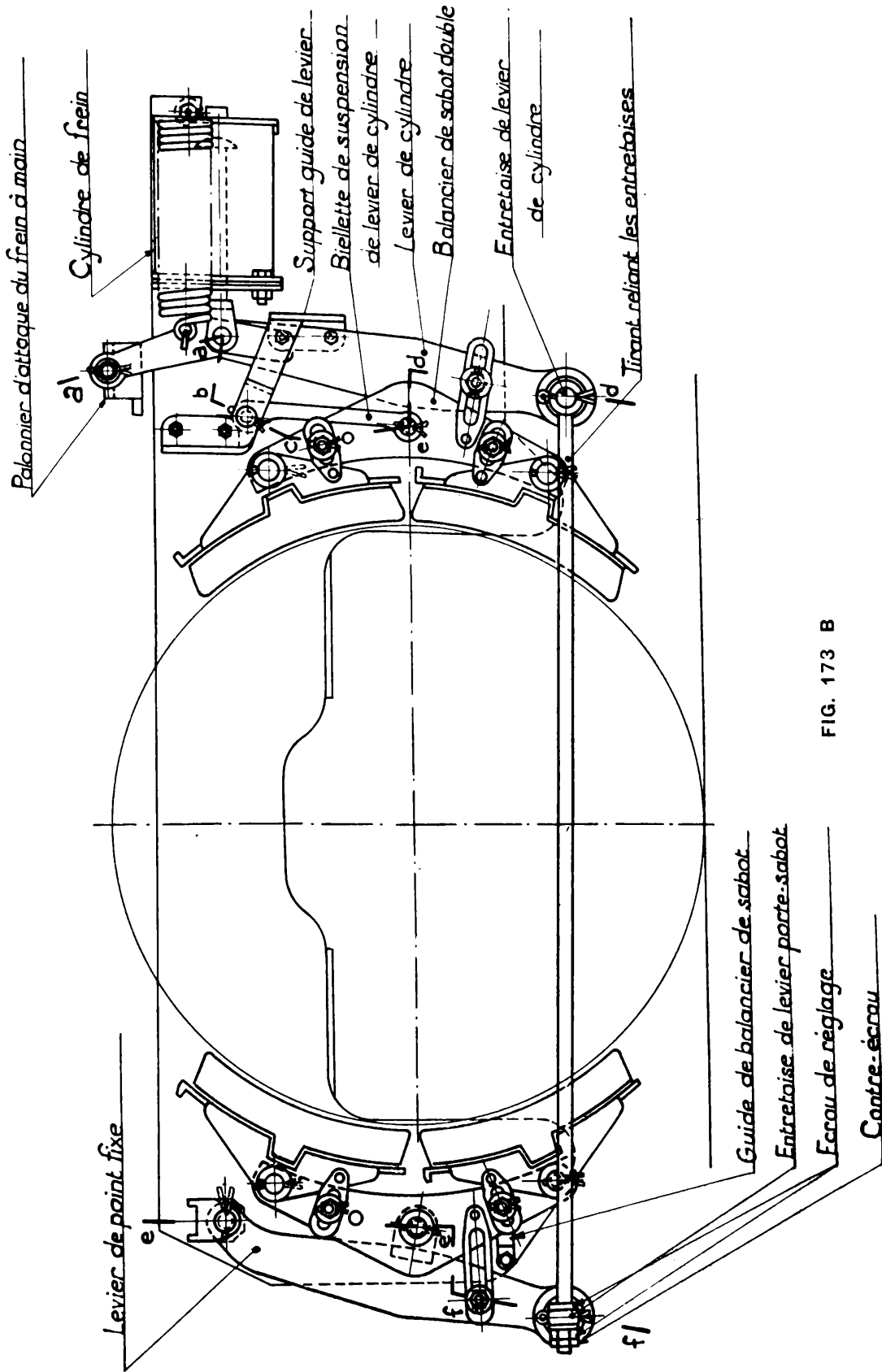
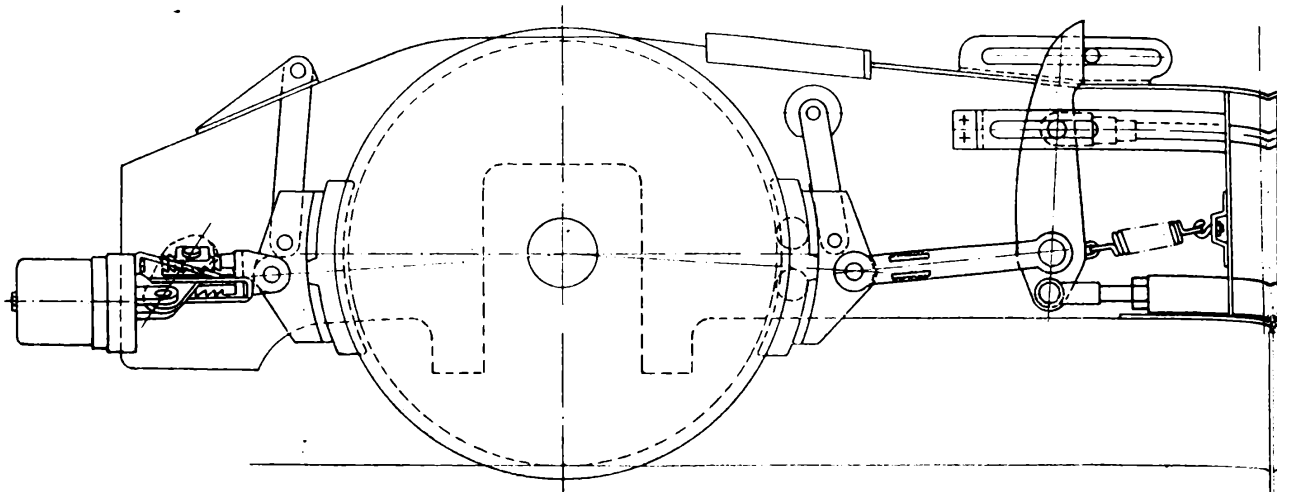
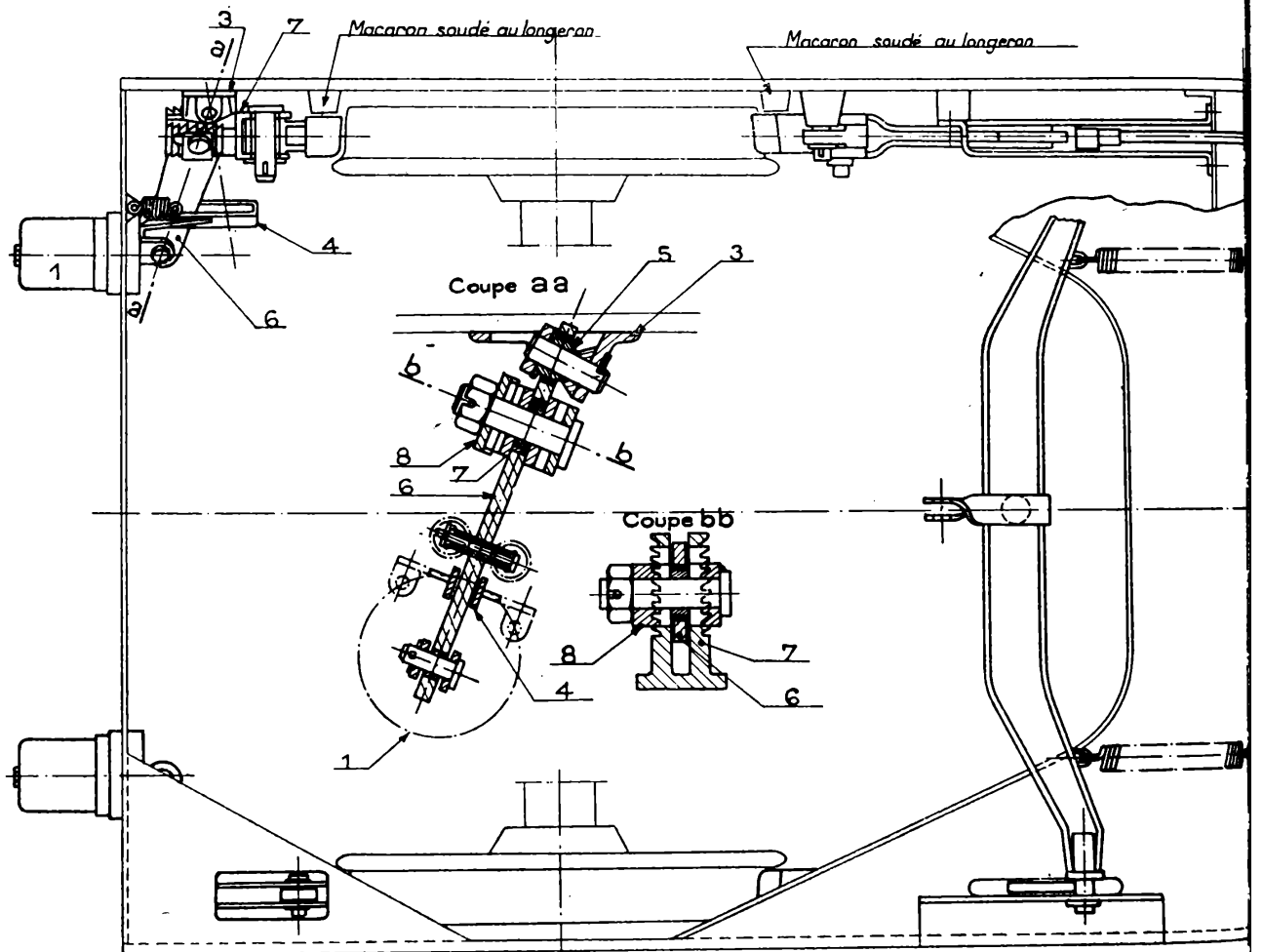
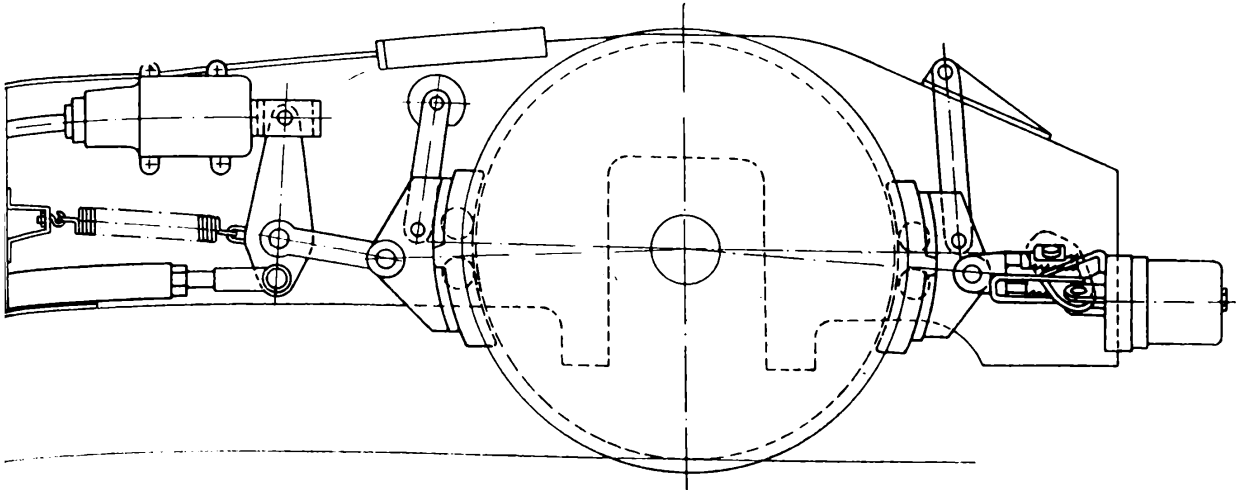


FIG. 173 B

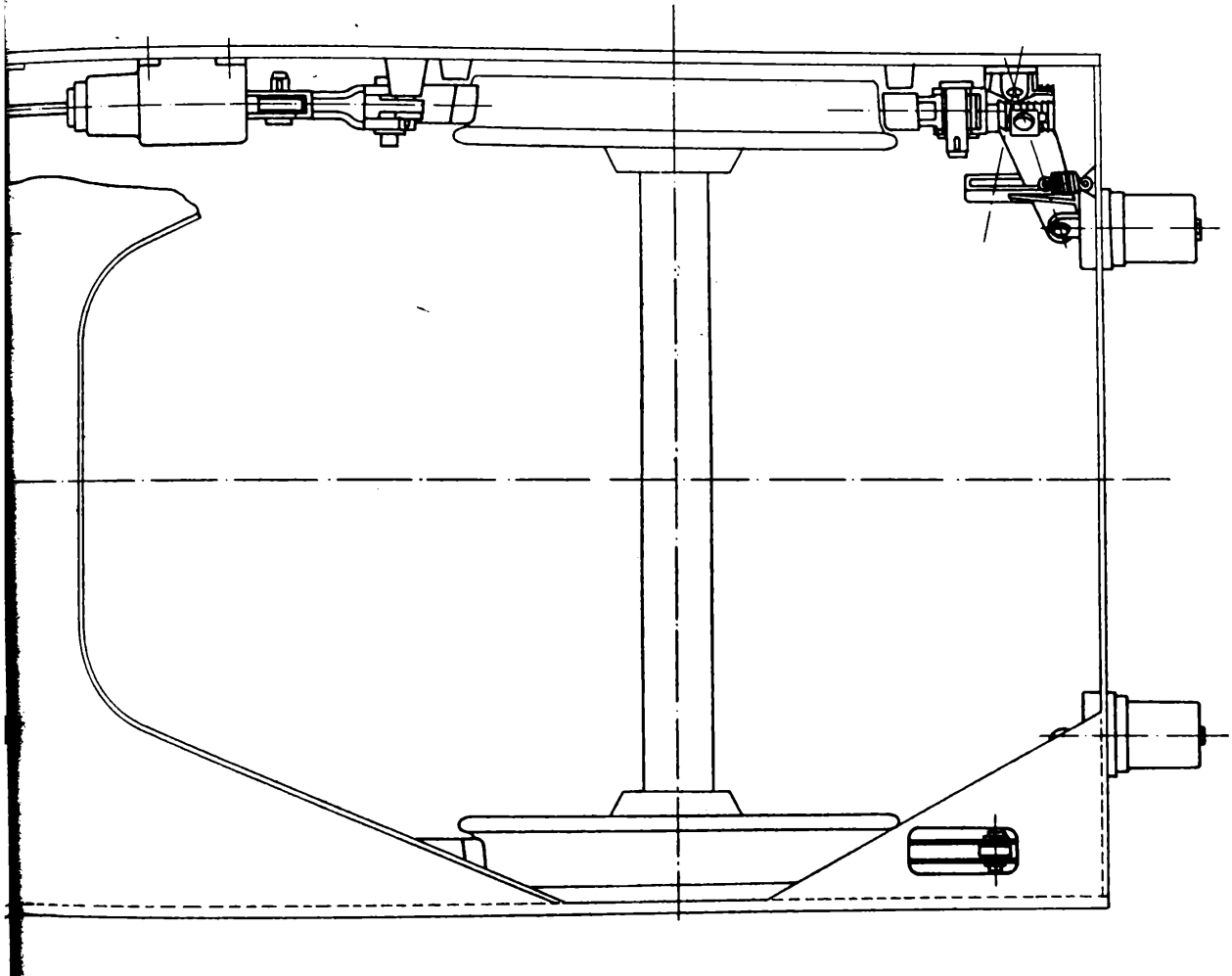


FIG





4.



Coupe aabb

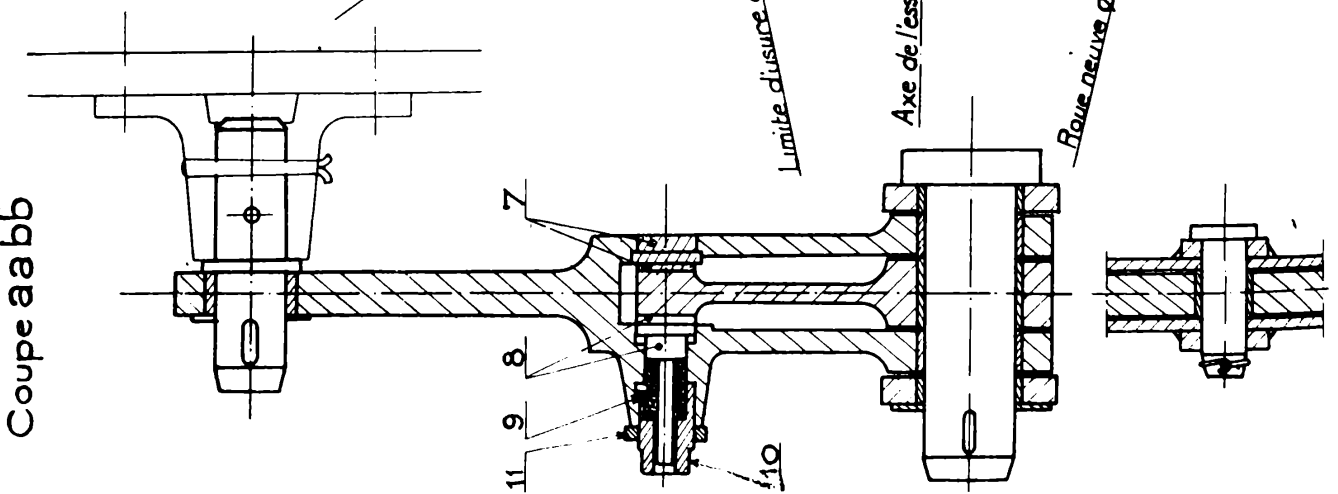
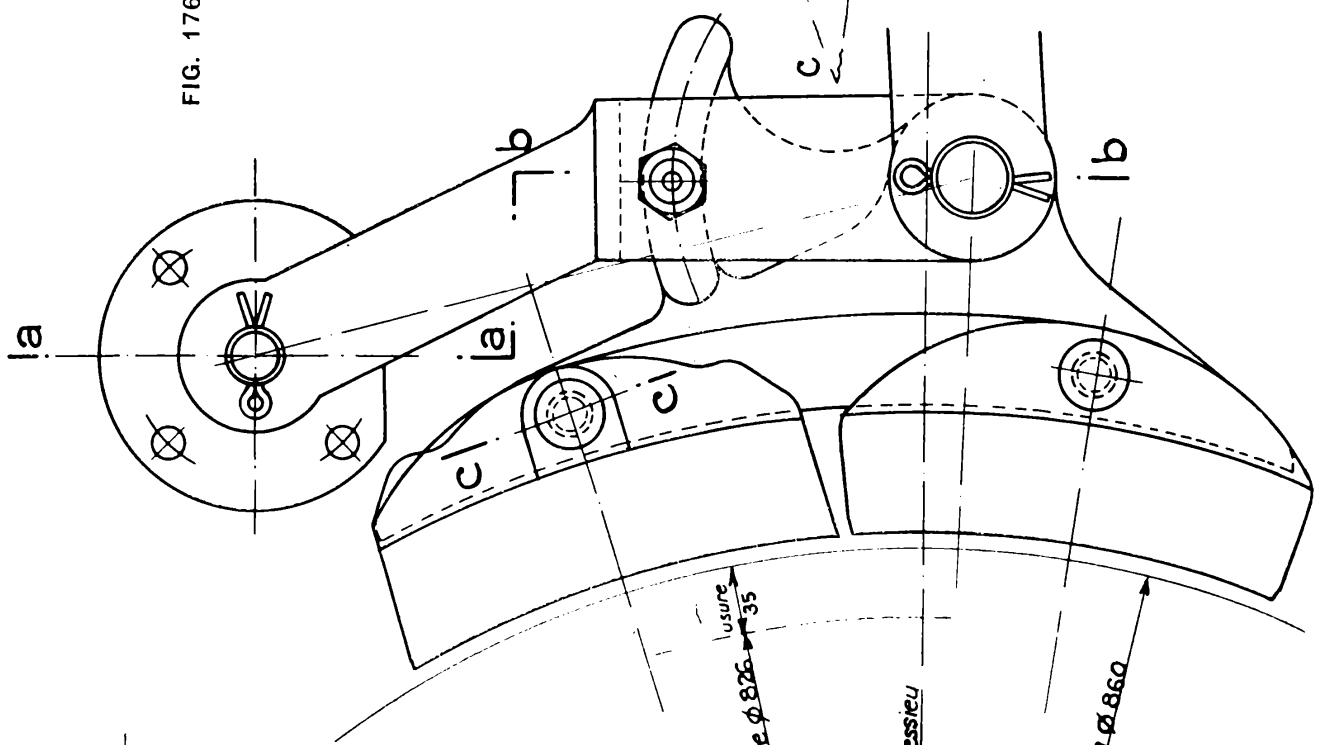
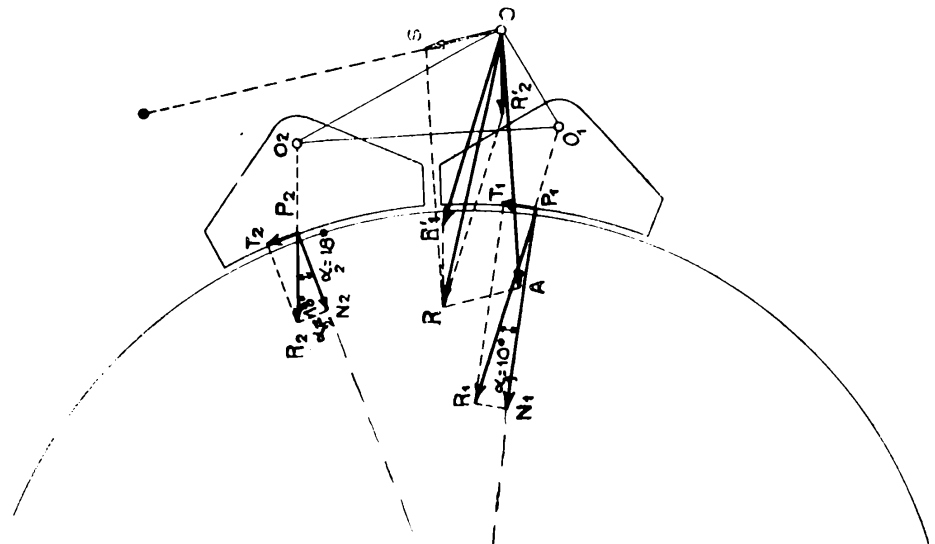


FIG. 176

Schéma des forces



— une chape double de liaison (7) du levier au porte-sabot dont la longueur est réglable suivant l'usure de la semelle et du bandage par les plaquettes (8).

Un macaron soudé au longeron empêche le déport du sabot vers l'extérieur du bandage.

La timonerie des sabots intérieurs comporte :

— un cylindre de 152 mm (course 190 mm) à simple piston;

— deux leviers verticaux reliés à leur partie inférieure par une bielle de connexion réglable et transmettant directement l'effort au sabot par une bielle de poussée horizontale.

Réglages (fig. 177).

Régler la longueur du tube entretoise de la barre de connexion de manière à serrer énergiquement les sabots internes sur les bandages avec cales de 6 mm interposées, le piston restant à son fond de course

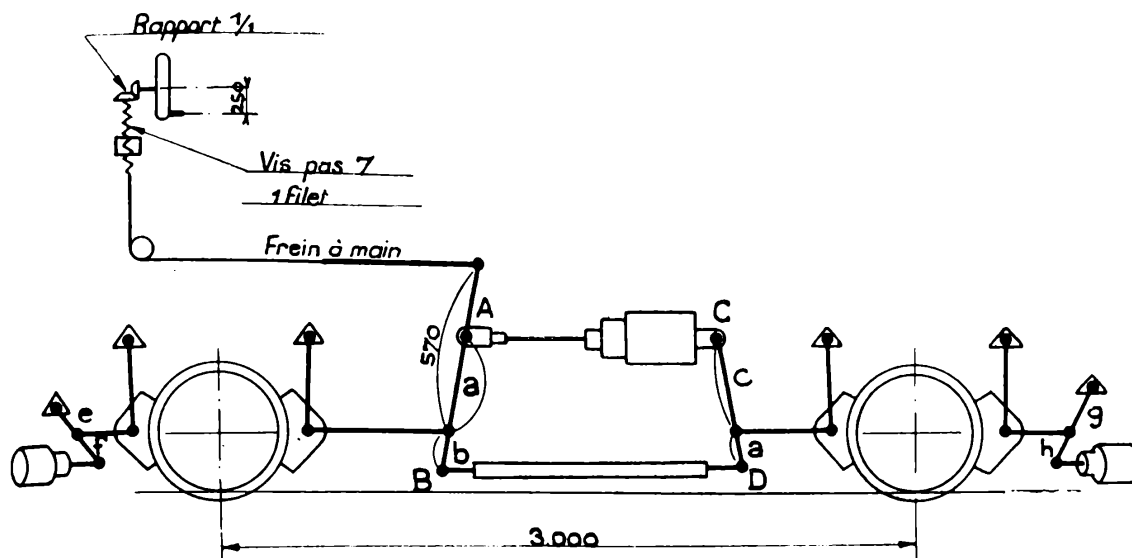


FIG. 177

desserré. L'inclinaison relative des leviers AB et CD n'est pas réglable puisqu'elle est déterminée par l'usure des semelles et bandages.

La variation de course du piston (90 mm) permet une usure de 30 mm des sabots sans nouveau réglage; en effet : $30 \times \frac{a+b}{b} = 80$ mm environ. Il n'en est pas de même pour les sabots externes qui nécessiteraient des variations de course plus importantes :

$$\begin{aligned} 30 \text{ mm} \times 4,57 &= 137 \text{ mm ou} \\ 30 \text{ mm} \times 3,2 &\text{ ou} \\ 30 \text{ mm} \times 2,98 &\text{ suivant le cas.} \end{aligned}$$

Démultiplication du frein à air (fig. 177).

Bogie moteur	$\left\{ \begin{array}{l} e = b = d = g = 70 \\ a = c = f = h = 250 \end{array} \right.$	4,57
		3,2
Bogie porteur	$\left\{ \begin{array}{l} \text{essieu extérieur} \\ \text{sabots externes : } e = 70; f = 154 \\ \text{sabots internes : } \frac{a+b}{b} = \frac{201+119}{119} \end{array} \right.$	2,7
		2,98
	$\left\{ \begin{array}{l} \text{essieu intérieur} \\ \text{sabots externes : } g = 70; h = 139 \\ \text{sabots internes : } \frac{a}{b} \times \frac{c+d}{c} = \frac{201}{119} \times \frac{207+113}{207} \end{array} \right.$	2,61

Le distributeur JMR: D donne une pression maximum de 4,8 hpz dans la conduite de commande le reliant au relais. Les pressions maxima aux cylindres de frein sont réglées par les relais doubles différentiels et sont les suivantes :

1° Autorails munis de sabots en fonte U5.

Bogie porteur : 3 hpz

Bogie moteur : 3,35 hpz.

2° Autorails munis du frein NR (1).

Bogie porteur { rail sec 3,5 hpz
rail gras 2,3 hpz

Bogie moteur { rail sec 4 hpz
rail gras 3 hpz.

5° Timonerie à huit cylindres par bogie.

La *figure 178* représente la timonerie des bogies des motrices « Standard » A 3001 à 3502. Elle comporte un cylindre à air de 152 × 150 par sabot.

Le réglage individuel des sabots s'obtient au moyen des régleurs qui sont manœuvrés en premier lieu pour donner à la cote L sa valeur maximum (semelle appliquée sur le bandage et piston dans le fond du cylindre à air), en second lieu pour réduire la cote L du jeu normal à laisser au sabot desserré, soit 4 mm.

Le réglage de la timonerie du frein à main représentée sur la même figure sera exposé plus loin.

Les freins oléo-pneumatiques comportent également une timonerie simplifiée avec un cylindre à huile par sabot.

La *figure 118* donne la disposition utilisée sur les essieux des motrices et remorques Franco-Belge (F 1000 et 1100); on a donné chap. VIII la description du dispositif limiteur de retour.

Eléments de calcul du freinage des motrices et remorques Franco-Belge.

Charge en ordre de marche :

Motrices : Bogie AV (générateur) : 14,500 t par essieu

Bogie AR (moteur) : 12,500 t par essieu

(poids total à vide : 49 tonnes).

Remorque : Bogie côté bar : 9,700 t par essieu

Bogie côté opposé : 10,400 t par essieu

(poids total à vide : 36,600 t).

Pression d'air maximum au maître-cylindre :

Motrices : 5,5 kg

Remorque : 4 kg.

Pression hydraulique maximum correspondante :

Motrices : 77 kg

Remorque : 56 kg.

Surface du piston du cylindre de roue : 20,42 cm² (diamètre : 51 mm)

Nombre de cylindres par essieu : 8

Rapport du levier entre cylindre de roue et sabot :

Motrice	premier essieu	{	sabots AV : 2
			sabots AR : 1,9
	deuxième essieu	{	sabots AV : 1,878
			sabots AR : 1,9
troisième essieu	{	sabots AV : 1,7	
		sabots AR : 1,6	
quatrième essieu	{	sabots AV : 1,6	
		sabots AR : 1,7	

Remorque : uniformément : 1,9.

La *figure 179* donne la disposition utilisée sur les autorails Berliet.

(1) En utilisant une pression aux sabots NR (rail sec) égale à 120 % de la pression aux sabots fonte d'un équipement classique, le poids-frein est majoré de 30 % environ sans risque accru d'enrayage.

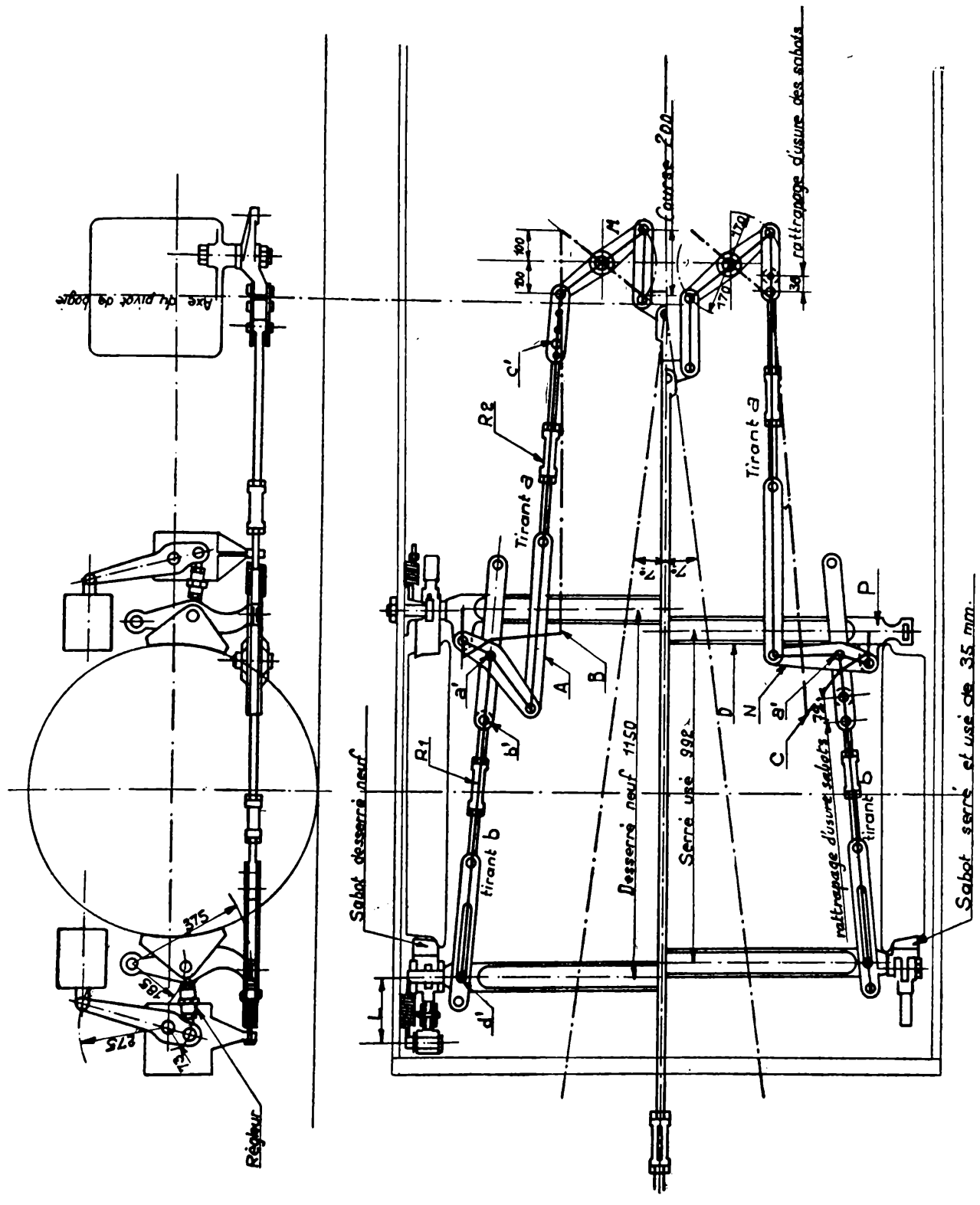


FIG. 178

La figure 180 représente le cylindre de frein hydraulique Messier (autorails Berliet) dont le piston attaque directement le levier porte-sabot auquel il est articulé en A. Ce levier est suspendu en O au châssis.

Un cuir protecteur empêche la poussière de rentrer dans le cylindre.

Au repos, un jeu entre sabot et bandage est maintenu par un ensemble auto-réglable : cliquet et crémaillère.

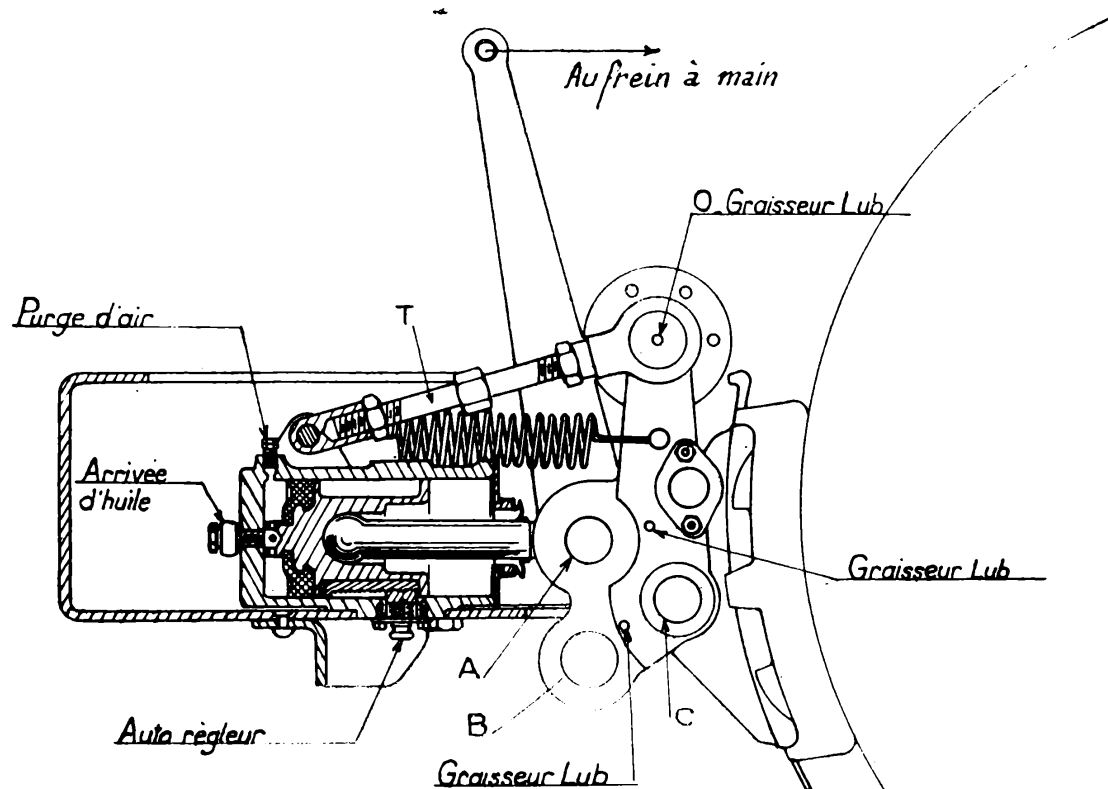


FIG. 180

La partie supérieure du cylindre comporte un écrou purgeur d'air.

Pour purger convenablement :

— dévisser entièrement la vis de purge;

— desserrer légèrement la vis pointeau, envoyer à faible pression de l'air comprimé; le liquide s'écoule par les trous de cette vis. Continuer à purger jusqu'à disparition complète des bulles d'air. Pour purger intégralement, opérer à la fois sur les 8 cylindres d'un même bogie. Durant la purge, vérifier le niveau dans le réservoir de charge.

La bielle de réaction T a pour but de soustraire le châssis de bogie à une partie des efforts s'exerçant normalement aux points d'attache fixes du cylindre de frein et du levier porte-sabot et de consolider l'attache du cylindre au longeron.

Eléments de calcul du freinage.

Amplification de l'hydropompe	{ BE 1001 et 2 et 2101 à 4	10
	{ BE 3001 à 14	9,29
Diamètre du cylindre de frein		95 mm
Amplification du levier porte sabots	$\frac{165}{213} =$	0,775

Les figures 181 et 182 représentent la timonerie des motrices Standard A 2000.

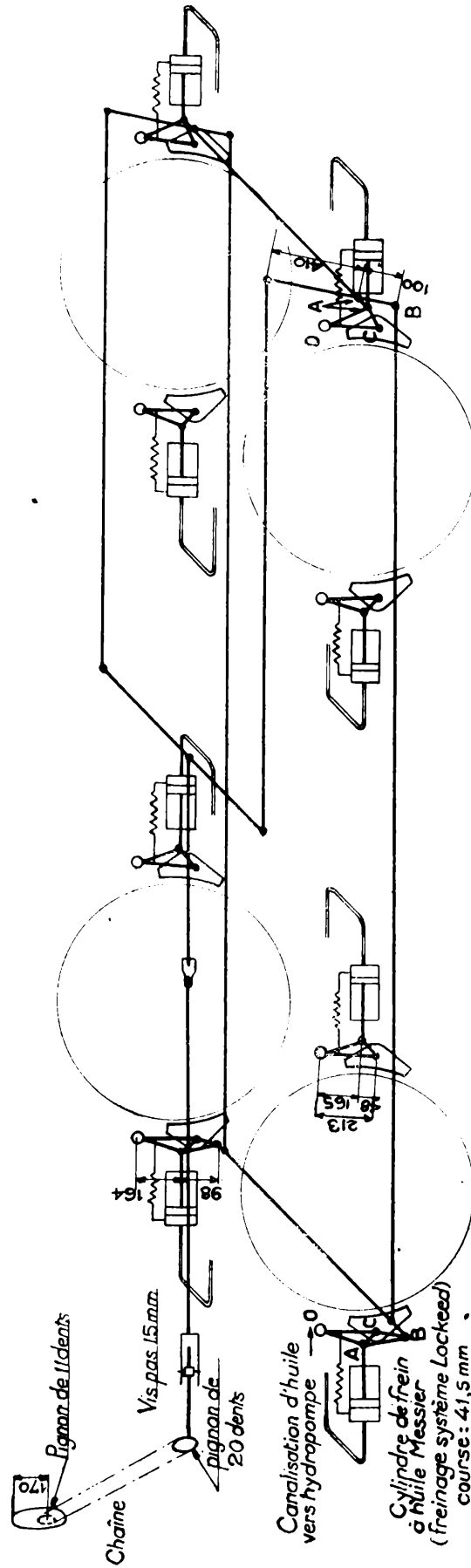
APPLICATIONS

BE . 1001 . 1002

BE . 3001 à 3006, 3008 à 3014

BE . 2101, 2102, 2104

FIG. 179



Frein à main agissant sur 4 sabots . Amplification totale du frein à main = $\left(\frac{2 \times 3,1416 \times 170 \times 20}{15} \times \frac{510}{100} \times \frac{165}{213} + \frac{410}{100} \times \frac{262}{213} \right) = 1170$

Frein oléopneumatique cylindre par sabot . Amplification du levier = $\frac{165}{213} = 0,775$

Bogie moteur et bogie porteur

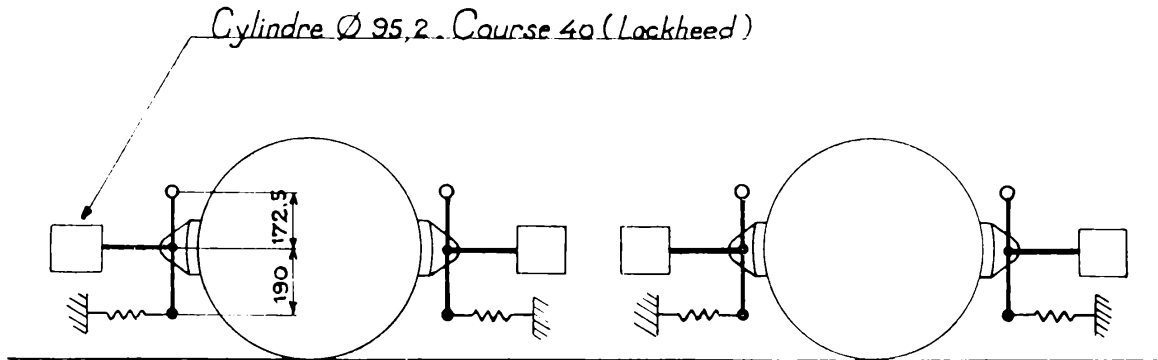
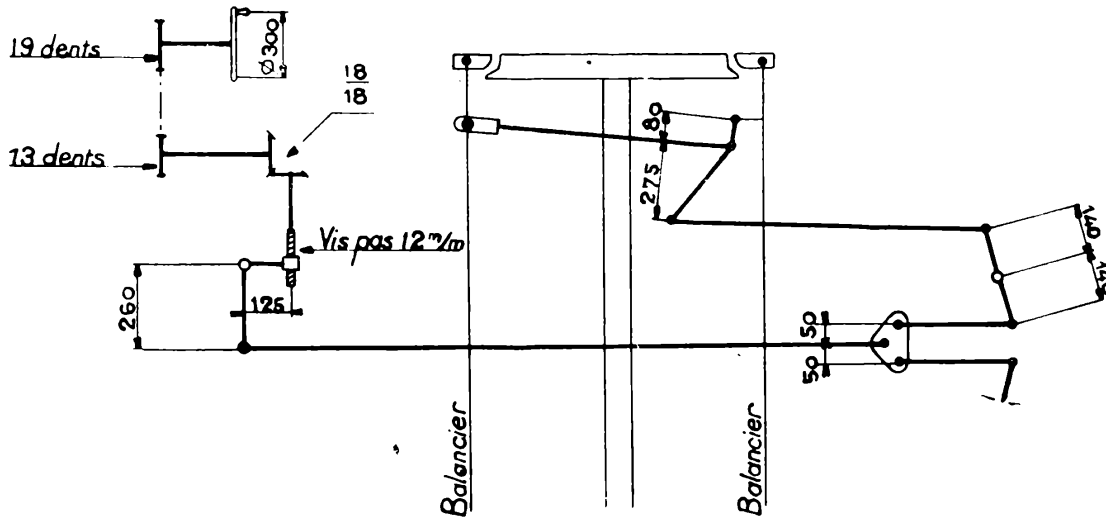


Schéma de frein d'immobilisation



Amplification de la timonerie = $\frac{300 \pi \times 13}{19 \times 12} \times \frac{125}{260} \times \frac{362,5}{172,5} \times \frac{630}{80} = 430$ environ

FIG. 181

APPLICATIONS

XA 2105 à 2109
2201 à 2212

Bogie moteur et bogie porteur

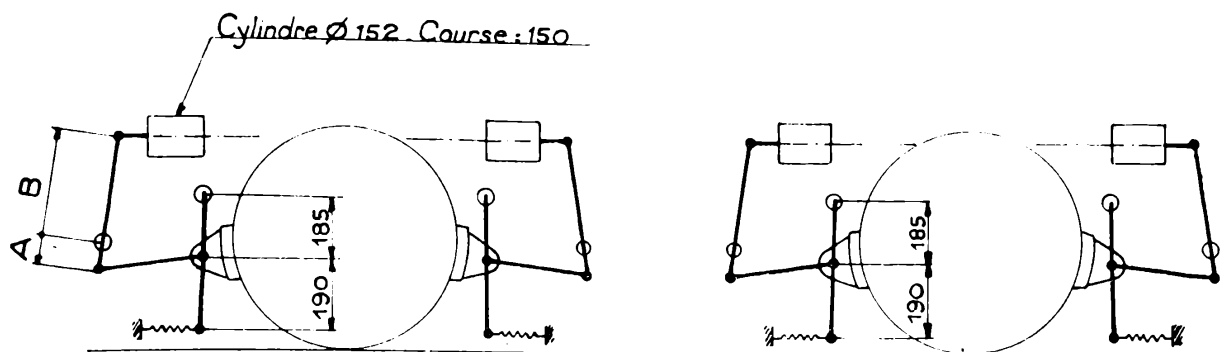


Schéma de frein d'immobilisation

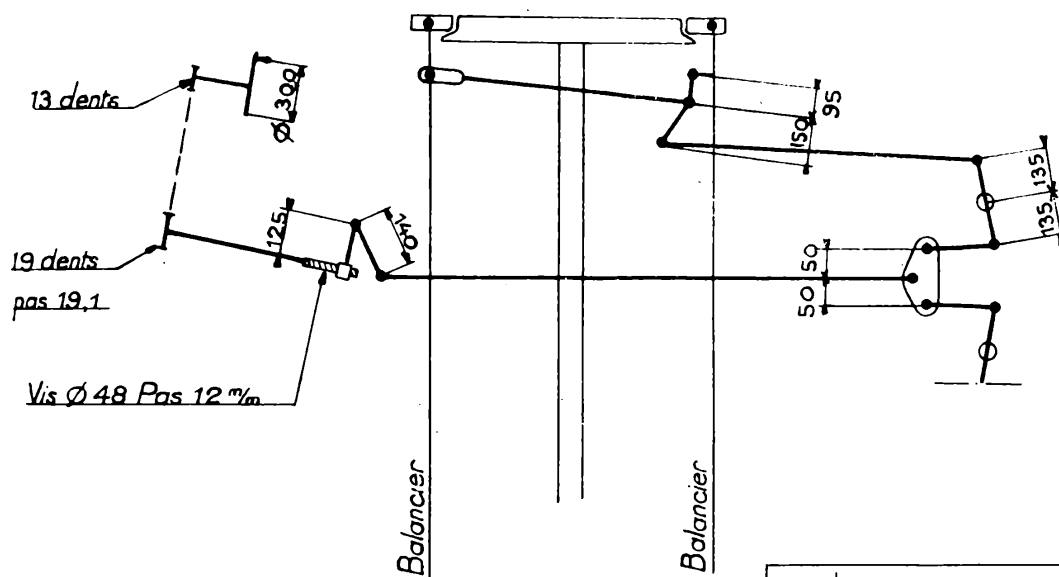


FIG. 182

	Bogie moteur	Bogie porteur
A	73	84
B	275	244

$$\text{Amplification de la timonerie} = \frac{300 \pi \times 19}{13 \times 12} \times \frac{125}{140} \times \frac{375}{185} \times \frac{395}{95} = 870 \text{ environ}$$

b) Réglage des timoneries.

Nous avons donné au § a précédent les méthodes de réglage en service de quelques timoneries types. L'exécution est généralement d'autant plus malaisée que le nombre de cylindres est plus réduit, c'est-à-dire la timonerie plus compliquée. On s'en rendra compte en comparant le réglage individuel de la bielle de poussée de chaque sabot du bogie des motrices Standard (fig. 178) et le processus suivant du **réglage de la timonerie des autorails L** (fig. 163 et 164).

1° Régler les connecteurs A de chaque roue de manière à ce que les leviers porte-sabots B et B₁ (fig. 183) soient parallèles lorsque les sabots auront subi une usure de 15 mm (demi-usure avant remplacement); cette condition de montage conserve un bon rendement à la timonerie.

On démontre que ceci s'obtient en donnant au levier B₁ une inclinaison sur la verticale égale à celle du levier B (celle-ci est bien déterminée) augmentée de :

$$15 \text{ mm} \times 2 \times \frac{a+b}{b} = 75 \text{ mm}$$

Régler ensuite la longueur des bielles C (fig. 163) pour que les petits leviers D soient verticaux.

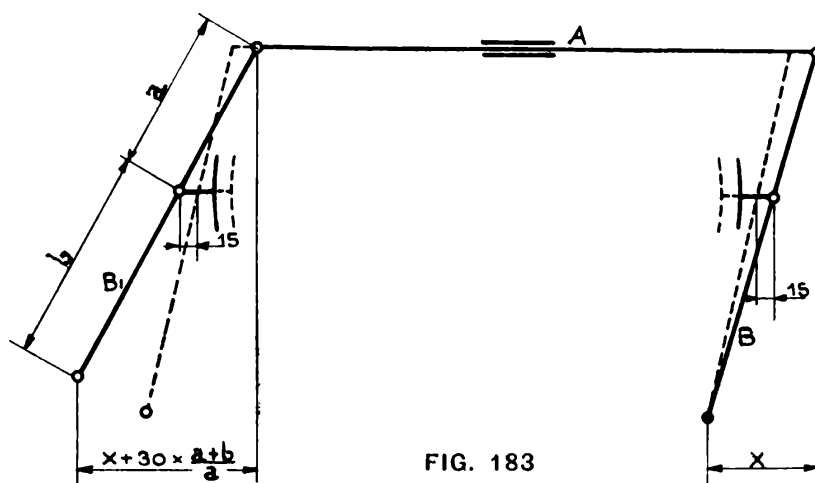


FIG. 183

2° Régler les barres E pour maintenir d'une part le palonnier F perpendiculaire à l'axe longitudinal du véhicule et pour obtenir les positions indiquées figure 184 des deux leviers horizontaux attelés à la crosse de tige de piston et au point fixe du cylindre.

3° Monter finalement l'ajusteur de timonerie.

Le réglage général de la timonerie, y compris celui de l'ajusteur automatique est correct lorsque la course du piston, pour un freinage à fond, ne dépasse pas la moitié de la course totale (position des leviers représentée en traits mixtes fig. 163).

Réglage de la timonerie des autorails CL.

1° Prendre pour point de départ les distances c et d indiquées à la figure 161 entre la glissière et la face en regard du coulisseau d'attaque. Ces distances permettent une usure de 15 mm des sabots sans réglage, elles sont dans le rapport des multiplications différentes des deux bogies. Elles sont obtenues par le réglage de la longueur des deux bielles centrales A et A', les leviers horizontaux attelés à la crosse de tige de piston et point fixe du cylindre étant au préalable placés comme il est recommandé pour ce type de commande Westinghouse (cotes indiquées figure 162).

2° Bogie Diésel.

Placer entre les sabots et le bandage des saies en fer plat de 6 mm d'épaisseur. Serrer ces cales énergiquement en manœuvrant les lanternes de tension B et B' de manière à ce que les distances "a" et "b" soient au minimum de 50 mm. On déplacera au besoin les axes des petits leviers l et l₁ dans les trous de la barre C pour éviter une trop grande obliquité de ces petits leviers.

Ce réglage particulier de la barre C compense l'usure des bandages.

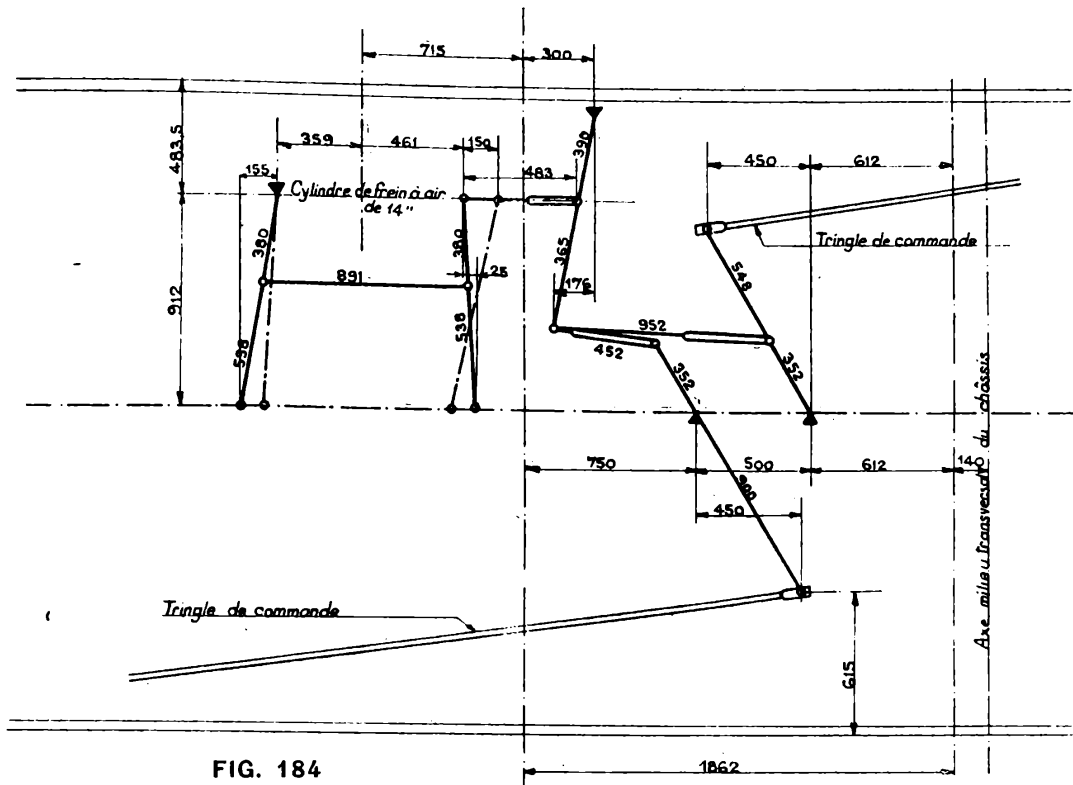
Le réglage de la timonerie du bogie ne doit pas avoir pour effet de dérégler la barre centrale A.

3° Bogie moteur.

Placer entre les sabots et le bandage des cales, les serrer en réduisant pour les écrous D et D' les longueurs des barres E E', les petits leviers L et L₁ devant rester parallèles aux palonniers transversaux. Le réglage de la timonerie de bogie ne doit pas avoir pour effet de dérégler la barre centrale A'.

L'obtention ou réglage des distances a, b, c, d permet une usure de 15 mm des sabots sans réglage et une usure totale de 65 mm dont 35 mm sur les semelles et 30 mm sur les bandages.

A la fin du travail de réglage des timoneries des deux bogies, le piston à air ne doit pas avoir bougé dans son cylindre. On retire ensuite les cales en desserrant la timonerie après avoir repéré la position des écrous de réglage. La timonerie est finalement réglée au repère établi.



Pour éviter le réglage des timoneries nécessité par l'usure des sabots ou des garnitures, quelques équipements ont été pourvus d'ajusteurs automatiques. Les diverses réalisations de ces régleurs sont très différentes suivant l'endroit de la timonerie où ils s'appliquent et qui détermine la course du régleur et l'effort qu'il doit supporter.

Ajusteur automatique de timonerie Westinghouse type F.

L'ajusteur Westinghouse type F est monté sur les autorails « Lorraine » sur une barre de traction du palonnier (fig. 164 et 185).

La longueur est variable, entre un maximum (sabots neufs) et un minimum (sabots usés). Son effet est donc de réduire la longueur de l'élément de timonerie sur lequel il est monté, toutes les fois que la course du piston de frein dépasse, par suite de l'usure des sabots, une valeur donnée. Cette valeur ou course de réglage est repérée d'après la position d'une butée fixée au châssis, par rapport à un épaulement porté par l'ajusteur.

Toutes les fois que le piston de frein dépasse la course de réglage, l'épaulement vient porter contre la butée et l'ajusteur fonctionne.

Il faut noter maintenant qu'au serrage, l'arrêt de l'épaulement par la butée n'empêche pas le piston de frein de poursuivre sa course; mais c'est au desserrage que l'intervention de la butée se manifeste par un raccourcissement de l'ajusteur proportionnel à l'excès de course du piston.

L'ajusteur type F s'arme au serrage; il ajuste au desserrage.

DESCRIPTION (fig. 186 ABC).

L'ajusteur comprend :

— Un tendeur à vis comprenant une tige A filetée à ses extrémités et deux chapes BB'. La partie centrale de la tige A présente une vis à filet rapide, sur laquelle sont montés :

— Un écrou C dont la surface extérieure conique est engagée dans une boîte conique I solidaire d'.

— Une enveloppe extérieure F présentant un épaulement K. L'écrou C, suivant qu'il est sollicité par sa vis vers la gauche ou vers la droite, peut s'appliquer par sa base sur l'épaulement (h) solidaire de l'enveloppe F (avec interposition d'un ressort r) ou par sa face conique externe sur la partie correspondante de la boîte I.

— Un ressort H, prenant appui d'une part sur l'enveloppe F et d'autre part sur un épaulement S solidaire du tendeur, permet le déplacement relatif de ces deux éléments.

FONCTIONNEMENT.

La figure 186 A représente l'ajusteur au repos; l'intervalle entre la butée G fixée au châssis et l'épaulement K de l'ajusteur correspond à la course de réglage du piston.

La figure 186 B représente l'ajusteur au serrage.

La figure 186 C représente l'ajusteur au desserrage.

Au serrage (fig. 186 B) l'ajusteur se déplace vers la gauche; l'épaulement K porte sur la butée G, ce qui immobilise l'enveloppe F. Le tendeur ABB' continue sa course en comprimant le ressort H. L'écrou C, appuyé par sa base sur la rondelle h solidaire de F et sur la lame flexible r, tourne sur la vis à filets rapides.

Au desserrage (fig. 186 C), l'enveloppe F restant d'abord immobile sur la butée G, le ressort comprimé H se détend, entraînant vers la droite le tendeur ABB'; l'écrou C est alors bloqué sur sa boîte conique I (qui ne peut pas tourner) et la tige centrale A du tendeur doit tourner (la vis à filets rapides étant réversible) et se visser dans les deux chapes BB'. Le tendeur se raccourcit donc pendant la course de détente du ressort. Puis l'épaulement K quittant la butée G, l'appareil tout entier se déplace vers la droite sous l'action des ressorts de rappel de la timonerie pour reprendre la position de repos (fig. 186 A).

REMISE A LONGUEUR DE L'AJUSTEUR.

Lorsque les sabots de frein sont complètement usés, le tendeur est lui-même raccourci à sa limite extrême qui est indiquée par un repère sur la crossette B. On remplace alors les sabots usés par des sabots neufs, après avoir « remis à longueur » l'ajusteur de timonerie.

A cet effet, on doit tourner dans le sens de la flèche (fig. 186 A) la partie à huit pans de l'écrou C jusqu'à allongement total de l'ajusteur. La limite d'allongement est aussi indiquée par un repère sur la crossette B.

REMARQUE. — Sur les timoneries à balancier double d'autres matériels on monte plus généralement l'ajusteur à la place du connecteur. On peut aussi sur une timonerie de ce genre monter deux ajusteurs, un sur chacune des barres de traction des palonniers. L'inconvénient de ne monter qu'un seul ajusteur (cas examiné) est que l'obliquité relative des deux balanciers varie avec l'usure et qu'on n'obtient pas constamment pour la course moyenne du piston une égale obliquité de chaque balancier par rapport à la barre de traction attelée, d'où une certaine inégalité des efforts transmis. La position au départ des balanciers doubles indiquée figure 184 tient compte au mieux de ce léger inconvénient.

3° Freins à main.

Tous les autorails sont munis d'un frein à main de secours et d'immobilisation.

La timonerie en est généralement combinée avec celle du frein pneumatique ou hydraulique de service. Elle n'agit que sur les sabots (ou tambours) du bogie ou d'un seul essieu du bogie correspondant au poste d'où le frein à main est manœuvré.

Les timoneries de frein à main devant procurer un coefficient d'amplification élevé (effort moyen au volant : 50 kg) comportent presque toujours (sauf par exemple dans le cas d'une pompe hydraulique à commande par levier manuel) une vis à un ou plusieurs filets.

La vis est en effet un organe de transmission commode et sûr; il joint à l'avantage d'être puissant (avec un faible pas) celui de maintenir le serrage (irréversibilité de la vis) mais on peut lui reprocher une certaine lenteur.

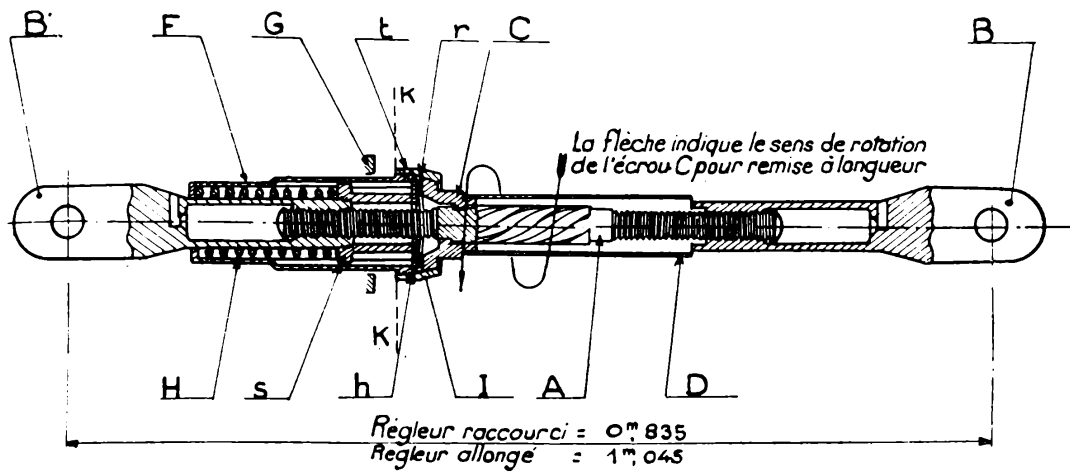
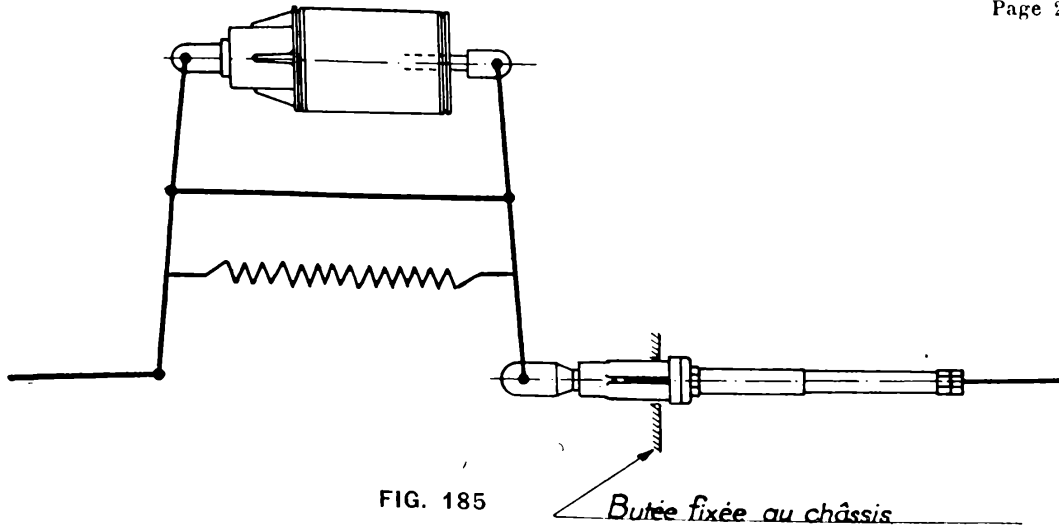


FIG. 186 A

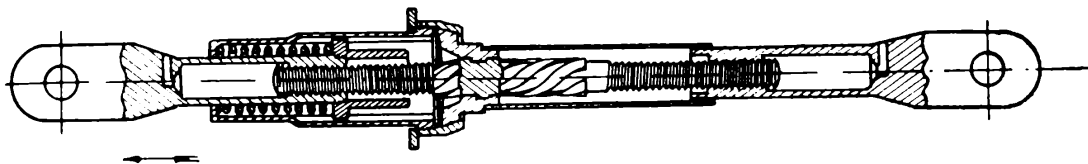


FIG. 186 B

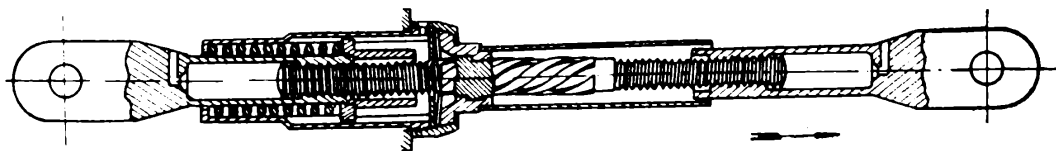


FIG. 186 C

Outre la vis, pour faciliter les renvois et gagner sur le poids, on emploie quelquefois des chaînes ou des câbles métalliques qui s'appuient sur des galets, de préférence aux leviers, couples d'engrenages ou équerres.

Du fait de la grande variété des timoneries de frein à main, leur rendement varie entre de très grandes limites. Ce rendement, assez bas, est le produit des rendements des différentes parties de la transmission :

$$\left\{ \begin{array}{l} 0,9 \text{ ou } 0,8 \text{ pour une timonerie à leviers et suivant le nombre des leviers,} \\ 0,20 \text{ à } 0,40 \text{ pour une vis (1),} \\ 0,85 \text{ pour un renvoi d'équerre (2),} \\ 0,60 \text{ pour une chaîne genre Galle (3),} \\ 0,90 \text{ pour un couple d'engrenages (4).} \end{array} \right.$$

a) Freins à main d'autorails équipés de freins à tambours.

Le frein à main des automotrices Franco-Belge est un frein à vis attaquant à l'aide de câbles d'acier les deux leviers avant du premier essieu de chacune des deux motrices (fig. 179).

Frein à main des M 3000, 4000 et 5000.

Un levier actionné à la main agit sur le piston (1,25 pouce) du maître-cylindre du type décrit chap. VIII § A 1^o, figures 119 et 120. Un enclanchement permet de maintenir le levier de commande dans la position de freinage pour l'immobilisation de l'autorail.

Frein à main des M 6000.

Dans chaque poste de conduite, une pompe Lockheed à levier transmet la pression ainsi obtenue aux servo-cylindres Lockheed accolés aux maîtres-cylindres du frein pneumatique (fig. 123). La pression d'huile est transmise par le piston de ce servo et l'intermédiaire d'un levier au doigt poussoir du maître-cylindre de frein pneumatique.

Le freinage complet de la voiture peut ainsi être obtenu à la main en cas de manque d'air.

Un seul levier amovible, permet la manœuvre de la pompe de frein à main du poste occupé, la commande de pompe du poste non occupé étant fixée dans une position intermédiaire par un secteur ouvert et un cliquet.

Frein à main des R.7000.

Il est du type Lockheed à commande par levier (fig. 187 et 154).

Ce levier pivote librement autour de l'axe A. Lorsque son cliquet est engrené sur le rochet il entraîne ce dernier en rotation dans le sens indiqué par la flèche, ce qui tend le câble de commande de la pompe.

La bielle DE articulée en D sur le levier coulisse librement sur l'œil E de la bielle EF qui est articulée sur le point fixe G. Toutefois, une butée H sur la bielle DE provoque la rotation de EF avec désencliquetage de C lorsque le levier est ramené complètement en arrière.

(1) La formule suivante qui tient compte à la fois du frottement des filets de la vis et de l'écrôu et du frottement de la vis dans sa crapaudine à grain est employée :

$$\rho = \frac{h}{h + 2\pi f \left(r + \frac{3}{2} r' \right)}$$

dans laquelle :

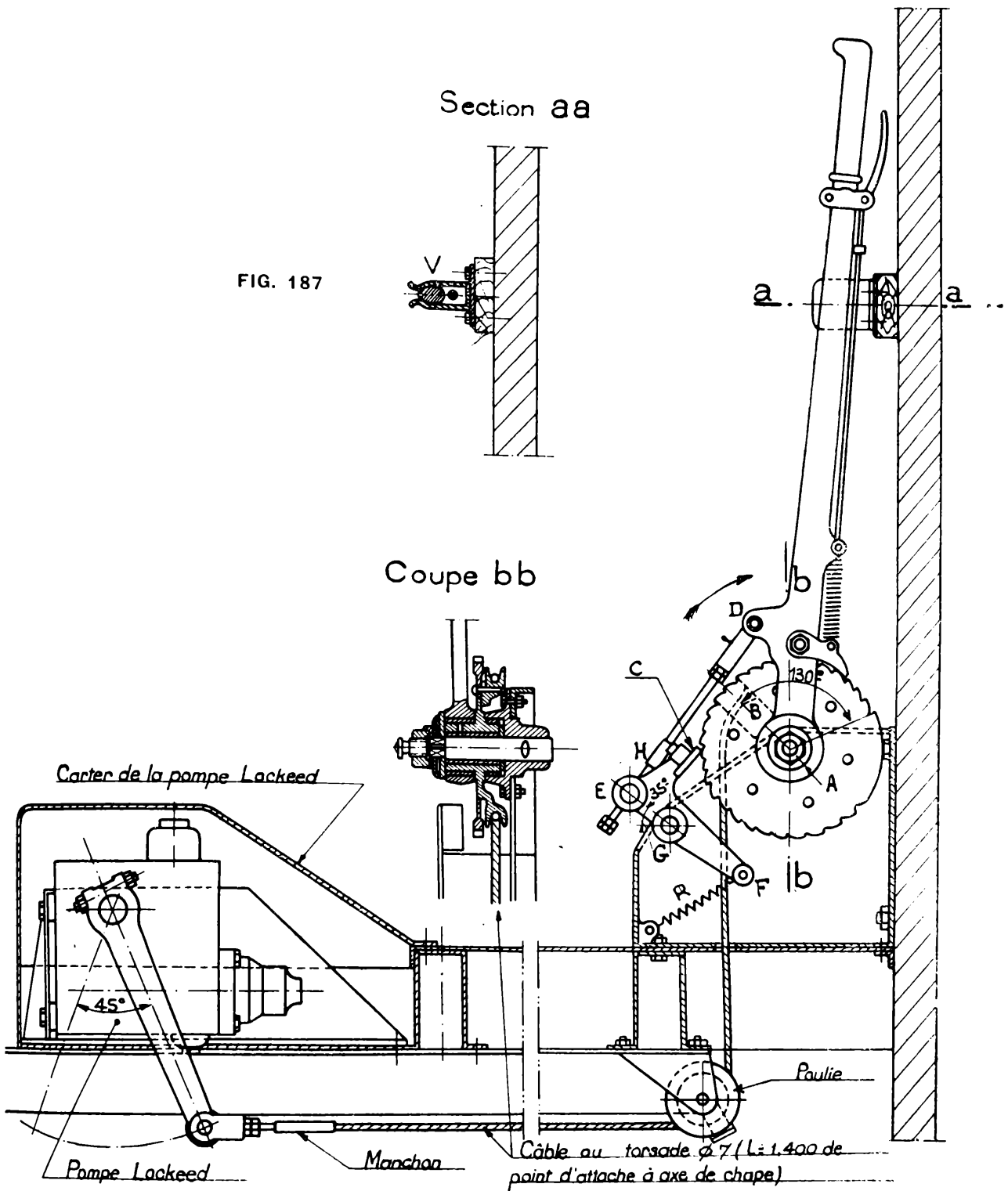
- h = pas de la vis,
- f = coefficient de frottement,
- r = rayon moyen de la vis,
- r' = rayon du cercle d'appui de la vis dans la crapaudine.

(2) Ce rendement est affecté indirectement par l'obliquité variable des bras de manivelles et bielles attelées qui occasionnent des pressions élevées sur les axes d'articulation et des frottements proportionnels.

(3) Le rendement des chaînes genre Galle constituées par des axes ou fuseaux aux extrémités desquelles s'articulent des lames ou mailles est affecté par les frottements importants des fuseaux dans les trous de maille.

(4) Le rendement des couples d'engrenage ou perte proportionnelle de travail par frottement des dents est de 0,9 environ. Il varie avec le nombre de dents des pignons, la nature du profil des dents, l'arc de conduite et le coefficient de frottement (0,08 à 0,20 pour les roues taillées, 0,3 pour les dentures brutes).

FIG. 187



Durant la manœuvre du levier, de l'arrière vers l'avant, produisant le serrage, le ressort R maintient le cliquet C engrené. Ce cliquet verrouille donc le frein pour le serrage obtenu; il permet au besoin une manœuvre de reprise du levier ou de maintenir le frein serré sur l'autorail garé (le levier est en outre verrouillé dans sa position de repos en avant par V).

b) Freins à mains d'autorails équipés de freins à sabots.

Les freins à main des autorails 150 CV S. N. C. F., de certaines Renault VH, des Lorraine sont à transmission par vis et chaîne.

Le frein à main des 150 CV (voir schéma *figure 167*) comporte une vis verticale montée sur pylône avec volant de manœuvre, butée à billes, écrou de traction D solidaire d'une tige de tension assemblée par chape à la bielle de traction du galet G. Les galets ou noix G et G1 sont à empreintes pour l'entraînement de la chaîne à maillons; le galet G divise également sur chaque tringle de roue l'effort de traction. Un tendeur à lanterne permet le réglage de la longueur de ces tringles. Le ressort de rappel des chapes C a une bande de 40 kg. La course maximum est 115 mm.

La commande du frein à main des VH se fait à l'aide d'un volant agissant sur une chaîne qui entraîne le palonnier O supporté par un étrier fixé à la traverse centrale du bogie (*fig. 170 B et C*).

Le palonnier O porte à chaque extrémité une poulie. Une chaîne, commandant les deux leviers LH et NK (*fig. 170 A*) par l'intermédiaire de deux coulisses rappelées par deux ressorts, passe sur une poulie fixée au châssis du bogie et sur la poulie du palonnier O qui en commande la tension.

Le frein à main des Lorraine (*fig. 164*) est manœuvré à l'aide d'un volant qui, par l'intermédiaire d'une chaîne « type moto », agit sur une roue sur laquelle s'enroule la chaîne de traction. Le serrage est maintenu par un rochet.

Le déclenchement du rochet est assuré par un bouton poussoir placé à l'aplomb du volant, sur la caisse. La démultiplication se calcule comme suit :

$$\frac{200 \times 38 \text{ dents} \times 800 \times 955 \times 380 \times 2}{32 \times 19 \text{ dents} \times 352 \times 390 \times 538} \times \left[\frac{70 \times 330 \times 2}{130 \times 130} + \frac{60 \times 330 \times 2}{130 \times 130} \right] = 560$$

Rendement approximatif de la timonerie : 0,5.

Les freins à main des autorails Somua et Standard sont à vis et timonerie à leviers.

Le frein à main des autorails Somua (*fig. 171*) est commandé dans chacune des cabines de conduite à l'aide d'un volant qui par le moyen d'un renvoi conique agit sur un arbre vertical se terminant par une vis. La rotation de la vis déplace un écrou à tourillons qui par l'intermédiaire d'un tirant à chape agit sur le bras A de l'axe de frein à main (O). Le deuxième bras (B) peut être également commandé de l'autre poste par tirant à chape; les coulisses des chapes rendent indépendantes les manœuvres d'un poste à l'autre. Le troisième bras transmet l'effort de freinage à une tringlerie constituée d'un balancier mobile C, des bielles de traction D1 et D2 (essieu intérieur), des bielles de traction D3 et D4 avec renvoi E (essieu extérieur), des bras de renvoi (F) et des bielles de poussée à coulisse (G) qui isolent la commande à main de l'action pneumatique.

La timonerie du frein à main des R 3001 à 3502 est représentée *figure 178*.

Le réglage s'opère comme suit, après celui de la commande à air des sabots :

1° Placer entre les sabots et les bandages des cales de 4 mm; les serrer en faisant agir le frein pneumatique (rappelons que le piston du cylindre ne doit pas bouger).

2° Monter les tirants a et b (1) dont les longueurs respectives doivent être :

a : 1 m. 300 sabots neufs et 1 m. 336 sabots mi-usure

b : 0,99 m. sabots neufs et 0,918 m. sabots à mi-usure.

cette variation de longueur étant obtenue par déplacement des axes-boulons (c') et (b') dans les deux trous de chaque tirant distants respectivement de 36 et 72 mm.

(1) Les axes type TS repère (a') doivent être démontés lors du réglage préalable des sabots neufs pour faciliter le montage de ces derniers.

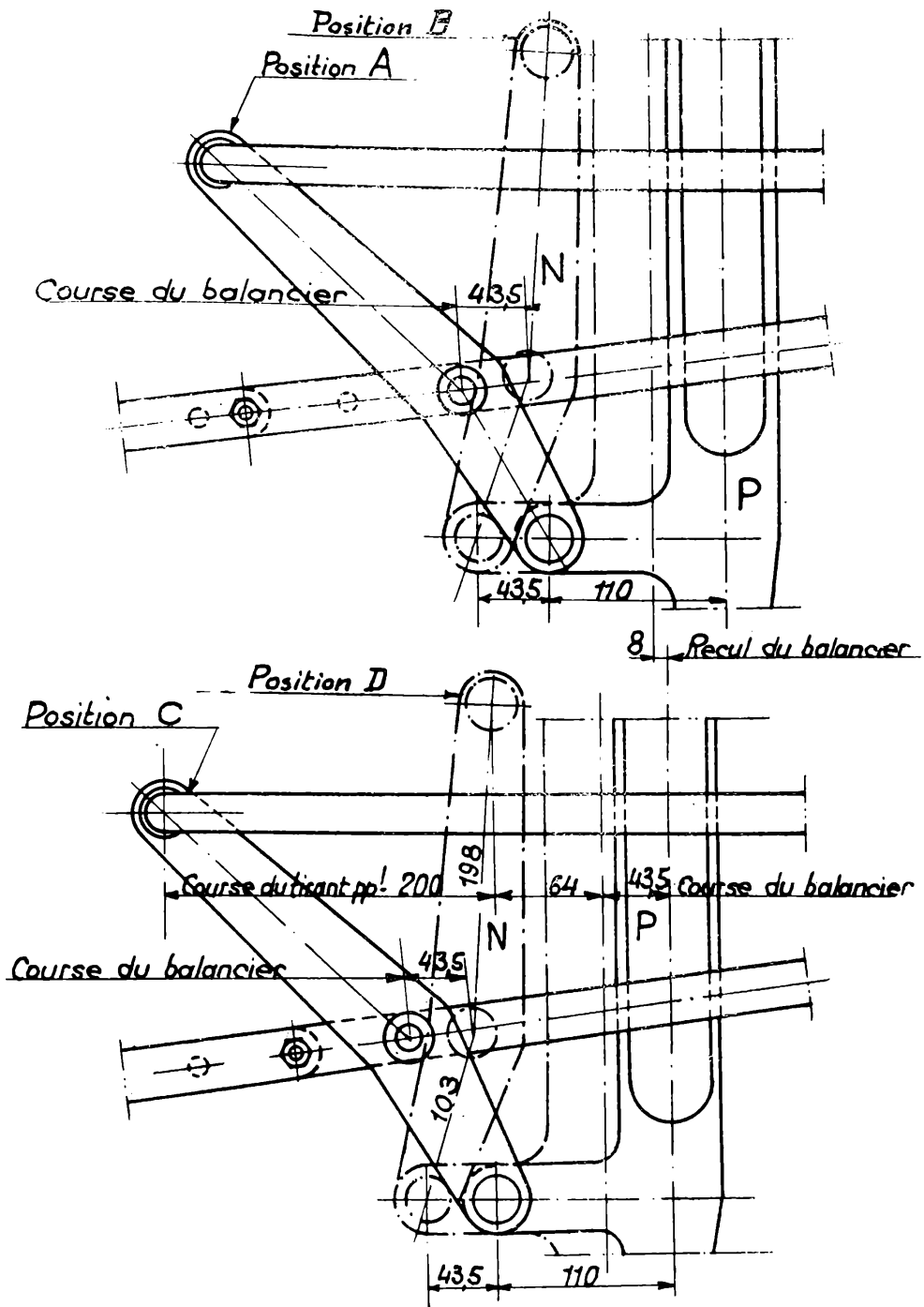


FIG. 188

3° Vérifier que le balancier M occupe bien la position indiquée au schéma (demi-course de 100 mm par rapport à son axe transversal) lorsque par ailleurs l'axe-boulon (d') porte dans le fond de la rainure du tirant b .

S'il n'en est pas ainsi manœuvrer en conséquence les régleurs R_1 et R_2 .

La *figure 188* donne schématiquement les positions relatives du levier N et du balancier P reliant les sabots dans les quatre cas se présentant successivement en service :

- Position A - Sabot neuf, desserré, après réglage
- B - Sabot à mi-usure, serré, avant réglage
- C - Sabot à mi-usure, desserré, après réglage
- D - Sabot usé, serré, avant réglage.

Il a été admis pour les cotes indiquées que le sabot neuf a une épaisseur de 50 mm, le sabot à mi-usure une épaisseur de 32,5 mm et le sabot usé une épaisseur de 15 mm.

4° Sabots.

a) Différents types.

Les sabots sont généralement du type unifié U5. Ils se composent :

- d'un support en acier moulé ou en tôle emboutie suspendu au châssis,
- d'une semelle interchangeable en fonte (*fig. 189*).

Ces deux parties sont assemblées l'une à l'autre par une clavette en acier.

Sur le dos de la semelle, se trouve, prise dans la fonte, une platine en tôle d'acier de 3 mm d'épaisseur qui, en cas de rupture, retient les morceaux de la semelle.

Sur le côté de cette semelle et à mi-hauteur se trouve, venu de coulée, un index de 50 mm de hauteur et de 5 mm de largeur qui sert de repère pour indiquer la limite d'usure à partir de laquelle la semelle est à remplacer.

Les semelles présentent une surface frottante conique leur permettant, même à l'état neuf, de s'appliquer sur les bandages avec un maximum de contact.

La matière amiantée utilisée sous forme de garnitures dans les freins à tambours l'est aussi sous forme de sabots moulés.

Le double sabot sur un même support (d'où quatre sabots par roue) est employé dans les trois combinaisons :

- double sabot fonte,
- double sabot "Flertex" en matière amiantée,
- double sabot mixte l'un en fonte, l'autre en matière amiantée.

Ces deux sabots sont montés sur un balancier commun et appuient sur le même côté de la roue. Le rapport des bras de levier du balancier peut être égal à 1 (généralement lorsque les semelles sont constituées d'un même matériau) (*fig. 173*) ou être différent de 1 (frein NR, *fig. 176*).

Le double sabot fonte permet de remédier dans une faible mesure à la baisse rapide avec la vitesse du coefficient de frottement qui nécessite l'usage sur le frein courant de pourcentages de freinage atteignant 300 %, usage duquel résulte un alourdissement considérable des timoneries et un accroissement de la consommation d'air. Le double sabot fonte permet en effet de diminuer la pression unitaire et procure pour une vitesse donnée, un relèvement du coefficient de frottement, tout en réduisant l'usure.

L'usage de sabots exclusivement en matière amiantée nécessite l'emploi du double sabot car la pression unitaire maximum admissible de ce type de matériau est 2,8 à 3 kg/cm². Un équipement à double sabot amianté a des caractéristiques identiques à un équipement à tambour si l'on emploie le même matériau. Toutefois, le coefficient de frottement, invariable

avec la vitesse, est sensible à l'humidité et les sabots ne sont pas protégés comme le tambour de cet inconvénient. Les premiers essais de sabots en une matière purement amiantée ayant donné de ce fait des résultats décevants par rail gras on avait dû incorporer d'abord 30 %, puis en définitive 15 % de fonte pulvérulente dans la pâte à base d'amiante et de résine synthétique qui, cuite au four dans un moule, sert à la confection du sabot.

Le double sabot mixte se justifie par le calcul suivant confirmé par l'expérience : en répartissant la pression totale nécessaire dans un rapport convenable entre le sabot fonte et celui de matière amiantée, la loi de variation du coefficient de frottement de l'ensemble

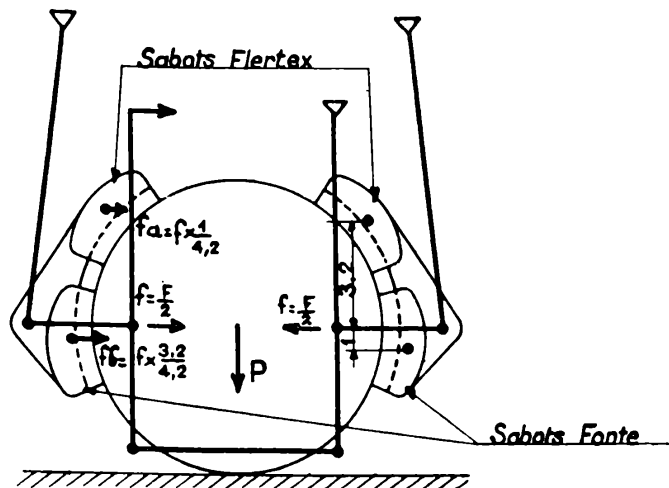


FIG. 188 BIS

est telle que dans une zone étendue de vitesses la courbe représentative est l'homologue de la courbe d'adhérence. Le rapport d'homothétie définit le % de freinage à adopter.

b) **Frein NR** (MM. NICOLET et ROUSSELET).

Il comporte deux sabots articulés sur un même balancier. Le sabot supérieur est en matière amiantée sans fonte incorporée.

Le sabot inférieur est en fonte à sabots FF.

Le rapport des leviers et les dimensions des sabots ont été déterminés en fonction des coefficients de frottement relatifs et pour avoir une usure sensiblement égale sur les deux sabots (fig. 188 bis).

Les premiers essais ont été effectués avec des leviers permettant de faire varier la répartition des efforts sur les sabots de manière différente. Les résultats ont été sensiblement les mêmes pour des répartitions comprises entre les rapports 1/3 et 1/3,6. Le rapport 1/3,2 a été adopté car il présente l'avantage d'une usure égale de sabots aux mêmes dimensions pour les deux matériaux soumis aux essais (1).

(1) Si Y_1 et Y^* sont les ordonnées des courbes représentatives de l'effort retardateur du frein à sabots de fonte et du frein à sabots amiantés, l'ordonnée Y de la courbe de l'effort retardateur du frein NR est égale à :

$$Y = \frac{3,2}{4,2} Y_1 + \frac{1}{4,2} Y^*$$

Le sabot en matière amiantée a été disposé au-dessus du sabot en fonte pour conserver par temps pluvieux un bon coefficient de frottement sur le sabot amianté, le sabot en fonte coupant la pellicule d'eau.

Le coefficient de frottement élevé de la matière amiantée a permis au surplus une diminution du pourcentage maximum de freinage dans le rapport 80 % à 55 %.

Un autre avantage du frein NR consiste dans la douceur et le confortable des arrêts d'urgence, car l'accroissement de décélération qui caractérise le frein fonte au moment de l'arrêt (augmentation rapide de f) est éliminé et la décélération reste très sensiblement constante au cours du freinage.

On expérimente actuellement un dispositif dérivé du frein NR et en différant seulement par le fait que le balancier d'articulation des sabots est à bras égaux.

c) Dispositifs de maintien d'écartement des sabots.

En raison de leurs poids déséquilibré au repos, les sabots pourraient venir frotter en permanence par un de leurs becs extrêmes sur les bandages. Pour éviter cette usure inutile des dispositifs existent pour maintenir les sabots écartés de la roue. Sur la *figure 176*, le balancier est maintenu au desserrage, dans l'orientation qu'il avait au serrage, par le frein représenté en coupe qui comporte un tampon presseur 7, une tige de pression 8, un ressort 9, un écrou et contre-écrou 10 et 11.

Sur la *figure 165 A* (autorails 5501 à 5550, 150 CV, S. N. C. F.), le dispositif comporte une biellette de soutien articulée à sa partie supérieure à une coulisse pressée contre un point fixe du châssis par un ressort.

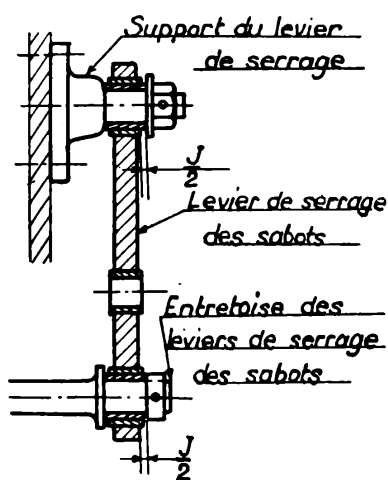


FIG. 190

Le jeu latéral total au montage des sabots dans les leviers de serrage doit être compris entre 1 et 1,3 mm. (*fig. 189*).

Le jeu latéral total au montage J des leviers de serrage des sabots sur leurs supports et sur leurs entretoises (*fig. 190*) doit être compris entre 0,1 et 0,7 mm. Par ailleurs, les sabots sont maintenus dans le plan vertical du cercle de roulement des roues :

— d'une part par des guides, soit du levier de serrage, soit du balancier de sabot (*fig. 173A*, bogie Y 107);

— d'autre part par des entretoises de leviers (*fig. 173 B*, bogie Y 107).

Sur la *figure 165 B* (coupe fed) (autorails 5501 à 5550-150 CV, S. C. N. F.) des plots d'usure sont soudés sur les palonniers.

Le jeu diamétral maximum entre axes et bagues, tolérable en service est de 2,5 mm. Des calibres de rebut sont établis pour ce contrôle. Quand le jeu dépasse la tolérance, on remplace l'axe ou la bague de l'œil d'articulation. Lorsqu'il s'agit d'une articulation sur tourillon (de point fixe ou d'entretoise) on peut soit recharger le tourillon par soudure à l'arc (électrodes catégorie V : $Rr = 68 \text{ kg/mm}^2$), soit appliquer une bague (si les conditions de résistance le permettent; cette bague emmanchée à chaud constitue une frette et le taux de fatigue

d) Articulations.

Le fonctionnement des articulations des pièces de timonerie (bielles et leviers) nécessitant des jeux relativement importants, il est appliqué des axes tournants avec ajustement dit « de qualité grossière » :

$$A \ 11/d \ 12 \ \left\{ \begin{array}{l} + 0,34 \\ + 0,63 \end{array} \right. \ (\varnothing = 18) \ \text{et} \ \left\{ \begin{array}{l} + 0,4 \\ + 0,81 \end{array} \right. \ (\varnothing = 48)$$

Les bagues sont montées dans les chapes et leviers avec la tolérance H 8/z8.

en service du tourillon ne doit pas dépasser 10 kg/mm^2 , soit remplacer la bague usée (si l'application a été faite à l'origine) (1).

En cas de matage, les faces latérales d'une articulation sont réparées par soudure à l'arc en utilisant des électrodes de la catégorie R ($Rr = 38 \text{ kg/mm}^2$).

La *figure* 189 donne les tolérances d'ajustement au montage de la semelle sur son support (2).

Pour la vérification de la coaxialité des trous usinés :

— une pièce d'épaisseur $g = h - 1$ portant un trou de même dimension nominale que celui du porte-semelle et de tolérance H8 est interposée entre les joues du porte-semelle;

— le côté « entre » du calibre vérificateur H8 doit pouvoir être introduit dans les trois trous à la fois.

(1) Il peut être nécessaire de maintenir sur le tourillon un congé de raccordement supérieur à l'épaisseur de la bague; on doit alors prolonger le chanfrein de la bague sur la pièce baguée elle-même.

(2) Le tracé de la figure des porte-semelles est donné à titre indicatif et ne préjuge en rien de leur forme exacte.

CHAPITRE X

SCHÉMAS DE MONTAGE DES FREINS D'AUTORAILS

Les freins peuvent se classer en freins *individuels* (comme les freins à main) et en freins *continus*, commandés à distance.

Un frein est dit *continu* lorsque l'action en est déclenchée simultanément ou en série sur tous les véhicules d'un convoi équipés de ce frein par l'intervention d'un seul agent à partir d'un poste de commande unique.

Les freins peuvent encore se classer en freins *automatiques* et en freins *directs* suivant que les véhicules accouplés ou remorqués sont ou non munis d'accumulateurs d'énergie permettant de mettre le frein de lui-même en action lors d'un dérangement modifiant l'état normal des organes qui assurent la continuité du frein sur toute la longueur du convoi (rupture d'attelage par exemple).

Un frein est dit *modérable au serrage* lorsque, lors d'un serrage, on peut augmenter par paliers successifs l'intensité de freinage, jusqu'à l'obtention de l'effort maximum correspondant au freinage à fond, sans avoir à effectuer un desserrage préalable.

Un frein est dit *modérable au desserrage* lorsque, lors d'un desserrage, on peut diminuer par paliers successifs l'intensité de freinage jusqu'à desserrage total du frein.

Les freins se définissent encore comme suit, suivant l'office rendu :

Frein de service. — C'est le frein qui doit être habituellement utilisé pour les arrêts normaux en service, aux stations ou points d'arrêt obligés.

Frein de secours. — Est considéré comme frein de secours, celui pouvant suppléer le frein de service en cas d'avarie de ce dernier.

Frein d'alarme. — C'est un frein mis à la disposition des voyageurs.

Frein à main de service. — Pour être admis éventuellement comme frein de service, un frein à main doit être :

— d'une part, de fonctionnement sûr;

— d'autre part, d'une efficacité de fonctionnement telle qu'il puisse être considéré comme moyen de freinage suffisant pour permettre la continuation du train en cas de non fonctionnement partiel ou total du frein de service usuel (sous réserve, bien entendu, des restrictions de vitesse indiquées aux instructions de service).

Frein à main d'immobilisation. — Est défini comme frein à main d'immobilisation celui dont le fonctionnement et l'efficacité ne sont pas garantis en toutes circonstances. En aucun cas, il ne peut être admis comme frein de service pour des arrêts normaux. En cas de non fonctionnement du frein usuel, le véhicule est donc réglementairement considéré comme non freiné.

Nous décrirons dans ce chapitre l'équipement schématique des freins pneumatiques ou hydropneumatiques des principales séries d'autorails en classant ces équipements, suivant le principe d'action du frein, dans les trois grandes catégories suivantes (1) :

- A Freins automatiques de service,
- B Freins directs de service,
- C Freins combinés directs et automatiques de service.

Dans chaque catégorie nous établirons des subdivisions et donnerons des explications sur les particularités de chaque série d'autorails.

Pour la compréhension du texte descriptif et la lecture des schémas, les désignations et légendes suivantes sont à retenir :

— *Conduite de refoulement.* — Relie les compresseurs d'air aux réservoirs principaux (elle s'arrête en fait aux clapets de retenue).

— *Conduite principale.* — Relie les réservoirs principaux aux organes de commande du frein, aux organes distributeurs ou réservoirs auxiliaires d'énergie pneumatique, aux organes détenteurs ou de retenue destinés à l'alimentation soit d'une conduite automatique, soit d'une conduite d'alimentation constante, soit d'une conduite des servitudes. Tous les conduits et capacités contenant normalement de l'air à la pression des réservoirs principaux sont ainsi repérés par la même teinte conventionnelle.

— *Conduite d'application du frein direct.* — Relie les robinets de frein direct du conducteur aux cylindres de frein ou aux relais de frein direct.

— *Conduite automatique.* — Relie les robinets de frein automatique du conducteur aux distributeurs d'énergie; des branchements la relie en outre aux robinets de secours et d'urgence. Cette conduite est encore parfois dénommée « conduite générale ».

— *Conduite de frein.* — Relie les organes distributeurs d'énergie aux cylindres de frein (n'est sous pression que pendant l'application du frein).

Sur les freins direct et automatique à double-valve d'arrêt, la partie de la conduite comprise entre double-valve et cylindres est à la fois partie de la conduite d'application dans le cas d'emploi du frein direct et partie de la conduite de frein dans le cas d'emploi du frein automatique. Sur les schémas nous l'avons considérée conduite de frein.

Les conduites de manomètres sont représentées comme celles des conduites ci-dessus définies sur lesquelles elles sont branchées.

A. — FREINS AUTOMATIQUES

1° Freins automatiques à air comprimé, de service et de secours, avec distributeurs J.M.R., modérables au serrage et desserrage.

a) Généralités.

Cet équipement comporte (Pl. I à III) :

- un compresseur,
- un réservoir principal,
- une conduite d'alimentation constante réglée à 5 hpz par une soupape d'alimentation et qui est reliée :
- d'une part au robinet de mécanicien,

(1) Au chapitre I les freins ont été classés suivant quatre autres aspects : mode d'application de la force retardatrice, dispositif de commande et de régulation, nature des distributeurs d'énergie de freinage et systèmes de transmission des efforts.

— d'autre part au distributeur de frein JMR pour l'alimentation du réservoir auxiliaire,

— une conduite automatique reliée au distributeur JMR et au robinet, comme la conduite d'alimentation constante.

Une baisse de pression dans la conduite automatique produite soit par le robinet du mécanicien, soit par l'ouverture d'un robinet de secours, provoque le fonctionnement du distributeur de frein JMR qui permet à l'air contenu dans le réservoir auxiliaire de pénétrer dans les cylindres de frein.

La conduite d'alimentation constante continue à alimenter pendant le freinage le réservoir auxiliaire.

Au desserrage, les cylindres de frein se vidangent par les orifices d'échappement des distributeurs.

La conduite principale est parfois reliée au robinet. Elle permet dans ce cas d'alimenter la conduite automatique à une pression supérieure à sa pression de régime, pour faciliter le déblocage.

b) Particularités des autorails ADP sur R 4000 et 4100 (Pl. I).

La conduite principale alimente sur chaque bogie par le clapet de retenue (13) un réservoir auxiliaire supplémentaire à 7 hzp (19).

Le distributeur J. M. R. D. (22) est relié au relais différentiel (23 A ou B) soit directement, soit par une électro-valve (33) pour rail sec, rail gras (cas des autorails 4011 à 4015 équipés avec sabots NR). Cette électro-valve est commandée par un bouton poussoir placé sur le pupitre.

Le relais différentiel (23) est relié d'une part au réservoir à 7 hzp (19) et d'autre part directement aux cylindres de frein.

Le robinet de frein est un robinet à glace JM N° 59.

Un circuit muni d'un robinet (a) *normalement fermé* permet de mettre en communication la conduite d'alimentation à 5 hzp avec la conduite principale. *En couplage*, si l'un des autorails ADP vient accidentellement à manquer d'air, le conducteur ouvre le robinet (a) de cet autorail et peut ainsi alimenter ses réservoirs principaux, auxiliaires et des servitudes.

Un deuxième circuit muni d'un robinet (b) *normalement fermé* permet de mettre en communication directe la conduite de frein automatique et la conduite principale. En cas de *remorque par une locomotive*, le conducteur ouvre le robinet (b) et alimente par la conduite de frein automatique de la locomotive, ses réservoirs principaux, auxiliaires et des servitudes. Ce dispositif ne nuit pas au freinage grâce à la présence du clapet de retenue 13 *bis* qui empêche, en cas de dépression dans la conduite de frein automatique le retour de l'air de la conduite principale.

Nomenclature (Pl. I à III)

1 Compresseurs	19-20-21 Réservoirs auxiliaires
2 Filtres d'aspiration	22 Distributeurs JMR. D
3 Déshuileur	23 A-B Relais doubles différentiels
4 Attrape-poussières	24-25 A et B Cylindres de frein
5 Soupape d'échappement	26 Valves de purge
6-6 <i>bis</i> Soupapes de sûreté	30 Relais-stop
7 Electro-valve	33 Electro-valves directes-rail sec-rail gras
8 Régulateur	34 Boîtes d'appel
9-13-13 <i>bis</i> -37 Clapets de retenue	35 Réfrigérants
10-10 <i>bis</i> Réservoirs principaux	36 Robinets de secours
11 Antigel	38 Réservoir des servitudes
12-12 A Détendeurs	40 Pupitres de commande
14 Robinets de purge	41 Doubles-valves
15-16-16 A Robinets d'isolement	42 Interrupteurs de commande pneumatique.
17 Robinets du conducteur, type JM n° 42 ou 59	

2° Freins automatiques à air comprimé, de service et de secours, avec distributeurs J.M.R. haute pression, modérables au serrage et desserrage.

a) Généralités.

Cet équipement comporte (Pl. IV à XI) :

— un compresseur,
— un *réservoir principal* relié par la conduite principale au robinet du mécanicien d'une part, au distributeur de frein JMR d'autre part, pour l'alimentation du *réservoir auxiliaire*,

— une conduite automatique reliée au distributeur JMR et au robinet.

Une baisse de pression dans la conduite automatique produite soit par le robinet du mécanicien, soit par l'ouverture d'un robinet de secours, provoque le fonctionnement du distributeur de frein JMR qui permet à l'air contenu dans le réservoir auxiliaire de pénétrer dans les cylindres de frein.

La conduite principale continue à alimenter pendant le freinage le réservoir auxiliaire.

Au desserrage, les cylindres de freins se vidangent par les orifices d'échappement des distributeurs.

Sur les autorails unifiés S. N. C. F. (150 CV, 300 CV, 600 CV, ABJ 4) et sur les rames TAR la conduite principale alimente la conduite automatique à 5 hpz par l'intermédiaire d'un robinet à glace et d'un détendeur.

Sur les autorails A 2001 et 2-2101 à 4 la conduite principale alimente par l'intermédiaire d'un détendeur une conduite d'alimentation constante; cette dernière est reliée au robinet pour l'alimentation de la conduite automatique.

Sur les autorails CL les deux dispositions précédentes sont combinées, le robinet sans détendeur étant relié aux trois conduites principale, d'alimentation constante et automatique.

Le freinage haute pression que permet l'alimentation inépuisable des cylindres de freins par les réservoirs auxiliaires à la *pression du réservoir principal* n'est pratiquement pas toujours utilisé; les dispositifs spéciaux des distributeurs JMR règlent en conséquence la pression maximum admise.

Sur les autorails dont les tares sont faibles, comparées aux charges utiles, le freinage à la charge est réalisé avec un distributeur JMR.R.

b) Particularités des autorails « Standard » A 3001 à 3502 (Pl. IV).

1° Le serrage maximum (4,5 hpz aux cylindres de frein) (1) est obtenu lorsque la dépression produite dans la conduite automatique atteint 2 hpz.

2° Le robinet (20) permet de laisser en service les servo-commandes de boîtes de vitesses et d'inverseur, en cas d'isolement du frein du bogie considéré.

3° Le robinet du conducteur type 53A n'est relié au réservoir principal que pour l'alimentation des sablières et non pour celle de la conduite automatique.

4° Dispositif d'alarme (Pl. IV).

Le dispositif d'alarme comporte :

- un relais d'alarme 23,
- une double valve 17,
- un électro-valve 18,
- des tirettes d'alarme placées dans les divers compartiments.

(1) 6,2 hpz à l'origine.

— *Relais d'alarme.*

Le relais d'alarme porte quatre plots de contact :

— un plot est relié aux robinets du mécanicien.

Ce contact est alimenté à la double condition que, dans le poste de conduite en service :

— l'interrupteur de verrouillage du pupitre soit en position « en service »,

— le robinet du mécanicien soit en position de desserrage,

— un plot est relié à l'électro-valve d'arrêt du moteur AV,

— un plot est relié à l'électro-valve d'arrêt du moteur AR,

— un plot est relié aux tirettes d'alarme et aux avertisseurs d'alarme.

Le piston du relais, portant une barrette de contact, est soumis à la pression d'air de la conduite générale. Tant que la pression dans la conduite générale est supérieure à 3 kg. environ le piston du relais est chassé dans sa partie haute, les plots de contact ne sont pas reliés entre eux.

Lorsque la pression dans la conduite générale devient inférieure à 3 kg. environ, le ressort d'appui du piston du relais est prépondérant, le piston est ramené dans sa partie basse, les quatre plots de contact sont reliés entre eux par la barrette de contact.

— *Double valve.*

Le petit piston de la double valve, constamment soumis à l'effet de l'air sortant du détenteur, permet le passage de cet air vers la conduite d'alimentation constante.

Le grand piston n'est soumis à l'effet de l'air de la conduite principale que lorsque l'électro-valve est excitée.

— *Electro-valve.*

L'électro-valve est alimentée :

— *Electriquement :*

— en cas de manœuvre d'une tirette d'alarme;

— en cas de fonctionnement du relais d'alarme par suite de dépression dans la conduite générale (lorsque le robinet du mécanicien est en position de desserrage).

— *Pneumatiquement :*

— par la conduite principale.

— *Fonctionnement.*

Lorsqu'une tirette d'alarme est actionnée :

— les avertisseurs d'alarme fonctionnent;

— l'électro-valve 18 est excitée;

— la pression d'air de la conduite principale s'exerce sur le grand piston de la double valve et déplace l'ensemble;

— la communication entre le détenteur et la conduite d'alimentation constante est interrompue; cette conduite est mise à l'atmosphère;

— la conduite générale se vidange également (à travers le robinet du mécanicien) et provoque le blocage du frein;

— dès que la pression dans la conduite générale devient inférieure à 3 kg. (le robinet du mécanicien étant en position de desserrage), le relais d'alarme se met en action et les électro-valves d'arrêt moteurs fonctionnent.

NOTA. — a) Lorsqu'une dépression est créée dans la conduite générale lors d'un freinage normal, l'action du ressort du relais d'alarme devient prépondérante, les contacts sont reliés entre eux.

Mais le relais n'étant plus alimenté électriquement quand le robinet du mécanicien est dans une position autre que celle de desserrage, les électro-valves d'arrêt moteur et les avertisseurs d'alarme ne fonctionnent pas.

b) Par contre, si une dépression est créée dans la conduite générale (ouverture d'un robinet de vigie, rupture d'un flexible sur l'une des conduites, etc., lorsque le robinet du mécanicien est à la position de desserrage, le fonctionnement du relais d'alarme provoque :

- l'arrêt des moteurs,
- le fonctionnement des avertisseurs d'alarme,
- l'excitation de l'électro-valve d'alarme par le fil 38 branché entre les avertisseurs et cette électro-valve, ce qui a pour effet de faire fonctionner la double valve et d'activer la dépression par la mise à l'atmosphère de la conduite d'alimentation constante.

c) La manœuvre d'ouverture d'un robinet de vigie N° 27 provoque une dépression dans la conduite générale et le fonctionnement normal du frein.

Si le robinet du mécanicien est resté en position de desserrage et, si la dépression est assez forte, elle entraîne également le fonctionnement du relais d'alarme comme indiqué précédemment au 2° — du NOTA.

5° Utilisation du frein.

En service normal.

Les motrices standard peuvent circuler seules, jumelées ou avec remorques spécialisées (1).

Les remorques standard comportent :

- une conduite d'alimentation constante,
- une conduite générale.

Ces deux conduites sont accouplées aux conduites correspondantes de l'autorail et alimentées par elles;

Les distributeurs JMR d'origine sans boîte à ressort (*figure 57*) ont été conservés.

Cas spéciaux de circulation.

Premier cas. — Frein de l'autorail isolé, frein conservé sur les remorques.

Conservé l'accouplement des conduites générale et d'alimentation constante.

Après vidange de la conduite générale par le robinet du conducteur, fermer les robinets 20 et 28 A d'arrivée d'air des conduites principale et générale au distributeur de chaque bogie de l'automotrice. Vidanger les réservoirs auxiliaires au moyen des valves de purges 25.

Le freinage de dérive de la motrice est assuré par le frein à main qui doit être gardé.

Deuxième cas. — Motrice remorquée en dépannage par une locomotive avec ou sans véhicules de remorque à la suite.

Avec véhicules de remorque, le freinage peut être conservé sur ces véhicules en se servant de la conduite générale de la motrice comme conduite blanche; les deux bogies de la motrice sont isolés comme indiqué plus haut.

S'il s'agit d'une motrice seule, le frein n'est pas accouplé, le frein à vis est gardé.

Nomenclature (Pl. IV)

1 Compresseur A. 800	17 Double-valve
2 Filtres d'aspiration	18 Electro-valve
3 Conduite de refoulement	19 Conduite à pression constante
4 Serpentins (refroidissement)	20 Robinets d'isolement
5 Déshuileurs	22 Conduite générale
6-7 Clapets de retenue	23 Relais d'alarme
8 Réservoirs principaux	24 Cylindres de frein
9 Régulateur	25 Valves de purge
10 Soupape d'échappement	27 Robinets de vigie
11 Soupape de sûreté	28-28 A Robinets d'isolement
12 Conduite principale	32 Flexibles
13 Robinets du conducteur 53 A	33 Boyaux d'accouplement
14 Réservoirs auxiliaires	34 Robinets d'arrêt
15 Distributeurs JMR. C	35 Robinets de purge
16 Détendeur	36 Attrape-poussières

(1) Elles pourraient remorquer des véhicules du parc équipés du frein automatique voyageurs (voitures à voyageurs, wagons GV ou PV étoilés), mais dans ce cas le conducteur ne doit pas faire usage de la modérabilité au desserrage permise par le robinet et le distributeur JMRC de la motrice. Le nombre de véhicules remorqués est de 4 au maximum pour un poids total de 60 tonnes.

c) **Particularités des motrices Franco-Belge F1000 et 1100** (Pl. V).

Ces rames possèdent un frein oléo-pneumatique Jourdain-Monneret-Lockheed.

L'alimentation des freins est assurée sur chacune des deux motrices de la rame par un compresseur du type A 800 entraîné par courroies et mû par un moteur électrique. L'utili-

ELECTRO-VALVE AUTOMATIQUE D'HOMME-MORT

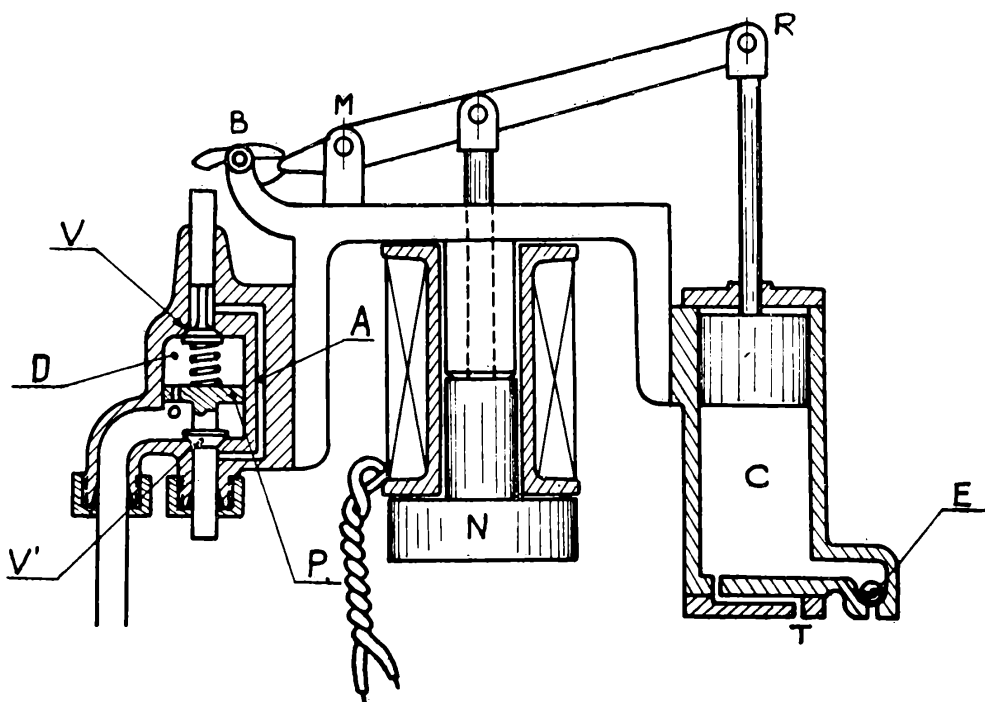


FIG. 191

sation du compresseur A 800 est de date récente, il remplacera dans l'avenir les compresseurs Wittig et Wéber 2 L 86 encore en service.

La remorque de la rame doit être dotée d'un compresseur A 800 placé sur un des bogies et mis en mouvement par l'essieu à l'aide de courroies.

Le compresseur de la remorque alimente l'installation pendant la marche de la rame, celui des motrices pendant les stationnements ou ralentissements prolongés.

La régulation d'air comprend :

a) pour le compresseur des motrices, un régulateur électro-pneumatique agissant sur le contacteur du moteur électrique du compresseur;

b) pour le compresseur de la remorque, un régulateur pneumatique RI agissant sur une soupape d'échappement à diaphragme.

La régulation électrique des motrices peut être coupée et le contacteur du compresseur excité par commande séparée, à l'aide d'un interrupteur.

La conduite principale alimente le robinet JM 53 B des motrices détendant à 5 kg la pression d'alimentation en position « déblocage » et approvisionnant à cette valeur la conduite générale de la rame. Un robinet d'isolement placé sur la C. G. immédiatement après le robinet 53 B isole ce dernier sur la motrice de queue.

La conduite générale commande le distributeur J. M., type F. B. de chacun des trois véhicules. Le distributeur, lors d'une dépression de la conduite générale, provoque le freinage par admission de l'air du réservoir auxiliaire dans un maître cylindre double dont les pistons opposés commandent chacun une pompe hydraulique alimentant les cylindres de roue de deux essieux (*fig. 118*).

Alarme. — Sur la conduite générale est branché l'électro-valve « d'homme mort ». L'électro-valve excité met la conduite générale à l'atmosphère. Le circuit d'alarme est alimenté électriquement, soit par les tirettes d'alarme, soit par le contact « d'homme mort » du manipulateur de marche (position relevée de la poignée) (*fig. 191*).

Cette alimentation du circuit d'alarme coupe l'excitation de l'électro-valve; le noyau N en tombant fait basculer le levier MR dont le mouvement est ralenti par la compression de l'air dans le cylindre C qui ne peut s'échapper que par le trou calibré T. Le levier MR, par l'intermédiaire du doigt B ouvre le petit clapet V qui met la conduite automatique à l'atmosphère par le trou calibré O du piston P et le canal A. En même temps, la dépression produite dans la chambre D soulève le piston P qui met également la conduite automatique à l'atmosphère par le clapet V' de plus grande section que V. Le réarmement du dispositif est rapide, le mouvement du levier MR n'étant plus ralenti par le remplissage du cylindre C qui s'opère par le clapet à bille E de grande section.

Frein électro-magnétique.

Le schéma de montage est représenté *figure 192* en ce qui concerne une motrice. Il se prolonge donc par un schéma identique sur l'autre motrice de la rame, les liaisons 29 et 30 entre les deux motrices étant établies par la remorque intercalaire non munie du frein magnétique.

Le freinage électro-magnétique n'est mis en action par la manœuvre du robinet du conducteur que lorsque la poignée atteint la position « serrage d'urgence » repérée (a) sur le schéma. La fermeture du circuit de commande [(+) — (110) — (30) — (bobine du relais du contacteur) — (—)] ferme d'une part le circuit d'alimentation des patins et d'autre part un circuit d'auto-collage [(+) — (110) — (29) — (30) — (bobine du relais) — (—)]. Ce second circuit a pour effet de maintenir le frein électro-magnétique en action pour les positions de la poignée du robinet correspondant aux « serrages de service » repérées (b) à (4), lors de la manœuvre inverse en vue du desserrage.

Par suite de la faible tension dont on dispose, les quatre patins de chaque motrice sont montés en parallèle.

Le circuit de commande peut aussi être alimenté par un interrupteur indépendant placé sur le pupitre du poste.

Le circuit d'alimentation des patins alimente simultanément les électro-valves d'échappement des cylindres de relevage suivant le schéma de principe représenté *figure 117*. Les patins descendent sur leurs ressorts de suspension à environ 15 mm du rail où l'attraction magnétique les fait appliquer.

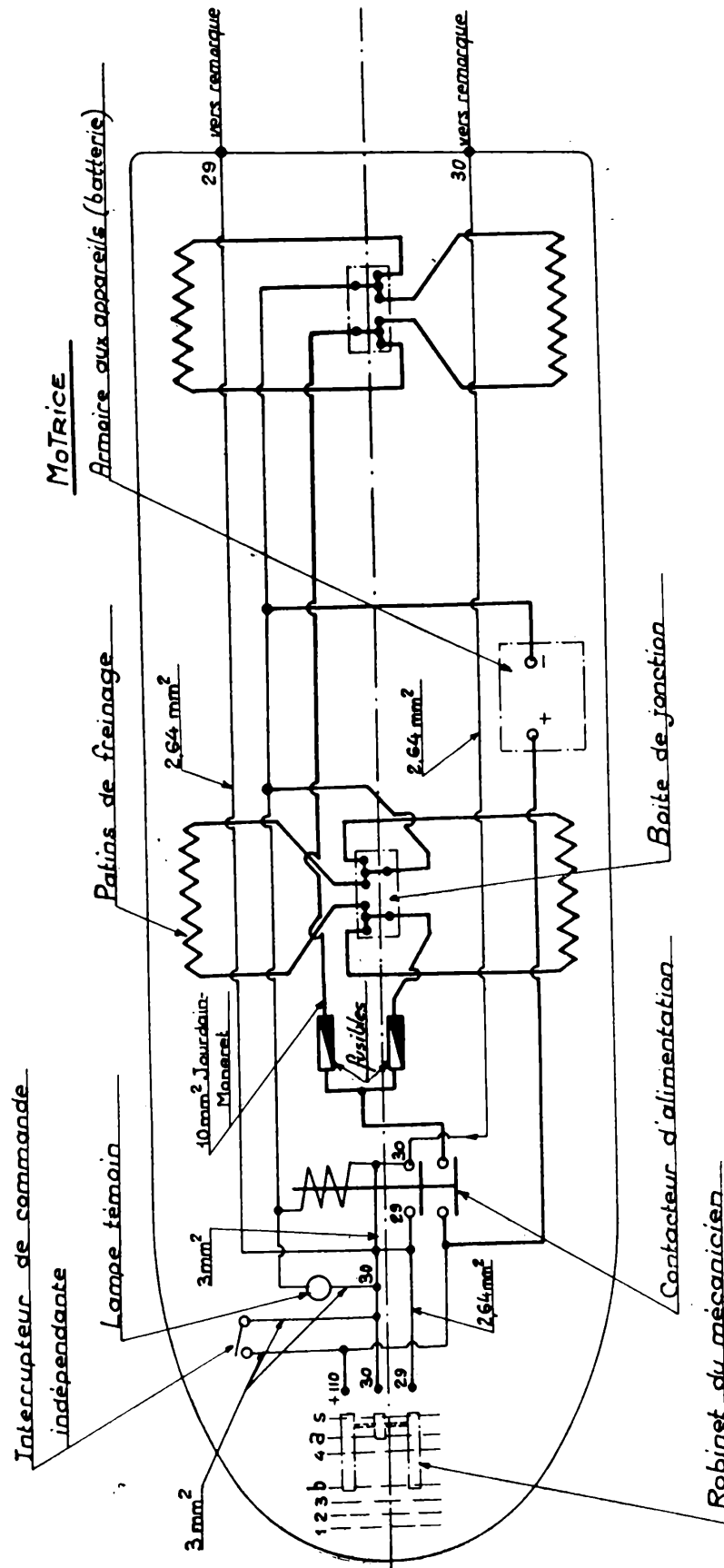
Les patins sont du type tétrapolaire, articulés. Ils sont normalement suspendus entre les roues de bogie à une hauteur de 50 à 60 mm au-dessus du rail à l'aide de cylindres pneumatiques de relevage (*fig. 112*).

Nomenclature (Pl. V)

- | | |
|-----------------------|-------------------------|
| 1 Filtre d'aspiration | 4-15 Clapet de retenue |
| 2 Compresseur | 5 Réservoirs principaux |
| 3 Déshuileur | 6 Soupape de sûreté |

FREIN ELECTROMAGNETIQUE

Schéma de principe



2.64 mm^2 isolement 1200Ω
 3 mm^2 isolement 600Ω

FIG. 192

Nomenclature (Pl. V) (suite)

7 Poche de vidange	14 Relais rails gras-rails secs
8 Robinet de conducteur, type 53 B	16 Maître cylindre Lockheed combiné
9 Valve de retenue alimentant la conduite des servitudes	17 Régulateur électro-pneumatique
10 Electro-valve automatique d'homme-mort	18 Accélérateur de dépression
11 Distributeur FB	19 Robinets d'isolement
12 Poche de désenrayage	20 Robinet à 3 voies
13 Réservoir auxiliaire	21 Robinet de secours
	22 Réservoir des servitudes

d) Particularités des autorails CL (Pl. VI).

Les particularités suivantes concernent l'utilisation du frein.
L'autorail Corpet-Louvet circule seul ou avec des véhicules de remorque.

a) Frein automatique.

Le distributeur JMR haute pression permet lorsqu'on vide progressivement la conduite automatique, l'alimentation du cylindre de frein de l'autorail à une pression croissant progressivement jusqu'à 6,5 hpz. Si l'autorail circule isolément, cette pression peut être réduite progressivement avec la vitesse grâce à la modérabilité au desserrage permise par le distributeur. Si l'autorail remorque des véhicules du parc, qui sont donc équipés de triples-valves, il n'est pas recommandé, de faire usage de cette modérabilité car suivant la sensibilité des triples-valves et le taux de réalimentation de la conduite automatique les véhicules remorqués débloqueront ou resteront serrés avec la même force d'où réactions des attelages. Dans ce cas et pour les arrêts de service normaux une dépression maximum de 1,5 hpz dans la conduite automatique est donc suffisante.

b) Frein d'alarme.

Lorsque le signal d'alarme est tiré, un dispositif spécial commande l'arrêt des moteurs et l'action des freins par l'excitation de l'électro-valve qui met à l'atmosphère la conduite de frein automatique.

Un klaxon d'alarme, placé dans chaque poste de conduite, avertit le conducteur; si le signal d'alarme est tiré d'un véhicule remorqué, il se produit seulement une baisse de pression à la conduite de frein automatique.

Le conducteur doit alors ramener à zéro le contrôleur de vitesse A - 07 et provoquer l'arrêt d'urgence.

Remarque :

Le ressort du corps inférieur du distributeur étant réglé pour que la mise en action du frein se déclenche à une pression inférieure ou égale à 4,8 hpz dans la conduite automatique, le détenteur 9 doit être réglé à 5 hpz minimum; sinon toute réduction de la pression normale de régime au-dessous de cette valeur risque de troubler par des blocages le fonctionnement du frein.

c) Cas exceptionnels de circulation.

Premier cas : Frein de l'autorail isolé, frein conservé sur les véhicules remorqués.

1° Fermer les clés d'arrivée d'air au distributeur des conduites principale et automatique.

2° Vidanger le réservoir auxiliaire au moyen de la valve de purge ou du robinet de vidange.

Deuxième cas : Autorail remorqué, frein conservé.

La conduite générale est accouplée.

Fermer la clé d'arrivée d'air de la conduite principale au distributeur.

Ouvrir le robinet (r) (fig. 58) (voir chap. IV § D 1° c).

En marche, les freins étant desserrés :

Le réservoir auxiliaire n'est plus alimenté qu'à 5 hpz par la conduite générale et le clapet 33 du distributeur (fig. 57).

Lors d'un serrage, le réservoir auxiliaire n'est plus alimenté et l'air qu'il contient est envoyé aux cylindres à frein comme avec une triple-valve.

Nomenclature (C. L.) (Pl. VI)

1 Filtre d'aspiration	9 Détendeur
2 Groupe moto-compresseur A. 1200	10 Filtre
3 Déshuileur	11 Distributeur J.M. R. 5 avec boîte à ressort
5 Soupape de sûreté (9 hpz)	12 Poche de vidange
6 Clapet de retenue	13 Réservoirs auxiliaires de 90 l
7 Réservoirs principaux de 100 l	14 Cylindre de frein de 1,5"
8 Régulateur électropneumatique (7,5/8 hpz)	15 Robinet du mécanicien n° 59

Nomenclature (Pl. VII)

1 Compresseur MPP 400 sur A 2001 et 2	19 Détendeur à tiroir
1 Compresseur A 800 sur A 2101 à 4	20 Réservoir des servitudes
2 Antigel	21 Valve régulatrice de prise d'air
3 Filtre d'aspiration	24 Hydropompe bogie-moteur (démultiplication 2)
4 Réfrigérant, type C	24 Hydropompe bogie-porteur (démultiplication 1,5/1)
5 Déshuileur	25 Distributeurs JMR. R
6 Clapet de retenue	26 Valves de purge
7 Soupape de sûreté	27 Réservoirs auxiliaires 25 litres
8 Filtre d'équerre	29 Cylindres de frein hydrauliques 95 × 35 avec rattrapage jeu automatique
9 Soupape d'échappement	31-32-39 Flexibles
10 Régulateur, type T	35 Robinets d'isolement avec diaphragme de 1 mm.
11 Attrape-poussières	36 Demi-accouplements.
12 Réservoir principal	37-38 Robinets d'arrêt.
13 Robinets JM n° 62	
14-15 Manomètres	
16-18 Robinets de secours	
17 Robinets d'isolement	

Nomenclature (Pl. VIII)

1 Protecteur d'aspiration	12 Valve double de commande des sablières au pied
2 Antigel	13 Valve double de commande des avertisseurs
3 Compresseur A 400 ⁴	14 Robinets d'isolement de 1/2 pouce (1)
4 Soupape de sûreté	15 — — de 1/4 pouce
5 Radiateur, type C en Cu-Al	16 Robinets de secours
6 Déshuileur centrifuge	17 Réservoir auxiliaire de 50 litres
7 Robinet de purge	18 Robinet d'isolement et de purge
8 Régulateur RSC 33 fixé sur le R. P.	19 Distributeur JMR. R avec relais (<i>fig. 60 et 61</i>)
9 Réservoir principal de 90 litres	20 Cylindre de frein double, type léger 203 × 90.
10 Robinet du mécanicien J. M. n° 62	
11 Soupape d'alimentation, type C 6 A	

Nomenclature (Pl. IX à XI)

1 Protecteur d'aspiration	21 Robinets de secours
2 Compresseurs	23 Soupape d'échappement
3 Déshuileur	24-24 bis Cylindres de frein
4 Clapets de retenue	25 Valves de purge
5 Réservoirs principaux	26 Détendeur
6 Soupape de sûreté	28 Electro-valve JM 14 directe
8 Robinets du conducteur	29 Antigel
11 Distributeur JMR.	30 Attrape-poussières
13 Réservoirs auxiliaires	31 Diaphragme 1 mm
15 Radiateur, type C	32 Flexibles
17 Régulateur	35 Robinets de purge
19 Robinets d'isolement	38 Sablières.

(1) L'isolement du régulateur est obtenu en mettant à l'atmosphère la chambre *y* (voir *fig. 12*, chapitre II). L'excédent du débit du compresseur s'échappe à la fois par la soupape de sûreté et le robinet 14 (chambre A, canal intérieur à l'ensemble pneumatique B et clapet D). Lorsque le régulateur est isolé, la soupape de sûreté (4) limite la pression au réservoir principal.

B. - FREINS DIRECTS

Le frein direct le plus simple comporte :

- un compresseur,
- un réservoir principal relié par la conduite principale au robinet du conducteur, soit directement, soit par un détendeur abaissant la pression,
- une conduite d'application du frein direct reliant le robinet directement au cylindre de frein ou à un relais.

La manœuvre du robinet permet, lors d'un serrage, l'envoi direct de l'air de la conduite principale au cylindre de frein ou au relais par la conduite d'application et, lors du desserrage, l'évacuation à l'atmosphère par le relais ou le robinet.

Le frein direct est modérable au serrage et au desserrage.

Au *frein direct de service* est toujours combiné un *frein automatique de secours* qui permet en outre de prendre en remorque avec la sécurité caractéristique de ce frein un véhicule du parc équipé du frein Westinghouse. Le frein direct est commandé par le robinet du conducteur, le frein automatique par l'ouverture d'un robinet d'urgence.

1° Freins à air comprimé directs de service et automatiques de secours avec distributeurs J.M.D.

a) Généralités.

Sur les trois équipements suivants (Pl. XII à XIV) c'est la conduite automatique du frein de secours qui alimente les réservoirs auxiliaires par les distributeurs JMD. Cette conduite automatique est alimentée par le réservoir principal à travers un orifice calibré; il règne donc constamment la même pression dans les deux conduites.

La commande comporte un robinet de frein direct. Le distributeur JMD joue à la fois le rôle de relais de frein direct et de triple valve pour le frein automatique.

b) Particularités des autorails AEK n° R 7001 et 7011 à 24 (Pl. XII).

Le réservoir principal alimente :

- la conduite de frein automatique à travers l'orifice calibré de la poche de vidange 18; cette conduite alimente à son tour :
- le réservoir auxiliaire de 25 litres (13) à travers le clapet de retenue spécial avec trou de 1 mm (14) et la conduite d'alimentation constante.

La pression dans les conduites automatique et d'alimentation constante est celle de la conduite principale.

Par la manœuvre du robinet type JMD N° 47 pour frein direct, l'air du réservoir 13 est admis dans la conduite d'application. Ce réservoir tampon a été ajouté pour ne pas créer de dépression sensible sur la conduite automatique.

Sur la conduite d'application du frein direct est placé, outre le robinet R₁ d'isolement du pupitre, un robinet d'isolement R₂ permettant d'isoler le frein tout en conservant la faculté d'agir sur la commande des gaz, donc de pouvoir commander le moteur.

La dépression dans la conduite automatique dans le cas d'emploi du frein de secours peut s'effectuer rapidement, du fait que l'alimentation de cette conduite est diaphragmée

et que, lors de la dépression, la pression régnant dans le réservoir tampon vient appliquer le clapet de retenue 14 sur son siège et isoler ainsi les conduites automatique et d'alimentation constante. Il est donc nécessaire de s'assurer, en cas de fonctionnement défectueux du frein automatique, que ce clapet est bien étanche.

La pression maximum aux cylindres de frein est limitée par la partie inférieure du distributeur JMD.E. (1 hpz).

Les freins automatique et direct sont couplables sur tous les autorails Renault AEK ayant leur conduites sorties.

Pour ce couplage, il suffit au conducteur de l'autorail placé en deuxième position (sens de la marche) de placer le robinet R, situé sur le côté du pupitre en position « isolement ».

Ce conducteur peut, en cas d'urgence, ouvrir le robinet de secours.

c) Particularités des autorails ABJ n° R 3000 (Pl. XIV).

Les sabots des autorails R 3401 à 4 et 3501 à 16 sont du type NR.

Le dispositif à soupapes réglables (repère 24) limite la pression dans la conduite d'application aux valeurs suivantes :

Bogie moteur	{	rail sec	3,3 hpz
		rail gras	2,4 hpz
Bogie porteur	{	rail sec	2,2 hpz
		rail gras	1,6 hpz

Sur les ABJ R 3401 à 4, les quatre cylindres extérieurs sont munis d'une valve de déblocage accélératrice d'échappement (fig. 193) placée à l'arrivée de l'air au cylindre de frein. Cette valve se compose d'une pastille en caoutchouc qui, au freinage, vient obturer l'orifice d'échappement A et, au déblocage, l'orifice d'admission B.

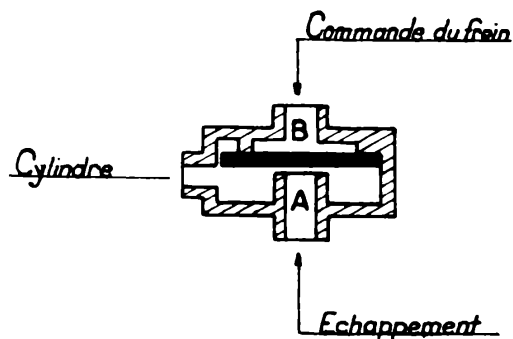


FIG. 193

La timonerie des autorails R 3405 à 20 et R 3300 est réduite aux cylindres et sabots intérieurs aux roues. Les sabots sont du type U5. La pression maximum dans la conduite d'application est de 5 hpz.

En freinage automatique, la pression aux cylindres de frein a été limitée sur les R 3501 à 16 par l'emploi d'un distributeur JMD.R aux valeurs suivantes :

Bogie moteur	2,4 hpz
Bogie porteur	1,6 hpz

Le manomètre de frein direct a sa conduite piquée soit sur la conduite d'application (R 3300 et R 3400), soit directement sur les cylindres de frein (R 3501 à 16) (tracé en traits mixtes, Pl. XIV).

Les freins direct et automatique peuvent être couplés dans les cas suivants :

a) *en couplage*. R 3401 à 20 — R 3501 à 16 et R 3300 couplables entre eux. R 3400 couplables avec les R 3300.

b) *en jumelage*. Le conducteur de tête a la commande du freinage par l'isolement du frein sur le deuxième autorail obtenu en fermant le robinet R, placé sous le robinet d'isolement du pupitre. Le conducteur du deuxième autorail conserve la commande du moteur et peut, en cas de défaillance ou d'incident, provoquer l'arrêt par la manœuvre du robinet de secours (1).

(1) Une dépression minimum de 2 hpz est nécessaire, le distributeur JMD ne commençant pratiquement à admettre l'air au cylindre que si la dépression atteint rapidement 1,5 hpz environ.

Nomenclature (Pl. XII-XIII-XIV)

1	14
2	15
3	16
4	17
5	18
6	19
8	21
7-11	21 bis
9	22
10	23
12	24
12 bis	26
13	27
13 bis	28
	29

2° Frein à air comprimé semi-direct et automatique avec distributeur J.M.D. (variante du frein décrit § 1°).

Cet équipement de certains autorails Renault VH (Pl. XIV bis) permet :

- de freiner l'autorail au frein direct modérable,
- de freiner au frein automatique une remorque attelée et pourvue des organes du frein automatique.

Les arrêts normaux sont effectués au frein direct modérable agissant seulement sur l'autorail.

La conduite principale (et non plus la conduite automatique) alimente directement le distributeur JMD (14) et le RA (15); elle joue en outre le rôle de conduite de frein automatique sur l'autorail seul.

La conduite principale alimente par un détendeur à 5 hpz (10) un réservoir spécial (8 bis) et une conduite d'alimentation constante (dite encore des robinets) qui alimente à son tour par le robinet du conducteur la conduite de frein automatique de la remorque et la conduite d'application du frein direct de l'autorail. Le robinet est du type 14 W ou 38 JM (fig. 38).

Nomenclature (Pl. XIV bis)

1	11
2	12
3	13
4	14
5	15
6	16
7	17
8	19
9	20
10	21

3^o Freins à air comprimé directs de service et automatiques de secours avec double-valve et triple-valve.

a) Généralités.

Dans cette combinaison du frein direct et du frein automatique, l'indépendance d'action des deux systèmes de frein est obtenue grâce à l'emploi d'une double valve d'arrêt (*fig. 74*), le même cylindre étant utilisé.

Le frein automatique de secours est commandé par l'ouverture d'un robinet d'urgence et met en jeu soit les triple-valves Westinghouse, soit les valves d'urgence.

La conduite automatique est alimentée par la conduite principale, généralement à travers un détendeur, soit encore à travers une valve de sécurité (Michelines) (la même pression règne alors dans les deux conduites). On évite le remplissage rapide de la conduite automatique par le réservoir principal pendant l'ouverture d'un robinet de secours, soit en faisant suivre le détendeur d'un diaphragme calibré, soit en faisant suivre le détendeur d'une valve d'urgence dont l'utilisation habituelle est modifiée pour la circonstance (Pl. XXI), soit en faisant précéder le détendeur d'une valve de sécurité (Pl. XXII).

b) Particularités des autorails « Bugatti » (Pl. XV à XVIII).

L'alimentation en air est assurée :

— par un compresseur principal MPP 100 sur les B 3000, MPP 200 sur les B1 à 3 et B 1001 à 8 (deux MPP 200 sur les B 101 et 2) entraîné à l'aide de courroies trapézoïdales et d'une poulie calée soit sur l'arbre de transmission, soit en bout d'un moteur,

— par un compresseur auxiliaire MPP 100 entraîné à l'aide de courroies trapézoïdales par un moteur électrique spécial. Le bouton poussoir de commande est placé à droite du pylône de frein à main, sur le tableau de bord.

La réfrigération est obtenue par la forme en serpentin donnée au tuyau de refoulement. Un déshuileur est intercalé entre les deux clapets de retenue et le réservoir principal.

La régulation d'air est réalisée :

— soit uniquement à l'aide d'une soupape de sûreté, réglée à 8,5 hpz et branchée en dérivation sur la conduite reliant le réservoir principal au robinet du mécanicien (sur les B 101 et 2, B 203 à 5, B 1001 à 8, B 3100 et B 4000).

— soit par un régulateur type T réglé à 6,5-8 hpz et un interrupteur d'aspiration ou une soupape d'échappement (sur les B 1 à 3 et B 3001 à 20). Cette régulation ne peut être isolée mais est complétée par une soupape de sûreté.

Le ou les réservoirs principaux alimentent :

— par l'intermédiaire du robinet du mécanicien N° 9 *bis* (à droite) la conduite d'application du frein direct;

— par l'intermédiaire d'un détendeur type C 6 A la conduite de frein automatique;

— sur les autorails B 1 à 3, B 101 et 2 et B 203 à 5 les valves d'application;

— la valve double de commande des sablières;

— les avertisseurs à air;

— l'appareil enregistreur des signaux.

a) Frein direct.

Par la manœuvre du robinet N° 9 *bis* en position serrage, le cylindre de frein est alimenté :

— soit par l'air de la conduite d'application du frein direct venant du robinet et passant par une double valve de séparation des freins direct et automatique,

— soit par l'air de la conduite principale et l'intermédiaire d'une valve d'application type B, qu'excite l'air envoyé du robinet dans la conduite de frein direct, puis d'une double

valve de séparation des freins. Cette disposition de frein direct à relais existe sur les autorails à caisse double ou triple B1 à 3, B 101 et 2 et B 203 à 5.

La pression admise au cylindre de frein n'est pas limitée par un détendeur.

b) Frein automatique.

La conduite automatique est alimentée par un détendeur C 6A réglé à 5 hpz suivi d'un trou diaphragmé ($\varnothing = 2$ mm). Elle peut être vidangée (freinage de secours ou d'alarme) par l'ouverture du robinet d'urgence du conducteur ou d'un robinet de secours à disposition des voyageurs (1/2 pouce).

La triple valve ordinaire de 63 mm qui peut être isolée sur certains autorails alimente un réservoir auxiliaire de 11 litres.

Une valve de purge est montée, soit sur le fond de cylindre, soit entre la double valve d'arrêt et le cylindre.

Nomenclature (Pl. XV)

1 Compresseur à commande électrique MPP 100	16 Orifice diaphragmé de 2 mm dans raccord AFY
2 Compresseur sur transmission MPP 200	17 Soupape de sûreté
3 Protecteurs d'aspiration	18 Valves de purge
4 Clapets de retenue	19 Robinet du conducteur n° 9 bis
5 Réservoir principal motrice 140 l	20 Manomètre double
6 — — — — — remorque 115 l	21 — — — — — simple C Automatique
7 Déshuileur	22 Robinet d'isolement 1/2 pouce
8 Poche de vidange	23 Robinet de secours du conducteur
9 Valves d'application	24 Valve double de commande des sablières
10 Triples-valves ordinaires de 63	25 Robinet de secours des voyageurs
11 Réservoirs auxiliaires de 11 litres	26 Robinets d'isolement 1/4 de pouce
12 Doubles-valves d'arrêt de 40 sans tiroir	27-28 Flexibles
13 Détendeur, type C 6 A	29 Robinet de secours de vigie
14 Cylindre de frein de la motrice	30 Sablières, type SA
15 Robinets d'isolement 1/4 pouce	31 Cylindre de frein des remorques

Nomenclature (Pl. XVI)

1 Compresseur à commande électrique MPP 100	15 Robinet du conducteur n° 9 bis
2 Compresseur sur transmission MPP 200	16 Manomètre double
3 Interrupteur d'aspiration	17 — — — — — simple C. Automatique
4 Clapets de retenue	18 Valve double de commande des sablières
5 Réservoirs principaux (180 l sur motrice et 130 l sur remorques)	19 Robinet de secours du conducteur
6 Déshuileur	20 — — — — — de vigie
7 Valves d'application	21 — — — — — des voyageurs
8 Triple-valves ordinaires de 63	22 Robinet d'isolement 1/2 pouce
9 Réservoirs auxiliaires de 11 litres	23 Cylindre de frein de la remorque
10 Double-valve d'arrêt de 40 sans tiroir	24 Sablières, type SA
11 Détendeur, type C 6 A	25-30 Flexibles
12 Cylindre de frein sur motrice	26 Orifice diaphragmé de 2 mm dans raccord AFY
13 Valves de purge	29 Robinets d'isolement 1/4 pouce
14 Soupape de sûreté	31 Régulateur d'air, type T

Nomenclature (Pl. XVII)

1 Compresseur à commande électrique MPP 100	15 Manomètre double
2 Compresseur sur transmission MPP 200	16 — — — — — simple C. Automatique
3 Protecteurs d'aspiration	17 Valve double de commande des sablières
4 Clapets de retenue	18 Robinet d'isolement 1/2 pouce
5 Réservoir principal de 180 litres	19 Robinet de secours du conducteur
6 Déshuileur	23 Orifice diaphragmé de 2 mm
7 Poche de vidange	24 Détendeur, type C 6 A
8 Réservoir auxiliaire de 11 litres	25 Robinet d'isolement 1/4 pouce
9 Triple-valve ordinaire de 63	26 Robinet de secours des voyageurs
10 Double-valve d'arrêt de 40 sans tiroir	27 Robinet d'arrêt de conduite automatique
11 Cylindre de frein	28-29-32 Demi-accouplements
12 Soupape de sûreté	30 Sablières, type SA
13 Valve de purge	33 Robinet d'arrêt de conduite principale.
14 Robinet du conducteur n° 9 bis	

Nomenclature (Pl. XVIII)

1 Compresseur à commande électrique MPP 100	15 Manomètre double
2 Compresseur sur transmission MPP 100	16 — simple C. Automatique
3 Protecteurs d'aspiration	17 Valve double de commande des sablières
4 Clapets de retenue	18 Robinet d'isolement 1/2 pouce
5 Réservoir principal de 110 litres	19 Robinet d'arrêt 1/2 pouce
6 Déshuileur	20 1/2 accouplements (raccord AFY. 33 × 15)
7 Réservoir auxiliaire de 11 litres	21 — — — — — (20 × 15)
8 Triple-valve ordinaire de 63	22 Sablières, type SA
9 Double-valve d'arrêt de 40 sans tiroir	23 Robinet de secours des voyageurs
10 Cylindre de frein	24 — — — — — du conducteur
11 Détendeur C 6 A	25 Orifice diaphragmé de 2 mm dans raccord AFY
12 Soupape de sûreté	26 Robinets d'isolement 1/4 pouce
13 Valve de purge	27 Régulateur d'air, type T
14 Robinet de conducteur n° 9 bis	28 Soupape d'échappement

c) Particularités des autorails « de Dietrich » D 1000 (Pl. XIX).

Les autorails de Dietrich D 1001 à 1210 possèdent :

1° Un frein direct de service, oléo-pneumatique Jourdain-Monneret-Lockeed, à tambours, agissant sur tous les essieux;

2° Un frein direct de secours oléo-pneumatique combiné avec le frein de service;

3° Un frein automatique de secours oléo-pneumatique combiné avec le frein direct de service.

La conduite principale alimente :

— le robinet 14 qui est à commande mécanique par pédale et transmission semi-rigide (*fig. 30*);

— la conduite automatique à travers un détendeur C 6 A (12) (pression de réglage 5,5 hpz) et un orifice diaphragmé (diamètre 2,5 mm);

— la conduite des servitudes.

La conduite automatique, sortie aux deux extrémités de l'autorail, alimente par une triple valve ordinaire (17) un réservoir auxiliaire (18) de 11 l. Cette conduite peut être vidée par l'ouverture du robinet de secours (15) placé dans chaque poste de conduite; l'air du RA se rend alors au cylindre à air (7) par la double valve d'arrêt ou de séparation des freins DV2.

La conduite de frein direct relie le robinet 14 :

— d'une part au cylindre à air (7) par les double valves d'arrêt DV1 et DV2. Le cylindre double à air (7) combiné avec pompe Lockheed est du type représenté *figure 122*;

— d'autre part à la conduite d'application de frein direct des autorails jumelés, le robinet A devant alors être fermé sur ces derniers engins.

Frein direct de secours.

Un branchement B relie directement la conduite principale à la double valve d'arrêt DV1 en court-circuitant le robinet (14). Sur ce branchement sont montés successivement :

— un robinet d'isolement R2;

— un détendeur C6A réglé à 3 hpz (*12 bis*);

— une électro-valve (16).

L'électro-valve est commandée par deux signaux d'alarme à la disposition des voyageurs ainsi que par deux boîtes à bouton placées chacune dans un poste de conduite.

Utilisation des freins.

a) En service courant.

Le frein direct est utilisé comme frein de service lorsque l'autorail circule seul ou en jumelage (sous réserve dans ce dernier cas de la fermeture du robinet A sur l'autorail en seconde position et du bon fonctionnement de la liaison électrique du code de jumelage).

En cas d'incident grave dans le deuxième autorail en marche en jumelage, le conducteur fait appel aux freins à l'aide du code de liaison et ouvre le robinet de secours du poste de conduite.

Le frein automatique est utilisé comme frein de secours.

Le frein direct de secours est utilisé pour obtenir un serrage relativement modérable, faible, prolongé et constant, ce que permettrait difficilement la commande mécanique par pédale, câbles et tringles à distance du robinet 14 (emploi dans les déclivités par exemple).

Le frein à main (voir *fig. 141*) est utilisé comme frein d'immobilisation car il n'agit que sur les deux essieux moteurs et son efficacité est plus faible (effort réduit sur les mâchoires). Son emploi peut suppléer cependant au frein à air en cas de rupture des flexibles Lockheed des essieux moteurs.

Le conducteur est averti de rupture ou fuite importante aux canalisations d'huile par un sifflet que la course à fond du piston du cylindre à air démasque (cette augmentation de la course étant la conséquence de la vidange du circuit d'huile).

b) *Pannes et remèdes.*

Le tableau suivant énumère plusieurs constatations et anomalies avec les remèdes à apporter, soit particuliers aux autorails de Dietrich 200 CV, soit généraux aux freins hydrauliques Lockheed.

Constatations faites	Causes des anomalies	Remèdes à apporter
I. — Le frein est incomplètement serré.	L'orifice de compensation du maître cylindre n'est pas démasqué. a) coupelle gonflée. b) La pédale ne revient pas à fond de course en arrière soit qu'elle frotte ou que le ressort de rappel soit détendu ou cassé.	a) Si un mauvais liquide ou de l'huile minérale a été employé, les coupelles de caoutchouc se gonflent et celle du maître cylindre ne démasque plus l'orifice de compensation. Vidanger, nettoyer les organes et les tuyauteries à l'alcool, changer les coupelles abîmées, mettre du liquide d'origine, faire la purge. b) Rendre libre le fonctionnement de la pédale, raccourcir ou changer le ressort de rappel.
II. — La pédale va au plancher, mais si elle est actionnée vivement plusieurs fois le freinage s'effectue mieux.	a) trop de jeu entre les mâchoires et les tambours. b) jeu excessif entre le poussoir du piston du maître cylindre et le piston qui fait qu'une partie de la course de la pédale est perdue avant que le serrage ne commence.	a) Régler les mâchoires de frein à l'aide des cliquets de rattrapage de jeu. b) Régler le poussoir pour avoir le jeu de sécurité normal. (voir <i>fig. 194</i>)
III. — La pédale va au plancher et le frein serre mal.	a) présence d'air dans les canalisations. b) niveau du liquide trop bas.	a) faire la purge dans les conditions indiquées. b) remplir le réservoir aux trois-quarts et faire la purge.
IV. — Fuites de liquide.	a) fuites aux raccords de la canalisation. b) fuites à un cylindre de roue. c) dues à une rupture de canalisation.	a) Resserrer les raccords qui fuient. b) pour éviter une perte importante de liquide qui nuirait au bon freinage le conducteur isolera la roue incriminée en vissant un bouchon d'isolement sur le raccord d'arrivée du liquide sur le cylindre de roue. c) si la rupture permet encore d'utiliser le freinage d'un bogie ou de trois essieux, aplatir la canalisation à l'endroit de la rupture, faire le plein de liquide, puis la purge.
V. — Les freins restent serrés	a) pas de jeu de sécurité. b) coupelles gonflées. c) mâchoires coincées sur leur axe.	a) régler les mâchoires de frein sont les cliquets restent coincés. b) procéder comme indiqué au paragraphe I a). c) isoler la garniture qui sera démontée et remise en état à la rentrée au dépôt.

Constatations faites	Causes des anomalies	Remèdes à apporter
VI. — Mauvais freinage.	d) le frein à main est mal réglé et les tambours des essieux moteurs restent serrés.	d) Les mâchoires sont actionnées soit par le système hydraulique, soit par le frein à main. Vérifier si la commande du frein à main, mal réglée, ne pousse pas les mâchoires contre les tambours. Dans ce cas relâcher la commande de frein à main pour libérer les mâchoires. Si la commande ne revient pas, vérifier qu'elle n'est pas grippée ou que rien ne gêne son retour.
	e) rupture de ressort de rappel de mâchoires.	e) vérifier que les morceaux de ressort ne coincent pas la mâchoire et ne risquent pas d'amener un chauffage exagéré de la garniture et du tambour. Au dépôt, visiter la garniture et remplacer les ressorts cassés.
	a) réglage défectueux des cliquets.	a) visite sommaire au premier arrêt qui le permet et si possible remise en place des cliquets déplacés.
	b) présence de matière grasse sur les garnitures.	b) anomalie qui se produit surtout aux essieux moteurs lorsque les carters du pont AR ne présentent pas une étanchéité convenable. Le conducteur ne peut intervenir; l'atelier essaiera de nettoyer la garniture ou la changera après avoir supprimé la cause de projection d'huile sur le tambour.
	c) jeu anormal dans les différentes articulations de la mâchoire de frein.	c) ce jeu ne permet pas à la garniture de s'appliquer avec la force voulue sur le tambour. Il convient de supprimer le jeu dans les articulations à la première rentrée au dépôt en remplaçant le support de mâchoire et la mâchoire.
	d) usure de la garniture.	d) le conducteur ne peut intervenir; l'atelier à la première immobilisation de l'atorail procédera au remplacement de la garniture.
	e) tambours rayés ou criqués.	e) cette anomalie ne peut être révélée qu'au démontage du tambour; lors du remplacement d'une garniture par exemple. Lorsque le tambour présente des rayures importantes, il convient de le réaléser, ce qui nécessite le démontage de l'essieu dans le cas de tambour en une seule pièce. Les criques transversales se rencontrent plus fréquemment dans les tambours en deux pièces; elles nuisent beaucoup au freinage et la garniture se trouve comme rabotée par ces criques, d'où une usure anormale. Le remplacement du tambour s'impose.
f) dérèglement du robinet à commande par pédale.	f) ce dérèglement peut provenir d'allongement du câble de commande ou de réglage défectueux du robinet. Le conducteur s'en aperçoit au manomètre de frein, la pression obtenue étant insuffisante. Il suffit de retendre le câble ou de faire sauter une dent à la chaîne sur le pignon du robinet.	

Nomenclature (Pl. XIX)

- 1 Compresseur HCTMO 2
- 2 Régulateur
- 3 Soupapes d'échappement
- 4 Clapets de retenue
- 5 Soupapes de sûreté

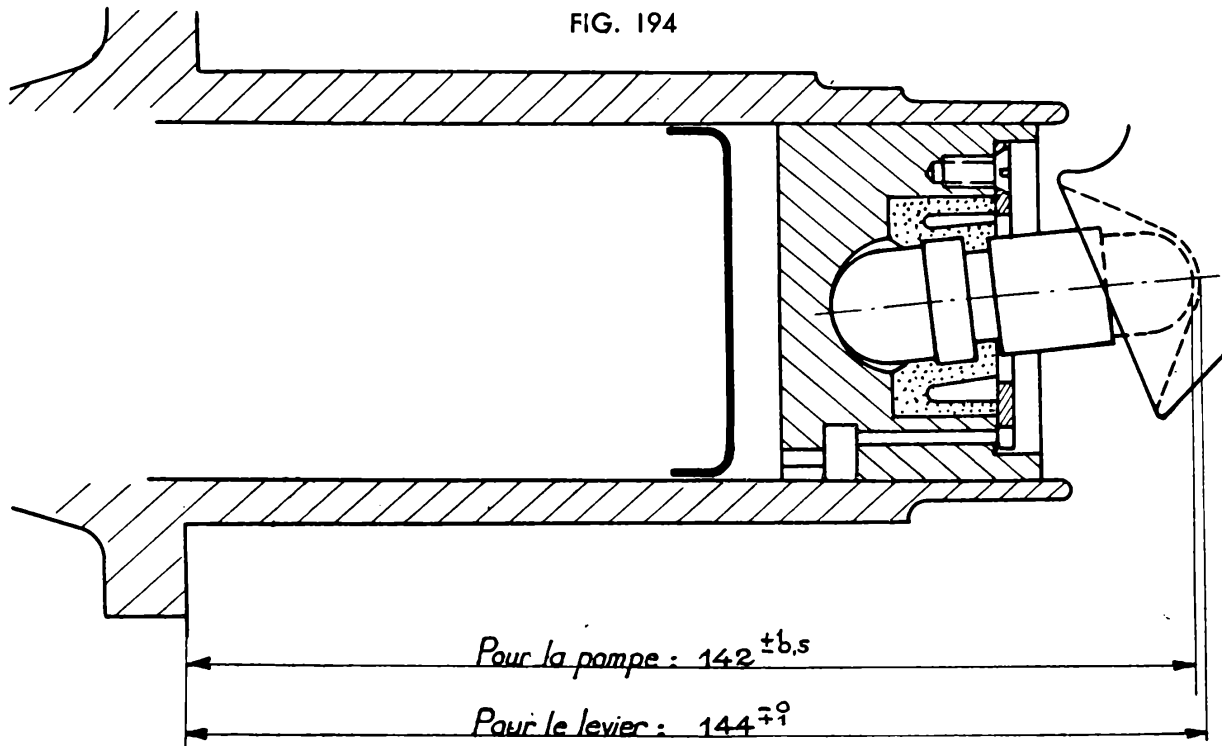
- 6 Réservoir principal de 150 l à 7 hpz
- 7 Cylindre double piston à air de 152 x 60 combiné avec pompe Lockheed
- 8 Cylindres de roues Lockheed
- 9 Aspirateurs

Nomenclature (Pl. XIX) (suite)

10 Déshuileurs	15 Robinets de secours
11 Déshydrateurs	16 Electro-valves
12 et 12 bis Détendeurs C 6 A	17 Triple-valve ordinaire
13 Valve de purge	18 Réservoir auxiliaire
14 Robinet de manœuvre	R ₁ Robinet de mise hors circuit de la régulation.

d) Particularités des autorails « de Dietrich » D 2000 et 3000 (Pl. XX).

La conduite d'application du frein direct, sortie à chaque extrémité de l'autorail, relie les robinets type WS de chaque poste entre eux et avec les valves-relais type E (21). Le robinet



WS peut être isolé en cas de mauvais fonctionnement par la fermeture du robinet R1 et en cas de jumelage par la fermeture du robinet R2.

La conduite automatique, sortie à chaque extrémité de l'autorail, alimente par deux triple valves (18) les réservoirs auxiliaires de 15 litres (22). Le frein automatique peut être mis en action par l'ouverture du robinet de secours dans chaque poste de conduite ou par les signaux d'alarme mis à la disposition des voyageurs qui commandent électriquement une électro-valve d'alarme (23) admettant l'air au cylindre de commande (24) du robinet d'alarme (25) et d'isolement de la valve de débrayage (26).

Nomenclature (Pl. XX)

1 Protecteurs d'aspiration	6 Soupapes d'échappement
2 Compresseurs MPP 200	7 Clapets de retenue
3 Soupapes de sûreté	8 Réservoirs tampons (6 litres)
4 Réfrigérants	9 Réservoirs principaux (150 litres)
5 Déshuileurs centrifuges	10 Attrape-poussières

Nomenclature (Pl. XX) (suite)

11 Régulateur, type T	21 Valves-relais, type E
12 Robinet du mécanicien, type WS	R, R, Robinets d'isolement
13 Détendeurs, type C 6 A	22 Réservoirs auxiliaires de 15 litres
14 Réservoir des avertisseurs (30 litres)	23 Electro-valve d'alarme
15 Valve de retenue régulatrice de prise d'air	24 Cylindre de commande du robinet d'alarme et du robinet d'isolement de la valve de débrayage
16 Réservoir des servitudes (125 litres)	25 Robinet d'alarme
17 Cylindres de frein (8")	26 Robinet d'isolement de la valve de débrayage
18 Triple-valve ordinaire (2,5")	27 Sifflet d'alarme
19 Doubles-valves d'arrêt de séparation des freins	
20 Valves de purge	

e) Particularités des autorails « Decauville » DC 1101 et 2 (Pl. XXI).

La conduite principale alimente :

— par l'intermédiaire des robinets (26) type WS la conduite d'application du frein direct;

— par l'intermédiaire du détendeur (9) type C (de locomotive à vapeur) et de la valve d'application (11) type B la conduite automatique (pression 3 kg);

— les valves d'application (42) type B jouant le rôle de relais de frein direct;

— par l'intermédiaire des clapets de retenue (30) le réservoir des servitudes (16);

— les robinets à pédale de commande d'injection (38).

La conduite automatique peut être vidangée par le processus suivant :

L'électro-valve (12) étant mise en action soit par les signaux d'alarme à contact électrique à disposition du conducteur et des voyageurs (1), soit par le robinet WS en position d'urgence, la chambre supérieure K de la valve (11) (*fig. 49*) normalement soumise à la pression de la conduite principale se vide. Le diaphragme 3 remonte entraîne le tiroir 5, interrompt la communication de C (air venant du détendeur (9) (Pl. XXI) avec B (conduite automatique) par la fermeture du clapet 21 et met B à l'atmosphère par D.

Les trois conduites principale, automatique et de frein direct comportent aux extrémités des bouchons de visite; l'autorail n'est couplable à aucun autre véhicule.

Utilisation des freins.

Le frein direct modérable (première partie de la course de la poignée de manœuvre du robinet WS) est le frein de service normal.

Le frein automatique de secours :

— sert en cas d'avarie du frein direct (rupture d'un flexible de conduite d'application par exemple), mais le conducteur doit tenir compte de sa faible efficacité (2,5 kg environ aux cylindres);

— se déclenche automatiquement dans le cas d'une baisse de pression au réservoir principal, au-dessous de la pression de régime de 3 kg à la conduite automatique qui ne soit pas trop lente.

Le changement de poste s'opère en fermant le robinet (10) sur la conduite d'application qui isole à la fois le robinet WS et le robinet (38). La clé de ce robinet est amovible (unique pour les 2 postes), verrouillée par un ergot en position horizontale (poste en service) et enlevable en position verticale (poste isolé).

Nomenclature (Pl. XXI)

1 Compresseurs	19 Triples-valves ordinaires de 2,5 pouces
2 Soupapes de sûreté	20 Réservoirs auxiliaires 15 litres
3 Protecteurs d'aspiration	21 Cylindres de frein de 5 pouces
4 Déshuileurs centrifuges	22 Flexibles armés de 0,5 pouce
5 Soupapes d'échappement automatique	24 Robinets d'isolement de 0,5 pouce
6 Réservoirs principaux de 100 litres	26 Robinets du conducteur, type WS
7 Régulateur, type T avec attrape-poussières	27 Valves de purge
9 Détendeur, type C	28 Valve de retenue régulatrice de prise d'air
10 Robinet d'isolement des robinets 26 et 38	29 Réservoir des sablières
11 Valve d'application Westinghouse, type B	37-30 Clapets de retenue
12 Electro-valve	38 Robinet à pédale de commande d'injection
16 Réservoirs auxiliaires de 15 litres pour boîtes de vitesses	41 Robinets d'arrêt
18 Doubles-valves d'arrêt de séparation des freins	42 Valves d'application, type B

(1) Le conducteur est averti au moyen d'un klaxon.

f) Particularités des autorails Somua S 1 à 11 (Pl. XXII).

L'alimentation en air est assurée par deux compresseurs : l'un type MPP 200 à prise de mouvement sur la transmission, l'autre type A 800 entraîné par le moteur.

La régulation d'air comprend un seul régulateur (35) et deux interrupteurs d'aspiration (3).

L'installation complète de compression peut être isolée par un robinet (7).

Le réservoir principal (8) de 150 litres alimente la conduite automatique par l'intermédiaire d'un robinet d'arrêt (14), d'une valve de sécurité (12) et d'un détendeur type C (13).

La conduite d'application du frein direct relie directement sans relais le robinet WS (15) de chaque poste aux cylindres de frein (24) et (25). La double valve d'arrêt N° 19 repère (21) assure l'isolement du poste inoccupé; les double valves d'arrêt à piston (20) séparent les freins direct et automatique sur chaque bogie. Les robinets type F 71 repère (16) permettent d'isoler :

— (16 a) le frein direct de la motrice en cas de rupture du flexible (32 a) entre les deux caisses;

— (16 b) le frein direct de la motrice en cas de rupture du flexible (32 b) avec obligation de commander le frein direct du poste côté remorque;

— (16 c) le frein direct et automatique d'un seul essieu du bogie en cas de rupture d'un flexible (27). Ces flexibles sont par ailleurs protégés par des valves de sécurité (12).

Nomenclature (Pl. XXII)

1-2 Compresseurs	16 a, b, c, d Robinets d'arrêt F 71 (0,5 pouce)
3 Interrupteurs d'aspiration	19 Triples-valves ordinaires 2,5 pouces n° 2
4 Antigels	20 Doubles-valves d'arrêt à piston
5 Clapets de retenue	21 Double-valve n° 19
6 Soupape de sûreté E	22 Réservoir auxiliaire de 15 litres
7 Robinets d'arrêt	23 Robinets de vidange
8 Réservoir principal 150 litres	24 Cylindres de frein de 152 mm
9 Réservoir des servitudes de 45 litres	25 — — 120 mm
10 Réservoir auxiliaire 25 litres	26 Valves de purge
11 Valve de retenue régulatrice de prise d'air	27 Flexibles de 0,5 pouce (longueur 600)
12 Valves de sécurité	28 Protecteur d'aspiration
13 Détendeur, type C	31 Robinets de secours avec interrupteur
14 Robinet d'arrêt	32 a, b Flexibles de 0,5 pouce (longueur 500)
15 Robinets du conducteur, type WS	35 Régulateur

g) Particularités des autorails Berliet BE 1001 et 2, 3001 à 14 (Pl. XXIII et XXIV).

L'alimentation en air est assurée par un groupe motocompresseur électrique.

La mise en marche (sous réserve que la manette d'inversion soit sur une position de marche) et l'arrêt volontaire des compresseurs sont obtenus au moyen d'un interrupteur placé sur le pupitre. La régulation du débit d'air comporte un régulateur électro-pneumatique à liaison électrique avec le circuit de régulation des voitures accouplées.

Particularités du frein des BE 3001 à 14.

Les autorails de cette série sont équipés d'un frein électrique rhéostatique.

Une manette de freinage électrique permet :

— de faire débiter les moteurs électriques de traction sur des résistances fixes;

— de faire fonctionner les génératrices de traction en survolteurs aux faibles vitesses pour conserver un freinage suffisant jusqu'à l'arrêt. Deux crans de freinage correspondent à deux régimes de vitesses des génératrices.

L'action du frein électrique s'ajoutant à celle du frein pneumatique quant à l'effort retardateur maximum autorisé par l'adhérence, la disposition suivante réduit automatiquement la pression d'air admis au relais de frein direct dans le cas d'utilisation simultanée du frein électrique.

Les électro-valves inverse (repère 20) et directe (repère 22) sont reliées au circuit de contrôle du frein électrique. Si ce dernier est hors d'action, la conduite d'application du frein direct alimente directement le relais par l'électro-valve inverse 20; si le frein électrique est en action l'électro-valve 20 interrompt la communication précédemment établie et la détourne par le détendeur (14 bis) type D et l'électro-valve directe 22. Une double valve d'arrêt à piston (repère 43) sépare ces deux circuits.

Frein de secours et d'alarme.

Sur les autorails BE 1001 et 2 (Pl. XXIV) la conduite automatique peut être vidangée soit par l'ouverture d'un robinet de secours (40), soit en actionnant un des signaux d'alarme (19) dont un est placé dans chaque poste de conduite. En tirant sur la poignée d'un signal d'alarme, la rupture du courant met la conduite automatique à l'atmosphère par l'électro-valve inverse (11), fait retomber le relais de frein d'urgence (36) qui à son tour déclenche les sonneries (12) et coupe l'alimentation des moteurs de traction.

L'essai de fonctionnement du signal d'alarme s'effectue comme suit :

1° Pousser la manette d'inversion sur une position de marche, la sonnerie ne doit pas fonctionner. Sinon vérifier successivement que le relais (35) est baissé (position de repos, contact fermé), que le relais (36) est levé (contact manette d'inversion ouvert et contact manette d'accélération fermé), que les signaux d'alarme (19) sont bien tous dans leur position de repos (contact fermé).

2° Tirer la poignée d'un signal d'alarme, la sonnerie doit retentir. Sinon vérifier que le relais (36) est bien retombé puis la sonnerie.

3° En lâchant la poignée d'alarme, la sonnerie doit se maintenir, sinon vérifier que le relais (35) est bien levé (contact ouvert).

Pour arrêter la sonnerie ramener la manette d'inversion sur la double flèche (1) et ramener le signal d'alarme à sa position normale en utilisant la clé carrée de Berne.

N. B. — 1° Les autorails BE 3001 à 14 n'ont pas de relais pour la coupure du courant des moteurs de traction.

2° Sur les autorails en deuxième, troisième... positions ne pas oublier de fermer l'interrupteur de batterie pour éviter la mise à l'atmosphère de la conduite automatique par l'électro-valve (11).

Nomenclature (Pl. XXIII et XXIV)

1	Protecteur d'aspiration	21	Robinets d'isolement
2	Antigel	23	Flexibles
3	Groupes électro-compresseurs	24	Robinets d'arrêt
4	Soupape de sûreté	25	Réservoirs auxiliaires de 20 l
5	Réfrigérant	26	Hydropompes (multiplication : 10 sur BE 1000, 9,29 sur BB 3000
6	Déshuileur centrifuge	27	Réservoir d'huile en charge sur l'hydropompe
7	Clapet de retenue	28	Valves de purge
8	Réservoir principal	29	Valves-relais, type E
9	Régulateur de pression	30	Doubles-valves d'arrêt à piston
10	Poche de vidange	31	Triples-valves-ordinaires de 63 mm.
11	Electro-valve inverse de mise à l'atmosphère	32	Cylindres de frein Messier alésage 95, course : 50 sur BE 1000; 41,5 sur BE 3000
12	Sonneries d'alarme	33	Fusibles P. 200
13	Robinets de frein direct WS	35	Relais de verrouillage
14-14 bis	Détendeurs	36	Relais de frein d'urgence
15	Réservoir des servitudes	37	Batterie d'accumulateurs
16	Robinet d'isolement	40	Robinets de secours
17	Attrape-poussières	41	Détendeur, type C ou C 6 A
18	Robinets d'isolement	42	Orifice diaphragmé de 3 mm.
19	Signaux d'alarme		
20	Electro-valves inverses		

h) Particularités des autorails « Michelin » (Pl. XXV et XXVI).

Les autorails Michelin M 3000, 4000 et 5000 (56 places) comportent deux dispositifs de freinage. (Pl. XXV) :

1° Un freinage à air comprimé Westinghouse à transmission hydraulique Lockheed agissant sur les essieux 1, 2, 3, 4, 5, 8 qu'on peut utiliser :

(1) La manette d'inversion est amovible sur position spéciale d'enlèvement marquée par une double flèche où elle ne peut être amenée que si la manette de traction est sur zéro.

a) Comme frein direct et modérable de service par la manœuvre du robinet W. S. du conducteur;

b) Exceptionnellement comme frein automatique de secours par l'ouverture du robinet d'urgence du conducteur ou du chef de train, ou dans le cas de rupture d'attelage au cours d'une marche en couplage;

2° Un freinage à main à transmission hydraulique, qu'on peut utiliser, comme le frein Westinghouse, en cours de route, et qui sert normalement à immobiliser le véhicule au garage. Il agit sur les essieux 6 et 7.

Les autorails Michelin M 6000 (96 places) comportent deux dispositifs de freinage conjugués agissant sur tous les essieux. (Pl. XXVI) :

1° Un freinage à air comprimé Westinghouse à transmission hydraulique Lockheed semblable à celui des autorails M 3000, 4000, 5000 et utilisable soit comme frein direct et modérable de service, soit exceptionnellement comme frein automatique de secours;

2° Un frein à main hydraulique de secours et d'immobilisation dont une partie de la transmission est constituée par le circuit Lockheed du frein pneumatique.

Le rôle des valves de sécurité (12) est d'assurer la progressivité du freinage, de diminuer les fuites en cas de rupture de la tuyauterie allant aux vases à diaphragme, donc de limiter la perte d'air au réservoir principal et de continuer à freiner avec le vase dont la tuyauterie n'est pas rompue.

Le réservoir auxiliaire continue à être alimenté par la conduite automatique dans le cas d'un freinage par le robinet W. S.

Une conduite reliant les deux valves relais (sur autorails M 6000) a pour but d'égaliser les pressions aux vases à diaphragme. Un robinet 13 bis normalement ouvert permet d'isoler les deux valves.

En cas de mauvais fonctionnement, en cours de route de l'un des vases à diaphragme ou maîtres cylindres, un robinet d'isolement à trois voies 13 ter existe sur chaque tuyauterie d'alimentation des vases à diaphragme et permet de les isoler.

Utilisation des freins.

Sauf en cas d'urgence, il faut éviter les coups de frein brusques. Un arrêt normal s'effectue en laissant le véhicule ralentir de lui-même jusqu'à 80 ou même 60 km/h et en freinant ensuite avec le modérable qui correspond à la première de la course de la poignée du robinet (sans appuyer sur le levier central) (pression de réglage à fin de course du modérable : 3,3 kg ± 0,1 kg).

Le frein d'urgence qui correspond à la deuxième partie de la course du robinet WS (en appuyant sur le levier central) et le frein automatique de secours ne doivent être employés que pour éviter un accident ou lorsque le frein direct ne répond pas car ces freinages sont susceptibles de mettre les pneus hors d'usage (pression au cylindre : 5 kg).

Incidents particuliers au frein des autorails Michelin et remèdes.

1° Le conducteur constate qu'un tambour isolé chauffe anormalement ou reste freiné (1) :

a) La température constatée n'est pas excessive : le tambour peut encore être en bon état (aucune fumée anormale). Ceci peut se produire dans le cas de changement de mâchoires ou après rupture du ressort de rappel.

Eloigner les mâchoires du tambour en tournant vers l'intérieur de bas en haut les fourchettes E de réglage automatique (fig. 144 et 145).

b) La température constatée est très élevée, ou augmente après l'opération précédente. Le tambour est cassé ou une autre grosse avarie est constatée. Isoler la canalisation intéressant ce tambour en plaçant un rivet alu, à sa jonction au raccord en T sur l'essieu. Evacuer l'huile en desserrant la purge du cylindre de frein isolé et éloigner les mâchoires du tambour comme précédemment.

2° Le conducteur constate que tous les tambours de frein alimentés par un maître-cylindre Lockheed restent freinés. Ceci provient : a) de ce que l'orifice de compensation du maître-cylindre n'est pas démasqué :

— soit parce qu'à la suite d'un remontage défectueux, il n'a pas été laissé de garde entre le piston du cylindre et le doigt de commande (jeu prévu 0,5 à 1 mm, voir figure 121);

— soit parce que la coupelle du piston du maître-cylindre est gonflée.

(1) On s'en rend compte par le freinage de la voiture à un démarrage ou par l'odeur après un coup de frein.

Pour se dépanner, évacuer un peu de liquide en desserrant une tuyauterie de départ du maître-cylindre et isoler ce dernier soit par obstruction des raccords de départ, soit par fermeture du robinet à trois voies (13 *ter*) (M. 6000).

b) de ce que le clapet de la valve d'application est encrassé, ne se referme pas et continue à admettre de l'air au vase à diaphragme.

Le démonter, nettoyer et vider le vase par le robinet de purge (19) du manomètre (M 3000 et 4000) ou par le robinet 13 *ter* (M. 6000);

c) de ce que le diaphragme de la valve d'application reste collé.

Produire un serrage d'urgence au frein direct et débloquer.

d) de ce que la valve de sécurité est grippée.

La démonter, enlever son piston et le remonter ou déboucher le vase et obstruer l'orifice de la valve.

3° Le conducteur constate un freinage insuffisant.

Ceci provient :

a) de la rupture d'une canalisation ou crevaison d'un flexible d'une fuite à un cylindre récepteur.

S'il y a défaut au circuit Lockheed, le voyant ou le doigt témoin des vases à diaphragmes permet de se rendre compte de la course maximum du poussoir au freinage : les témoins doivent se déplacer de 25 à 30 millimètres au plus lorsqu'on applique la pression maximum; si la course est plus grande c'est que l'installation renferme de l'air et doit être purgée ou qu'il y a fuite.

L'isoler au raccord le plus proche situé entre la fuite et le maître-cylindre; défaire à cet effet le raccord et placer dans le tuyau cuivre un rivet en alu de même diamètre (4 mm), faire serrer le frein doucement et bloquer le raccord pendant que le liquide coule pour éviter toute présence d'air dans la canalisation.

Si l'isolement n'intéresse qu'une seule roue, et si l'on dispose du temps suffisant, purger l'autre roue.

Vérifier le niveau d'huile du réservoir Lockheed. Il doit arriver à 2 cm au-dessous du bord.

b) d'une fuite d'air à un vase à diaphragme.

Isoler le vase au moyen du robinet à trois voies (13 *ter*) sur les M. 6000 ou au moyen de la valve de sécurité sur les M. 3000, 4000 et 5000 en desserrant complètement l'écrou de réglage de la pression de fermeture;

c) de la présence de matière grasse sur les garnitures, de jeu anormal dans les différentes articulations de la mâchoire, de l'usure des garnitures, de tambours rayés ou criqués.

Réglage de la valve de sécurité alimentant la conduite automatique.

L'air doit s'écouler librement et continuellement par le robinet de secours ouvert si la pression dans le réservoir principal est inférieure à 1,2 kg. La valve doit interrompre le débit d'air, le robinet de secours ouvert, lorsqu'il règne dans le réservoir principal une pression égale ou supérieure à 2,5 kg. Pour obtenir ce réglage (*fig. 71*) l'écrou de réglage doit être vissé de 6 à 7 mm dans le corps de la valve.

Nomenclature (Pl. XXV et XXVI)

1 Compresseur MPP 100	15 Frein de garage
2 Interrupteur d'aspiration	16 Bouteille d'alimentation auxiliaire
3 Régulateur d'aspiration à diaphragme W	17 Robinet de secours du conducteur
4 Antigel	18 Manomètres
5 Protecteur d'aspiration	19 Robinet de purge des vases à diaphragme
6 Déshuileur	20 Valve-relais d'application et d'urgence
7 Clapet de retenue	21 Vases à diaphragmes
8 Réservoir principal	22 Maîtres-cylindres Lockheed
9 Soupape de sûreté	23 Réservoir auxiliaire
10 Robinet du conducteur, type WS	28 Robinet de secours et interrupteur des pompes à essence
11 Robinet de purge	29 Nourrices du maître-cylindre
12 Valves de sécurité	30 Réservoir Lockheed.
13, 13 <i>bis</i> et 13 <i>ter</i> Robinet d'isolement	
14 Robinets d'arrêt	

i) Particularités des autorails FNC 5006 et 7,5700 (Pl. XXVII).

Le robinet détenteur (14) du conducteur est à commande par pédale. La butée du levier est réglée pour obtenir une pression maximum de 4 hpz au cylindre de frein.

La conduite automatique couplable est alimentée par le robinet détenteur réversible à grand débit (12) suivi d'un diaphragme (2 mm) (20). Un réservoir de détente (22) de 1,5 litres est intercalé entre la triple valve ordinaire de 63 mm (17) et la double valve sans tiroir de 0,25" (23).

Nomenclature (Pl. XXVII)

1 Compresseur MPP 71	14 Robinet du conducteur
2 Régulateur	15 Robinet de secours
4 Clapet de retenue	17 Triple-valve
5 Soupape de sûreté	18 Réservoir auxiliaire 9 l
6 Réservoir principal 45 l	20 Diaphragme
9 Protecteur d'aspiration	21 Robinet d'isolement
10 Déshuileur	22 Réservoir de détente
12 Détendeur réversible à grand débit	23 Double-valve d'arrêt
13 Valve de purge	24 Cylindre de frein de 3", course 80 mm.

C. — FREINS DIRECTS ET AUTOMATIQUES

a) Généralités.

Pour réunir les avantages du frein direct *de service* et automatique *de service* on a réalisé sur certains autorails une combinaison des deux systèmes de frein avec double valve d'arrêt et commande modérable du frein automatique par robinet. (Pl. XXVIII à XXXIV).

L'adjonction du frein automatique de service permet de prendre en remorque avec la sécurité caractéristique de ce frein des véhicules ordinaires du parc.

L'arrêt ou le freinage de ralentissement de l'autorail seul est généralement obtenu avec le frein direct. L'action maximum est conditionnée par l'état du rail et en admettant la pression maximum aux cylindres de frein on peut risquer l'enrayage.

L'arrêt de l'autorail avec une voiture en remorque ou en jumelage ou autre formation de convoi est généralement effectuée au frein automatique, même s'il est possible d'obtenir l'arrêt au frein direct.

Le robinet de frein direct permet en effet une alimentation et un desserrage beaucoup plus lents que le robinet de frein automatique, et l'on risque en donnant toute sa puissance au frein direct l'enrayage des véhicules en seconde, troisième... positions que le conducteur de tête qui manœuvre le frein ne peut percevoir.

Le frein automatique est modérable ou non au desserrage suivant le type de distributeur employé.

b) Particularités des autorails VH n° R 2001 à 11, 2022 à 26, 2101 et 2, 2111 à 23, 2201 et 2, 2211 et 12, 2301 à 36 (Pl. XXVIII).

La conduite principale alimente la conduite automatique par l'intermédiaire du robinet de frein automatique (1), soit directement (première position), soit à 5 hpz par un détendeur monté sur le robinet (deuxième position).

La conduite principale alimente par la soupape type C 6 A (7) la conduite d'alimentation constante à 4 hpz qui relie les deux robinets du frein direct (10) à trois positions (desserrage, neutre, serrage).

Nomenclature (Pl. XXVIII et XXIX)

1-33 Compresseur	8 Réservoirs principaux
2-34 Filtre d'aspiration	9 Robinet n° 6 bis avec soupape C 6 A
3-35 Soupape de sûreté	10 Robinet de frein direct
4 Soupape d'échappement	14 Robinet de secours
36 Interrupteur d'aspiration	17 Réservoir auxiliaire de 25 l
5-37 Régulateur	18 Triple-valve ordinaire de 63
6-38 Clapet de retenue	19 Double-valve sans tiroir de 40
7 Soupape d'alimentation, type C 6 A	20 et 20 bis Cylindres de frein

(1) Les robinets de frein semi direct, semi automatique d'origine N° 38 et 14 de J. M. ou Obis de W ont été remplacés par des robinets de frein direct à 3 positions (desserrage, neutre, serrage) et des robinets 6 bis.

Nomenclature (Pl. XXVIII et XXIX) (*suite*)

21 Valve de purge	32 Robinets de purge
23-24 Robinets d'isolement	39 Déshuileur
25-26 Flexibles	40 Pupitre de commande avec robinet de frein direct.
27 Relais-stop	

c) Particularités des autorails Berliet BE 2101 à 4 (Pl. XXXII).

Le relais de frein direct utilisé est une valve d'application et d'urgence combinée.

La conduite principale se substitue (voir la *figure 51*) à la conduite générale dans l'alimentation par la valve d'urgence du réservoir auxiliaire (40) (Pl. XXXII). Si par conséquent une baisse de pression rapide se produit dans la conduite principale, la valve d'urgence entraîne immédiatement le blocage des freins.

Le fonctionnement du frein d'alarme a été expliqué précédemment § B 3° g (B E 1001 et 2).

Nomenclature (Pl. XXXII)

1 Protecteur d'aspiration	19 Signaux d'alarme
2 Antigels	21-21 bis Robinets d'isolement
3 Groupes électro-compresseurs	23 Flexibles
4 Soupape de sûreté	24 Robinets d'arrêt
5 Réfrigérant	25 Réservoirs auxiliaires de 25 l
6 Déshuileur centrifuge	26 Hydropompes (multiplication 10)
7 Clapet de retenue	27 Réservoir d'huile en charge sur l'hydropompe
8 Réservoir principal 600 l	28 Valves de purge
9 Régulateur de pression	29 Valves d'application et d'urgence combinées
10 Poche de vidange	30 Doubles-valves d'arrêt à piston
11 Electro-valve inverse de mise à l'atmosphère	31 Triple-valves ordinaires de 63 mm
12 Sonnerie d'alarme	32 Cylindres de frein Messier
13 Robinets de frein direct WS	33 Valves de sécurité
14 Détendeur	35 Relais de verrouillage
15 Réservoir des servitudes	36 Relais de frein d'urgence
16 Robinet d'isolement	37 Batterie d'accumulateurs
17 Attrape-poussières	40 Réservoir auxiliaire de frein direct 15 l.
18 Robinets d'isolement	

d) Particularités des autorails Decauville D (2001 à 9, 2101 à 10) (Pl. XXXIII et XXXIV).

La régulation du débit d'air des compresseurs (1a) entraînés mécaniquement sur les trois séries d'autorails Decauville comprend :

— un seul régulateur pneumatique (9), type T,

— deux soupapes d'échappement (8) précédées chacune d'une soupape de sûreté (4) en amont sur la conduite de refoulement.

La régulation du débit d'air du compresseur d'appoint des (DC 2000) comporte un régulateur électro-pneumatique (11) type TU (avec attrape-poussière) (10) qui ne met ce compresseur en service que lorsque le débit des deux autres est insuffisant.

Cette régulation ne peut être mise hors circuit.

Nomenclature (Pl. XXXIII et XXXIV)

1 a et b Compresseurs MPP 200	14 Réservoir des servitudes
2 Antigels	15 Robinets Westinghouse, type n° 6
3 Protecteurs d'aspiration	16 Robinets d'isolement
4 Soupapes de sûreté	17 Robinets de secours
5 Radiateur	19 Robinets du conducteur, type WS
6 Déshuileurs	20 Manomètre conduite automatique
7 Clapets de retenue	21 — double
8 Soupapes d'échappement automatique	26 Réservoirs auxiliaires, 15 litres
9 Régulateur, type T	27 Triple-valve de 63 mm
10 Attrape-poussières	28 Double-valve de 40
11 Régulateur, type TU	29 Cylindres de frein, 6 pouces course 120
12 Valve de retenue régulatrice de prise d'air	32 Valve de purge
13 Réservoirs principaux de 100 litres	35 Robinets d'isolement.

Nomenclature (Pl. XXX)

1 Compresseurs 2 ba 7 × 5 Sébia	16 Réservoirs auxiliaires de 15 litres
2 Réfrigérants, type B	17 Doubles-valves d'arrêt
36-3 Déshuileurs	18 Valves de purge
37-4 Soupapes de sûreté	21 Régulateur, type T
5 Réservoirs principaux de 150 litres	40-23 Valves de retenue
6 Robinets de frein modérable, type WS	24 Electro-valve de commande du sifflet
7 ——— automatique n° 6	25 Robinets d'arrêt
8 Soupapes d'alimentation, type C 6 A	30 Robinets d'isolement
22-9 Déshuileur attrape-poussières	32 Antigel
38-10 Attrape-poussières	42-33 Réservoirs tampons, 6 litres
11 Détendeur de pression	34 Compresseur A 400-4
12 Réservoir compensateur 125 litres	35 Relai électro-pneumatique
14 Cylindres de frein 10'' à tiges creuses	39 Soupape d'échappement
15 Triple-valve de 89 à desserrage rapide	41 Filtres d'aspiration.

Nomenclature (Pl. XXXI)

1 Compresseur	14 Triple-valve
2 Antigel	15 Réservoir auxiliaire
3 Protecteur d'aspiration	17 Valve de retenue régulateur de prise d'air
4 Réfrigérant	18 Valve-relais, type E
5-16 Réservoirs principaux	19 Réservoir des servitudes
6 Clapet de retenue	20 Régulateur, type T
7 Déshuileur	21 Robinet n° 6 bis (frein automatique)
8 Soupape de sûreté	22 Détendeur C 6 A
9 Soupape d'échappement	25 Double valve d'arrêt n° 19
11 Cylindre de frein	34 Robinet WS de frein direct
12 Double valve d'arrêt	38 Robinet de secours.

CHAPITRE XI

EMPLOI DU FREIN

1° Classification des freins d'autorails suivant leur rôle.

a) Définitions.

Le frein peut jouer un quadruple rôle et être utilisé :

1° Comme **frein de service** pour les arrêts normaux aux stations ou points d'arrêt obligés;

2° Comme **frein de ralentissement**, pour la descente des longues pentes par exemple, lorsque l'action accélératrice de la pesanteur dépasse la résistance au roulement à la vitesse que l'on veut conserver;

3° Comme **frein d'urgence et de secours** en cas de nécessité imprévue (signal fermé, obstacle);

4° Comme **frein d'immobilisation** en stationnement.

b) Utilisation du frein.

Frein de service.

Pour un arrêt normal ajusté à un point déterminé, approcher les freins (sabots ou mâchoires), puis les serrer progressivement jusqu'à obtenir la décélération voulue. Desserrer de même progressivement dans les derniers mètres pour que la décélération et par suite la vitesse meurent à l'arrêt.

Le moteur est généralement débrayé durant l'application du frein mais, l'inverse peut être recommandé sur certains autorails à tambours (Bugatti par exemple) et sous réserve de débrayer un peu avant l'arrêt pour ne pas caler le moteur.

Sur les autorails munis d'un frein direct de service et d'un frein automatique de service ou de secours :

— Le frein direct est réglé pour qu'un conducteur avisé puisse obtenir, si nécessaire, l'efficacité maximum compatible avec l'adhérence sur rail sec et sablé. Dans ces conditions, l'attention du personnel de conduite doit être attirée sur les risques d'enrayage, sur l'intérêt du sablage et par conséquent du maintien des sablières en bon état d'entretien.

— Le frein automatique par contre qui, en toutes circonstances, et sans tâtonnements, doit donner l'efficacité maximum mais peut agir sans sablage simultané est réglé pour obtenir la limite d'enrayage sur rail humide non sablé, autorail vide et timonerie réglée, le frein permettant cependant l'arrêt certain sur la distance de couverture.

Sur les autorails munis de frein combiné avec un seul robinet de manœuvre, un repère ou butée effaçable indique au conducteur la limite non dangereuse correspondant au réglage précédemment défini du frein automatique.

Frein d'urgence.

Le conducteur doit utiliser simultanément tous les systèmes de frein en sa possession sans omettre le frein moteur (allumage coupé ou injection supprimée); en même temps il doit augmenter l'adhérence par le sablage du rail.

Frein de ralentissement.

Des instructions ou consignes de service définissent les conditions dans lesquelles les freins continus direct et automatique d'une part, le frein moteur ou les freins retardateurs particuliers (à courants de Foucault des Somua ou électrique des Berliet par exemple) (1) d'autre part, doivent être utilisés seuls ou combinés pour modérer la vitesse des trains dans les pentes ou en raison de l'économie d'usure des équipements (particulièrement celui à tambours).

Dans le cas d'autorails munis de freins particuliers, l'effort décélérateur et par suite la courbe de ralentissement sont notés au cours d'essais pour différentes vitesses initiales. Ces relevés, après déduction de la résistance totale à l'avancement, peuvent servir ensuite à la fixation des règles d'emploi de ces freins particuliers.

Les meilleurs freins de ralentissement sont ceux qui ne sont pas sujets à usure, qui ne nécessitent pas de réglage au fur et à mesure de leur utilisation et qui peuvent fonctionner aussi longtemps qu'il est nécessaire sans échauffement nuisible. Ils doivent permettre de conserver en parfait état, malgré des parcours prolongés sur des pentes accentuées les freins d'arrêt ordinaires qui conserveront ainsi toute leur efficacité.

2^o Méthode de freinage économique des autorails équipés de freins à tambours.

Nous avons parlé (chap. II du « Supplément ») de l'utilisation des résistances à l'avancement et du frein moteur dans le tracé des horaires tant en ce qui concerne le freinage d'arrêt que celui du ralentissement, le but principal étant l'économie d'usure des garnitures dont le remplacement est très onéreux. Les calculs suivants ont pour but de chiffrer théoriquement et approximativement l'influence de la méthode de freinage sur la durée des garnitures; et accessoirement sur le temps de freinage, dans le cas particulier des ralentissements et arrêts de service aux gares, le conducteur connaissant très bien la ligne parcourue.

Soit un autorail roulant à 100 km/h, le point d'arrêt obligé étant D (*fig. 195*).

Suivant une première méthode, le conducteur coupe les gaz en A et commence en B un freinage faible (2 hpz par exemple au cylindre de frein) devant durer jusqu'à l'arrêt; d'où la courbe ABCD de la vitesse en fonction de l'espace.

Suivant une seconde méthode le conducteur coupe les gaz en A et commence seulement en C' un freinage énergique (6 à 8 hpz par exemple au cylindre de frein) durant jusqu'à l'arrêt.

A priori et qualitativement il est évident qu'en chaque point du parcours B₁D la vitesse de l'autorail est plus grande lorsqu'on freine suivant la seconde méthode (BC'D) que suivant la première (BCD).

On en déduit :

1^o que le travail absorbé par la résistance de l'air qui est proportionnel au carré de la vitesse est plus grand le long de la ligne BC'D que le long de la ligne BCD.

Or, l'énergie totale à absorber dans le parcours B₁D étant la même dans les deux cas, la seconde méthode diminue la part d'énergie à dissiper par le frein (échauffement et destruction), donc économise les garnitures.

2^o) que le temps nécessaire au parcours B₁D est aussi plus court dans le cas de BC'D que dans le cas de BCD.

(1) Les freins à travail extérieur donnent généralement des couples croissant avec la vitesse. Ils sont donc efficaces dans la zone où les freins à frottement ne le sont pas ou le sont moins. Ils peuvent donc les compléter heureusement; de plus, leur couple varie sans retard. Il est donc possible d'imaginer de nombreuses combinaisons d'un frein à frottement métallique à pression constante et d'un frein externe.

a) **Evaluation des énergies à dissiper par le frein suivant les deux méthodes de freinage.**

Les données suivantes du problème posé ont été prélevées sur des bandes Flaman réelles :

Première méthode --- freinage en B à 80 km/h.

distance d'arrêt : 2,2 km.

distance pour atteindre 10 km/h = 1,92 km.

Deuxième méthode

--- ralentissement gaz coupés de B (80 km/h) à C' (50 km/h).

--- distance parcourue entre B et C' : 1,74 km.

--- distance d'arrêt de C' en D : 0,46 km.

--- distance pour atteindre 10 km/h : 0,31 km.

Les courbes de ralentissement peuvent sans grande erreur être confondues avec des droites.

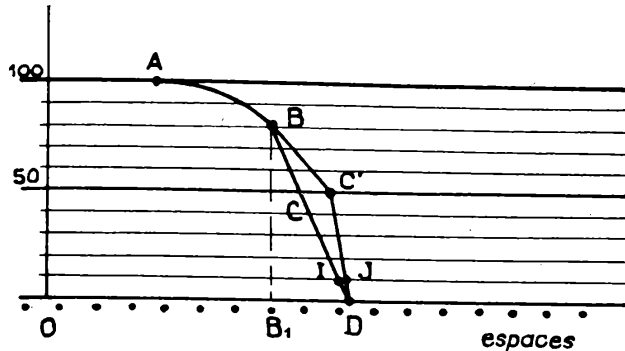


FIG. 195

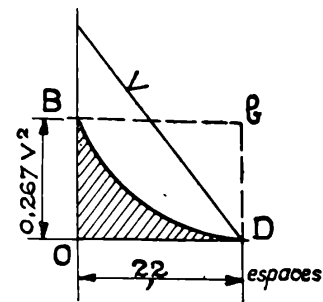


FIG. 196

Les coefficients angulaires a , a' et a'' de ces trois droites BD, BC' et C'D sont donc proportionnels à :

$$a = \frac{80}{2,2} = 36 \quad a' = \frac{30}{1,74} = 17,6 \quad a'' = \frac{50}{0,46} = 108,5$$

Pour simplifier les calculs nous ne tiendrons compte que de la résistance de l'air et négligerons l'effet du frein moteur (1) ainsi que la résistance au roulement proprement dit (2).

La résistance de l'air s'exprimant sous la forme KV^2 , le coefficient K a été par exemple trouvé égal à 0,267 (V s'exprimant en km/h.).

Le travail de la résistance de l'air suivant BCD est égal à (3) :

$$\frac{0,267}{3a} (80^3 - 0) = 1253 \text{ unités arbitraires.}$$

(1) Ce peut donc être le cas pratique d'un autorail Bugatti sur lequel la présence d'un volant fluide réduit considérablement la valeur de l'effort retardateur produit par le moteur tournant en compression. Néanmoins, sur ces autorails et malgré les inconvénients inhérents à l'emploi du frein moteur dans le cas de moteurs à explosion, le frein moteur est pratiquement utilisé. On peut y ajouter au besoin le sablage qui augmente la résistance au roulement proprement dit.

L'effet du frein moteur est très efficace avec les moteurs Diesel à transmission mécanique (voir chapitre II du « Supplément »).

Entre certaines limites l'effort retardateur du frein moteur est proportionnel à la vitesse. On en déduit, pour la même raison que celle déjà énoncée pour la résistance de l'air, que le travail absorbé par le frein moteur est plus grand le long de la ligne BC'D que le long de la ligne BCD et que le temps de trajet B,D est aussi plus court.

Les conclusions qualitatives déjà tirées ou quantitatives en cours d'évaluation seraient donc à fortiori valables si l'on tenait compte dans le calcul de l'effet du frein moteur.

(2) Cette dernière résistance est particulièrement élevée dans le cas d'autorails à pneumatiques (Michelines).

Elle est toutefois indépendante de la vitesse. Il s'ensuit que le travail absorbé par cette résistance au roulement est constant sur le parcours B,D quelle que soit la courbe des vitesses BCD, la seconde méthode de freinage procurant un gain de temps, sans plus.

(3) On voit en effet (fig. 196) que V étant une fonction linéaire approchée de l'espace, la résistance de l'air KV^2 est une parabole et le travail $\int KV^2 dx$ (aire hachurée) le tiers de la surface du rectangle OBBD, soit :

$$\frac{1}{3} \times 0,267 \times 80^2 \times (2,2 = \frac{80}{a}) = 1253 \text{ unités arbitraires.}$$

Le travail de la résistance de l'air suivant BC'D est égal à :

$$\frac{0,267}{3a'} (80^3 - 50^3) + \frac{0,267}{3a''} 50^3 = 2059 \text{ unités arbitraires.}$$

Or, le travail total à absorber de B à D est égal à :

$$\frac{80^2}{2} = 3200 \text{ unités arbitraires.}$$

Le travail de la garniture suivant BCD est égal à :

$$3200 - 1253 = 1947 \text{ unités arbitraires.}$$

Le travail de la garniture suivant BC'D est égal à :

$$3200 - 2059 = 1141 \text{ unités arbitraires.}$$

L'augmentation relative de travail de la garniture par rapport à la méthode économique est égale à :

$$\frac{1947 - 1141}{1141} = 70 \%$$

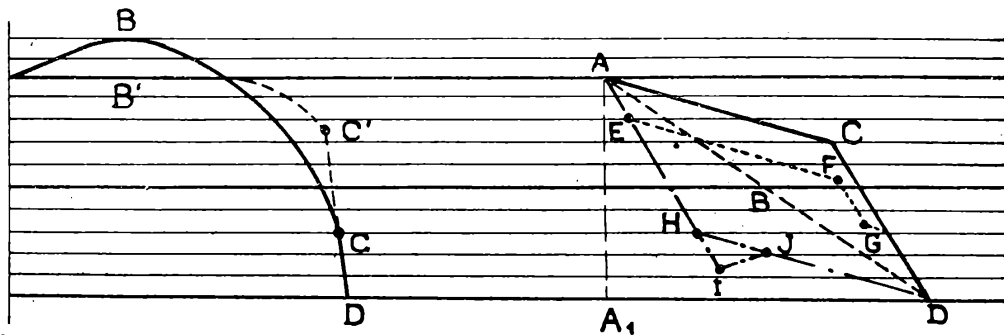


FIG. 198

FIG. 197

ou encore, l'emploi de la seconde méthode de freinage permet une réduction de l'usure des garnitures de 41 %.

Cette proportion est confirmée en pratique.

b) Evaluation des temps nécessaires pour le ralentissement suivant les deux méthodes de freinage.

Le temps nécessaire pour ralentir de B (80 km/h) à 10 km/h est égal à : $\int \frac{dx}{V}$

On obtient donc successivement (fig. 195) :

$$\text{Temps suivant BCI} : \frac{1}{a} L \frac{80}{10} = \frac{2,1}{36} \text{ heures} = 210 \text{ sec.}$$

$$\text{Temps suivant BC'J} : \frac{1}{a} L \frac{80}{50} + \frac{1}{a''} L \frac{50}{10} = 150 \text{ sec.}$$

Gain relatif de temps par la seconde méthode de freinage :

$$\frac{60''}{210''} = 28 \%$$

c) Conclusions.

Nous allons les traduire graphiquement, figure 197 :

Soit à obtenir l'arrêt sur la distance A₁D, l'autorail ayant franchi en A₁ un signal d'avertissement fermé.

1° Dans le cas particulier, qui se présente d'ailleurs fréquemment, où le conducteur connaît parfaitement la ligne, c'est-à-dire l'endroit exact des ralentissements et des gares d'arrêt ainsi que le profil de la voie, la méthode exposée de freinage retardé mais énergique (courbe des vitesses ACD) a l'avantage sur celle du freinage prolongé et constant mais plus faible (courbe des vitesses ABD).

Elle doit donc être recommandée.

Si l'horaire n'est pas trop tendu on peut tirer le parti maximum de cette méthode en freinant le plus tard possible, modérément et pour ajuster seulement l'arrêt. Il suffit en prévision de cet arrêt,

de gagner au préalable une ou deux minutes au maximum en augmentant la vitesse (*fig. 198*) : courbe des vitesses ABCD avec coup de frein en C au lieu de courbe AB'C'D avec coup de frein en C'.

2° Dans le cas où le conducteur connaît assez mal la ligne ou l'efficacité du frein de l'autorail qu'il conduit, il est recommandé, pour les mêmes raisons, de freiner en plusieurs fois et à de fortes pressions (courbe des vitesses AEFGD, *figure 197*).

Le freinage sera d'autant meilleur au double point de vue de l'usure des garnitures et du temps de ralentissement que cette courbe se rapprochera davantage de celle optimum ACD.

3° Dans le cas où il est nécessaire de ralentir le plus rapidement possible (disque rouge fermé et visible à courte distance par exemple) la courbe des vitesses affecte la forme AHD ou AIJD.

Un arrêt effectué suivant cette dernière courbe, c'est-à-dire à grande vitesse, brutalement et en un seul coup, non justifié par l'urgence ou toute autre raison de sécurité constitue un exemple de très mauvais freinage, par opposition au très bon ACD, tant du point de vue de l'usure des garnitures que du temps d'arrêt.

3° Essais périodiques de frein.

En vue de vérifier la constance de l'efficacité du freinage, il est procédé périodiquement à des essais de mesures des champs d'arrêt, après des parcours de 20.000 à 30.000 km, après les révisions générales et, dans le cas des freins à tambour, lors du changement des garnitures.

Ces essais sont réalisés avec des autorails non lestés, sans voyageurs, au cours de circulations spéciales.

Au cours de ces essais, on détermine les distances d'arrêt réalisables avec chacun des freins pris isolément, et on les compare aux distances maxima fixées par le Service de la Traction de chaque Région pour les différents types d'autorails. Si le résultat est insuffisant, le réglage des freins est repris et de nouveaux essais sont effectués.

La mesure des distances d'arrêt réalisables en utilisant le frein magnétique n'est pas obligatoire, en raison des inconvénients que présente son emploi.

a) Exécution des essais.

Ils s'exécutent à une vitesse voisine de la vitesse limite de l'autorail, compte tenu de la vitesse maximum autorisée sur la ligne.

Sont notés le profil de la voie, la vitesse au moment du coup de frein, la distance d'arrêt.

Le frein automatique ordinaire est essayé en plaçant la poignée du robinet à la position d'urgence et en l'y maintenant jusqu'à l'arrêt.

Le frein direct et le frein automatique modérable à haute pression de service sont essayés en plaçant la poignée à la position d'urgence puis en desserrant graduellement le frein de manière à ne plus avoir qu'une pression réduite au cylindre de frein lorsque la vitesse tombe en-dessous de 50 km/h afin d'éviter l'enrayage.

Le frein à main est essayé en exerçant un effort approximatif de 50 kg au volant ou à la manivelle.

L'essai comporte :

1° Cas des autorails munis de freins à sabots :

- Un arrêt par ouverture du robinet d'urgence à disposition du conducteur;
- Un arrêt normal avec le frein de service;
- Un arrêt normal avec le frein à main.

Certains autorails possèdent dans chaque poste de conduite deux freins à main distincts (frein à main à transmission mécanique et frein à main Lockheed), un essai doit être effectué avec chacun de ces freins pris isolément:

2° Cas des autorails munis de freins à tambours.

- Un arrêt normal avec le frein de service à une vitesse voisine de la vitesse maximum autorisée;
- Un arrêt normal avec le frein à main à la vitesse de 80 km/h.

Les coups de frein d'urgence des autorails à pneus sont susceptibles d'avoir gravement ces derniers jusqu'à la crevaisson.

Pour diminuer les risques de détérioration des pneus au cours des essais de freinage, la vérification du frein d'urgence est à faire à partir d'une vitesse réduite à déterminer en conséquence.

b) Examen des résultats.

La distance d'arrêt réelle obtenue aux essais par l'emploi du frein automatique ou du frein d'urgence :

1° Doit être nettement inférieure à la distance d'arrêt réglementaire définie à la NT. M N° 5.

La performance ci-après permet de respecter les conditions de couverture de toutes les régions : à 100 km/h en palier, à vide, sans sabler, par tous temps et sans enrayage : arrêt sur 500 mètres au maximum, ce qui nécessite une décélération moyenne en mouvement uniformément retardé de 0,41 m/sec².

2° Doit être inférieure ou au plus égale, pour chaque type de frein et d'équipement, à la valeur fixée d'une façon définitive par le Service Régional d'après les résultats d'une série d'essais moyens de réception.

A ce dernier sujet, il y a lieu de remarquer d'une part, que ces essais de réception doivent être exécutés avec relevés au décélérographe pour s'assurer qu'en partant de différentes vitesses initiales on réalise bien la performance optimum, c'est-à-dire la variation de l'effort décélérateur suivant au mieux la limite d'adhérence par rail gras; d'autre part, qu'en cas de trois freinages successifs rapprochés avec frein à garnitures, la distance d'arrêt au troisième freinage ne doit pas dépasser de plus de 10 % la distance obtenue au cours du premier.

Pour simplifier la comparaison par le dépôt des performances, un tableau du modèle ci-dessous peut fixer pour chaque type de frein et d'équipement les distances d'arrêt qui doivent être réalisées suivant la vitesse initiale et le profil. Le nombre placé au-dessous indique le temps en seconde pendant lequel l'arrêt est obtenu.

Série d'autorail	Profil en pente de	Vitesse initiale						
		120	110	100	90	80	70	60
Renault 500 CV Type ADP Frein à sabots en fonte	0	565 34	476 31	390 28	317 26	251 23	190 20	140 17
	5	579 35	488 32	400 29	325 26	257 23	195 20	143 17
	10	593 36	500 33	410 30	333 27	263 24	200 21	147 18
	15				371 30	293 26	223 23	163 20
	20				410 33	324 29	246 26	181 22

Les distances d'arrêt de ces tableaux peuvent être calculées à l'aide d'une formule dans laquelle l'accélération moyenne γ est déterminée à l'aide des résultats d'essais de réception les moins bons (freinage d'urgence) (voir à ce sujet le chap. IV du « Supplément »).

Les freins à main de service doivent permettre l'arrêt à 60 km à l'heure sur une distance de 700 mètres en pente de 8 ou de 510 mètres en palier, ce qui nécessite un pourcentage de poids freiné de 15 à 20 % environ. Le nombre de tours de volant ne doit pas dépasser 20 environ lorsque les sabots sont à limite d'usure avant réglage.

4^o Détermination des vitesses maxima à ne pas dépasser en cas d'avarie des freins.

Chaque autorail étant considéré comme comportant seulement :

- un frein d'usage normal,
- un frein à main de service,

les avaries de frein ont, en général, pour conséquence, soit de supprimer l'efficacité du frein d'usage normal sur un ou plusieurs essieux, soit de laisser seulement à la disposition du conducteur l'usage du frein à main de service.

On peut déterminer dans chacun de ces cas, les vitesses maxima à ne pas dépasser dans les conditions indiquées ci-après.

a) Influence sur le freinage de l'avarie des organes de frein de un ou plusieurs essieux.

Les N essieux normalement freinés d'un autorail produisent chacun une décélération partielle au moins égale à $\frac{\gamma}{N}$ lorsqu'ils sont également freinés, c'est-à-dire généralement lorsqu'ils supportent des charges sensiblement égales. Si donc le frein d'usage normal ne fonctionne plus sur (n) essieux, la décélération de l'autorail sera supérieure ou égale à $\frac{(N-n)\gamma}{N}$, et la vitesse maximum admissible sur une ligne de profil i , sur laquelle la distance de couverture est l , pourra être au plus égale à celle donnée par la formule :

$$l = \frac{V^2}{(N-n) \frac{\gamma}{N} + \frac{i}{100}} \times 0,041$$

Dans le cas, au contraire, où les essieux freinés sont inégalement freinés, parce que les charges qu'ils supportent sont nettement différentes, chaque essieu introduit une décélération partielle sensiblement proportionnelle à la charge qu'il supporte. La décélération de l'autorail a donc des valeurs différentes suivant le nombre et l'emplacement des essieux sur lesquels le frein ne fonctionne plus.

Dans un but de simplification, on peut considérer que tous les essieux normalement freinés de l'autorail sont tous freinés comme le moins freiné d'entre eux, ce qui conduira à affecter à l'autorail un coefficient γ'' inférieur à γ .

En employant le coefficient γ'' , on se trouve ainsi ramené au cas précédent.

La détermination de γ'' peut se faire à partir de γ , en se basant sur les charges portées par chaque essieu ou sur l'effort exercé par les sabots sur les bandages dans le cas des freins à sabots.

b) Calcul des vitesses maxima.

Connaissant les indices γ (γ'') et γ' , qui caractérisent pour chaque type d'autorail son frein d'usage normal et son frein à main de service, d'une part, et les distances de couverture d'autre part, le calcul des vitesses maxima à ne pas dépasser en cas d'avarie des freins est aisé à l'aide de la formule indiquée § a précédent.

Ce mode de calcul des vitesses suppose que le conducteur d'autorail commence à freiner au moment où il passe devant le signal d'avertissement prescrivant le ralentissement ou l'arrêt et que ses freins sont aussi bien réglés que lors des essais d'arrêt d'urgence ayant permis de déterminer la valeur des coefficients de décélération.

Ces conditions ne sont pas toujours remplies en pratique : aussi convient-il de prendre une marge de sécurité. On peut admettre :

- une majoration de 10 % sur la distance d'arrêt calculée pour tenir compte du dérèglement des freins,
- une majoration de la distance d'arrêt calculée égale au parcours réalisé en trois secondes à la vitesse maximum pratiquée par l'autorail au moment du freinage.

Ces trois secondes correspondent au temps de réaction du conducteur surpris, qui voit se fermer un signal au moment où l'autorail le franchit.

Par ailleurs, des restrictions d'emploi peuvent être rendues nécessaires, notamment dans le cas des freins à tambours (échauffement) et inversement des atténuations sont possibles lorsque l'autorail comporte des freins spéciaux en bon état (frein magnétique).

Pratiquement pour simplifier l'établissement et la lecture des documents à remettre aux conducteurs il n'existe que deux gammes de vitesses à ne pas dépasser en cas d'avarie des freins :

- - la vitesse limite des trains « Voyageurs et Messageries » $\times 0,8$.
- - la vitesse limite des trains « Marchandises » $\times 0,8$.

Premier exemple de calcul de vitesse limite à observer.

Soit le cas des Bugatti 400 CV et 800 CV dont $\gamma'' = 0,9$ et $\gamma' = 0,5$ circulant sur une section de ligne en pente de 10 mm (limites de vitesses 100 km/h pour les trains de « Voyageurs » et « Messageries » et 60 km/h pour les trains de « Marchandises », distance de couverture admise 1000 m), et dont le frein à main seul fonctionne sur $\frac{n}{10}$ des garnitures.

En adoptant $60 \times 0,8 = 48$ km/h pour vitesse limite, la distance d'arrêt du frein doit être inférieure à (en appliquant la marge de sécurité) :

$$\left[1000 \text{ m} - \left(\frac{48}{3,6} \times 3 \right) \right] \frac{10}{11} = 872 \text{ m.}$$

$$\text{De l'équation } 872 = \frac{48^2 \times 0,041}{0,5 \times \frac{n}{10} - \frac{10}{100}}$$

on tire $n = 5$ en arrondissant le résultat à l'unité supérieure.

En adoptant $100 \times 0,8 = 80$ km/h pour vitesse limite, la distance d'arrêt du frein doit être inférieure à 848 m.

et on tire $n = 8$.

Par conséquent :

— de $\frac{5}{10}$ à $\frac{8}{10}$ exclus des tambours freinés au frein à main, vitesse-limite : 48 km/h

— de $\frac{8}{10}$ à $\frac{10}{10}$ inclus des tambours freinés au frein à main, vitesse-limite : 80 km/h

La seule considération de l'échauffement des tambours fait adopter les proportions suivantes en cas d'avarie partielle du frein à air :

— de $\frac{5}{10}$ à $\frac{8}{10}$ exclus des tambours freinés au frein direct ou automatique à air : vitesse-limite : 48 km/h.

— de $\frac{8}{10}$ à $\frac{10}{10}$ exclus des tambours freinés au frein direct à air : vitesse limite : 80 km/h.

Deuxième exemple.

Soit le cas des ABJ2 dont $\gamma'' = 0,85$ et $\gamma' = 0,25$.

Essayons le cas du frein à air agissant sur un seul bogie avec 80 km/h pour vitesse-limite.

On trouve :

$$l = \frac{80^2 \times 0,041}{\frac{0,85}{2} - \frac{10}{100}} = 807 \text{ m.}$$

Majoration $\left\{ \begin{array}{l} \text{de } 10 \% \quad 81 \text{ m.} \\ \text{des } 3 \text{ sec.} \quad 67 \text{ m.} \end{array} \right.$

Total : 955 m.

La vitesse de 80 km/h est donc acceptable.

De même pour le frein à main fonctionnant seul sur les deux bogies la vitesse de 48 km/h est acceptable.

$$l = 733 \text{ m}$$

mais celle de 80 km/h ne l'est pas : $l = 1992 \text{ m.}$

Toutefois, si le frein magnétique fonctionne (et si son emploi est autorisé) avec le frein à main sur les deux bogies on peut accepter 80 km/h.

On peut se dispenser de faire le calcul pour des pentes supérieures à 10 mm par mètre car l'incidence sur le calcul de la distance d'arrêt se trouve être automatiquement compensée par la diminution de la vitesse-limite autorisée des deux catégories de train en fonction du taux de la pente caractéristique de la section de ligne considérée.

c) Cas des autorails circulant en couplage ou jumelage.

Sous réserve que les autorails constituant la rame aient des charges par essieux comparables, on considère la rame comme constituant un autorail unique. Exemple : le frein à air n'agit que sur deux bogies de 2 ABJ couplées ou jumelées : vitesse limite de trains « Voy. et Mess » $\times 0,8$.

Si le conducteur de tête n'a pas la commande des freins du second autorail, des restrictions sont apportées. Exemple : le frein à air et les freins magnétiques de 2 ABJ couplés ou jumelés fonctionnent seuls : vitesse-limite des trains de marchandises $\times 0,8$.

Au surplus, si le code est avarié, il y a lieu de circuler en dédoublé et d'appliquer les limites de vitesse des autorails seuls.

5° Couplage des freins des autorails jumelés et des remorques.

Les autorails peuvent circuler en couplage ou en jumelage avec des autorails de même type, avec des véhicules remorqués, avec des véhicules encadrés.

En couplage il y a continuité du frein automatique au moins et le cas échéant du frein direct. Ces freins sont sous la dépendance exclusive du conducteur de l'autorail de tête.

En jumelage, les conduites de frein sont accouplées ou non; dans les deux cas, il faut s'assurer de la continuité de la liaison électrique du code de jumelage (1).

A la suite des remarques des Services Techniques du Ministère des Travaux Publics sur un accident d'autorail (par rattrapage) ayant porté en particulier sur le fait que les appareils de frein n'étaient pas soumis à l'action du seul conducteur de l'autorail de tête et afin de permettre le couplage des freins dans tous les cas de jumelage, la D. E. A. a effectué en 1948 une étude ayant pour but de déterminer les séries d'engins qu'il y aurait lieu de modifier, compte tenu de l'importance des dépenses à engager.

Etant convenu d'abord que le couplage des freins ne sera effectué qu'avec des autorails de même type, les séries suivantes du parc actuel pour lesquelles une modification s'impose ou s'imposait ont été retenues :

Renault ABJ
Renault VH ayant des distributeurs identiques
Bugatti 400 CV « allongé » et « surallongé »
De Dietrich 210 et 320 CV
Somua
Lorraine
ADN munis de distributeurs identiques

Les schémas (Pl. I à XXXIV) sont ceux des freins modifiés dans ce but.

Certains autorails n'ont pas été retenus, soit parce qu'ils n'assurent pratiquement pas de service en jumelage (rames TAR, Bugatti doubles et triples) soit parce que la modification à réaliser nécessiterait sur des engins déjà anciens des frais excessifs (Charentaises, ZO).

L'étude et les essais découlant des modifications à effectuer nécessitent, en raison de la multiplicité des points de détail à régler, des mises au point.

a) Conduite d'équilibre.

Sur les autorails devant circuler en jumelage avec freins couplés, une conduite d'équilibre reliant les réservoirs principaux est montée lorsque le débit du compresseur du premier véhicule s'avère insuffisant pour l'alimentation des deux véhicules. Même en cas d'essais satisfaisants de freinage sans conduite d'équilibre, cette conduite peut être prévue afin d'augmenter la sécurité en cas de défaillance ou de rendement insuffisant du compresseur de l'autorail de tête.

b) Dispositions d'isolement des postes de conduite non occupés.

Généralement, il n'existe qu'une poignée amovible pour les deux robinets de frein automatique; cette poignée est enlevée en position neutre afin de supprimer le risque de manœuvres intempestives par des voyageurs occupant le poste de conduite (côté bagages) lorsque le conducteur occupe le poste moteur.

Au surplus, la conduite automatique peut être isolée par un robinet non verrouillé (R 2000 à TV et R 5200), mais cette disposition complémentaire présente l'inconvénient

(1) C'est à l'aide de ce dispositif approprié de signalisation que les manœuvres à effectuer sur les engins placés en 2^e, 3^e positions sont transmises aux conducteurs qui les occupent par le conducteur de tête.

suisant : en prenant possession d'un poste de conduite, le conducteur peut oublier d'ouvrir le robinet d'isolement, ce qui peut entraîner des incidents de freinage (1).

La poignée des robinets de *frein automatique* de certains autorails (A 2001 et 2 et 2101 à 4), s'enlève en position d'urgence, afin de garantir l'immobilisation de l'autorail pendant la manœuvre du changement de poste. Cette disposition implique l'emploi d'un robinet d'isolement de la conduite automatique, criticable pour la raison indiquée ci-dessus (non verrouillage).

Il existe par ailleurs deux autres dispositions simples de l'isolement des postes munis d'un robinet de frein automatique à glace (2) :

— celle des autorails 150 ch et 300 ch S. N. C. F. à kiosque sur lesquels on isole la conduite principale en laissant la poignée du robinet du mécanicien en position I;

— celle des autorails ABJ4, 600 CV S. N. C. F., AEK équipés d'un pupitre Jourdain-Monneret avec verrouillage général.

Le robinet de *frein direct* peut être isolé par un ou deux robinets placés respectivement sur la conduite principale et la conduite d'application. Toutefois on remarquera que cet isolement fait double emploi et est incompatible avec la présence d'une double valve d'arrêt N° 19 combinée avec les deux robinets de frein direct qui assure automatiquement l'isolement du poste de conduite abandonné pour un changement de sens de marche, simplement par l'enlèvement de la poignée du robinet. La fermeture du robinet d'isolement du robinet de manœuvre du frein exigerait en effet une étanchéité parfaite de la partie de conduite comprise entre ledit robinet et la double valve d'arrêt N° 19 (voir Pl. XXXI, schéma du frein des autorails Lorraine).

Le principe de fonctionnement de la double valve d'arrêt N° 19 interdit par ailleurs le couplage des freins directs. Aussi n'est-elle plus guère employée.

c) Rames triples formées de deux autorails encadrant une remorque.

Sur ces rames, les freins direct et automatique étaient, primitivement accouplés entre l'autorail de tête et la remorque, mais ne l'étaient pas entre la remorque et l'autorail de queue.

Les modifications sont apportées aux séries d'engins précédemment nommées pour permettre le couplage total des freins et le freinage de la rame par le seul conducteur de tête.

En cas de fonctionnement du signal d'alarme, le ou les conducteurs en sont avertis :

— soit par une sonnerie d'alarme,

— soit par le ralentissement du convoi,

— soit par la baisse de pression dans la conduite générale au manomètre.

Une consigne particulière relative à la constitution et à l'utilisation existe pour chaque série d'engins pouvant circuler en rames multiples.

d) Possibilités d'emploi des remorques d'autorails.

Le tableau suivant indique les possibilités de remorquage par les autorails de certaines séries des principaux types de remorques spécialisées (avril 1949).

Dans le cas particulier d'autorails munis du frein automatique Jourdain-Monneret modérable au serrage et au desserrage et remorquant des voitures du parc, le freinage n'est pas homogène.

En effet, au desserrage, si le conducteur ne refait pas une réalimentation totale de la conduite automatique, la triple valve sur les voitures se met en position desserrage, alors que les distributeurs JMR conservent un certain freinage. Le conducteur doit s'assurer que les attelages sont bien serrés pour éviter les réactions.

(1) Peu graves toutefois si l'autorail est muni également du frein direct comme frein de service.

(2) La seule disposition qui procure une sécurité absolue et qui est adoptée sur les locomotives à vapeur, électriques ou Diesel électriques à deux postes munis de robinets H7 comporte l'enlèvement de la poignée du robinet en position d'urgence et l'isolement de la conduite automatique par un dispositif avec verrouillage. Ce dernier dispositif n'est pas utilisé sur les autorails car il apporterait une complication pour du matériel léger où l'on recherche la simplicité.

REMORQUES	Type	Standard	Bugatti	Decauville 1939	Unifiée à bogies	Unifiée à deux essieux (en constr.)	F. N. C.	Charentaise
		26 35 t JMR collectif	13 28 t à tambour direct et automatique autonome	15 25 t double PLM autonome	20 26 t JMR autonome	11 t JMR collectif	3 14 t automatique à TV collectif	4 30 t direct et automatique autonome
	Eclairage							
	Renault VII X 2000 (1)	P	P	P	P			P
	Renault ABJ 1-2 et 3 X 3000 à 3500		P					P
	Renault ADP X 4000		P	P	P			P
	Renault ADX X 5100-5200		P	P	P			
	Standard X A 3000	P	P	P	P			
	Decauville 600 ch XDC 2000-2100		P	P	P			
	Renault ABJ4 X 3600		P	P	P			
	Diétrich 300 ch X 3700 (2)			P				
	150 ch X 5010-5011 X 5300					P		
	300 ch X 3800		P	P		P		
	600 ch X 2400		P	P				
	Unités SNCF							
	FNC X 5008-5009 X 5600						P	

AUTORAILS





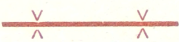
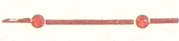





(1) A l'exception de 22 appareils équipés de freins JMD ou FJM.
 (2) En construction à la date du 1-4-49.
 P - Remorquage possible.

CONVENTIONS DES TRAITES ET COULEURS

Les teintes conventionnelles de la norme CNM 6006 (mais sans les anneaux de couleur permettant un repérage plus poussé des canalisations dans les installations fixes) sont appliquées sur les autorails, aussi bien sous le châssis et sur le bogie que dans la caisse, sauf dans la partie réservée aux voyageurs.

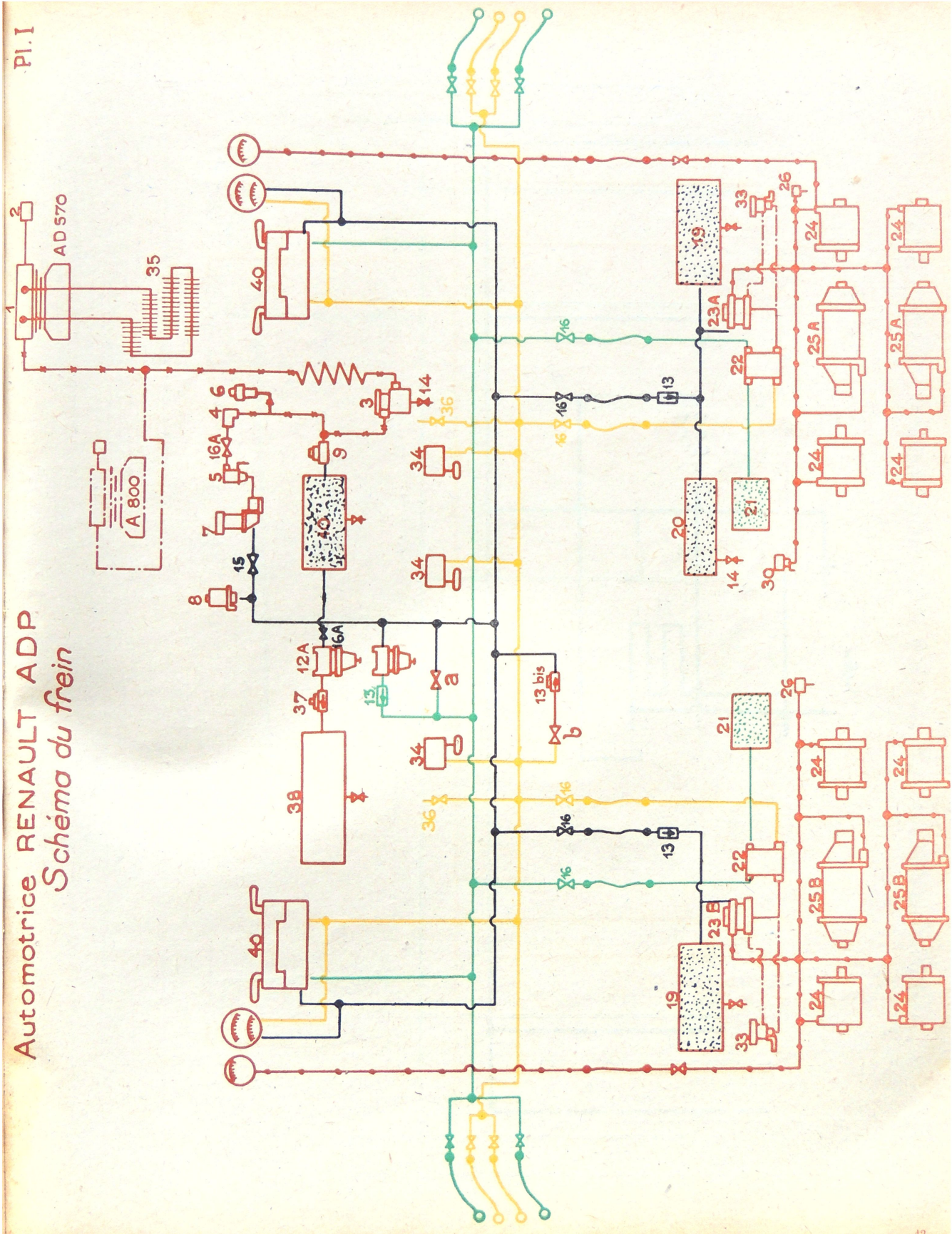
Conformément au RIC, la tête des demi-accouplements de frein direct est peinte en rouge vif, celle de frein automatique en jaune bouton d'or, celle de conduite principale en noir, celle des servitudes en bleu clair.

Légende pour la lecture des schémas.

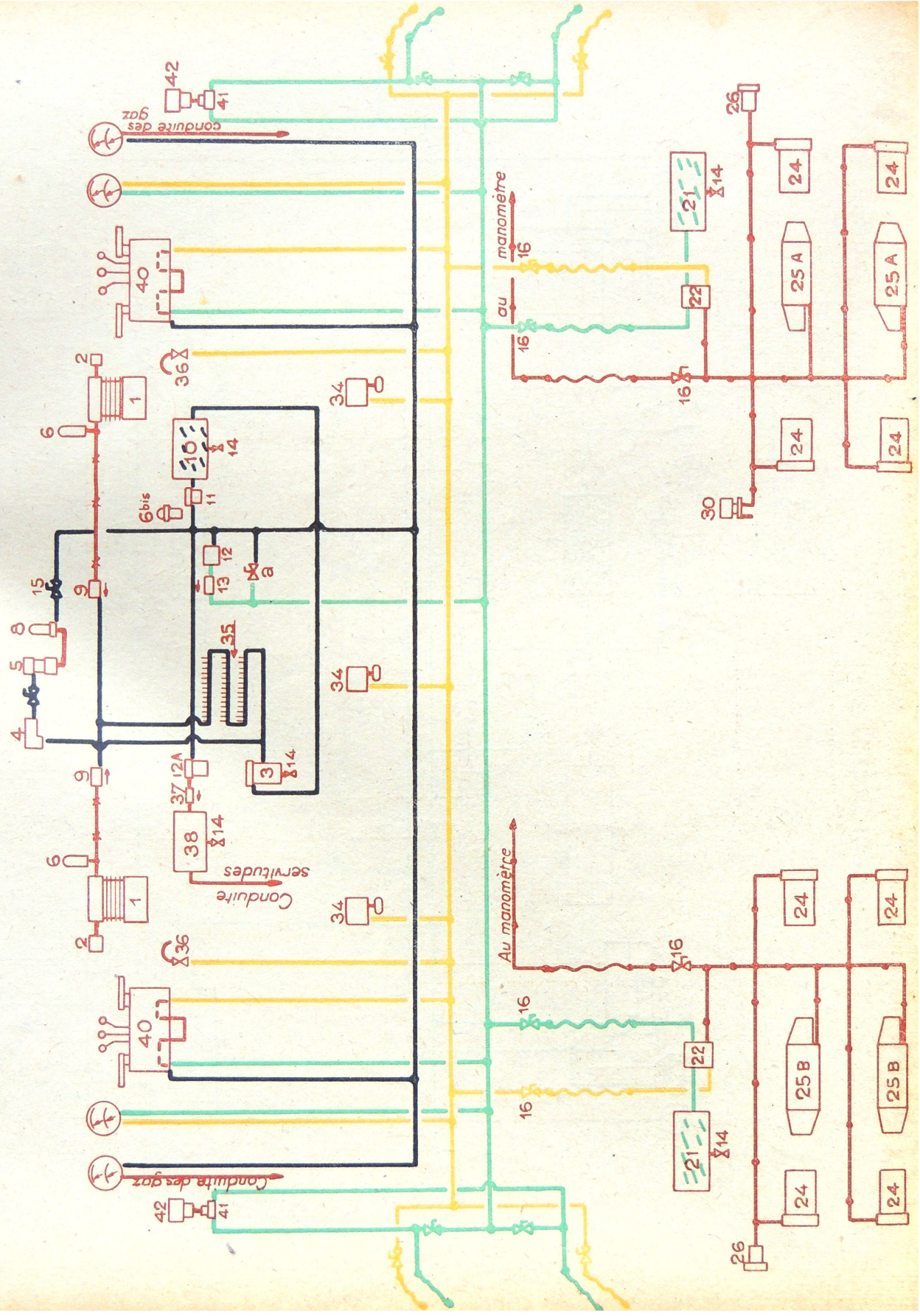
	Conduite application du frein direct.
	Conduite automatique.
	Conduite alimentation constante.
	Conduite principale.
	Conduite de refoulement.
	Conduite de frein.
	Autres conduites pneumatiques.
	{ Canalisations électriques.
	
	{ Commande mécanique.
	{ Variantes.

Automotrice RENAULT ADP
Schéma du frein

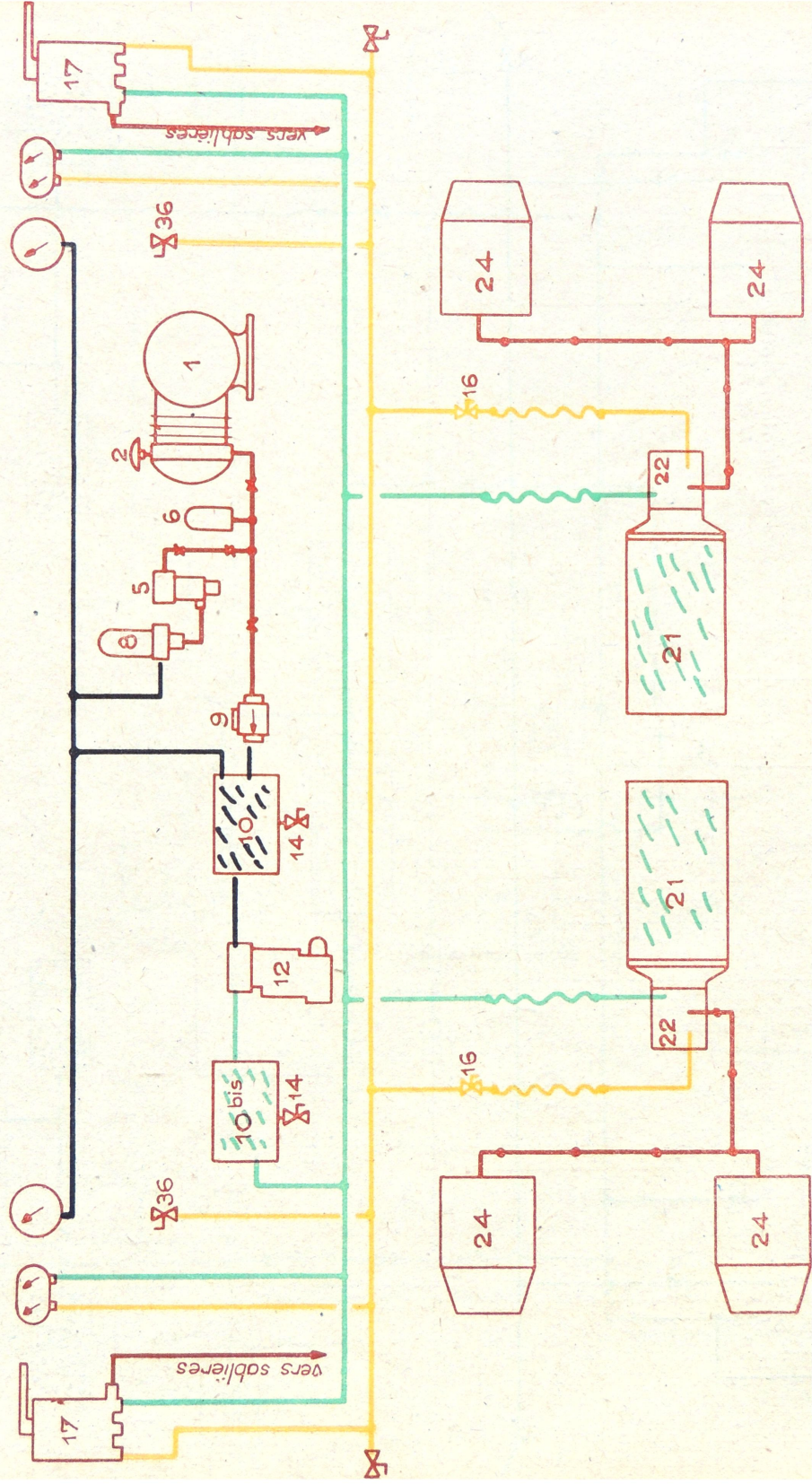
Pl. I



AUTORAIL RENAULT ADX2 P.O. MIDI R.5001 et 5101 à 5113

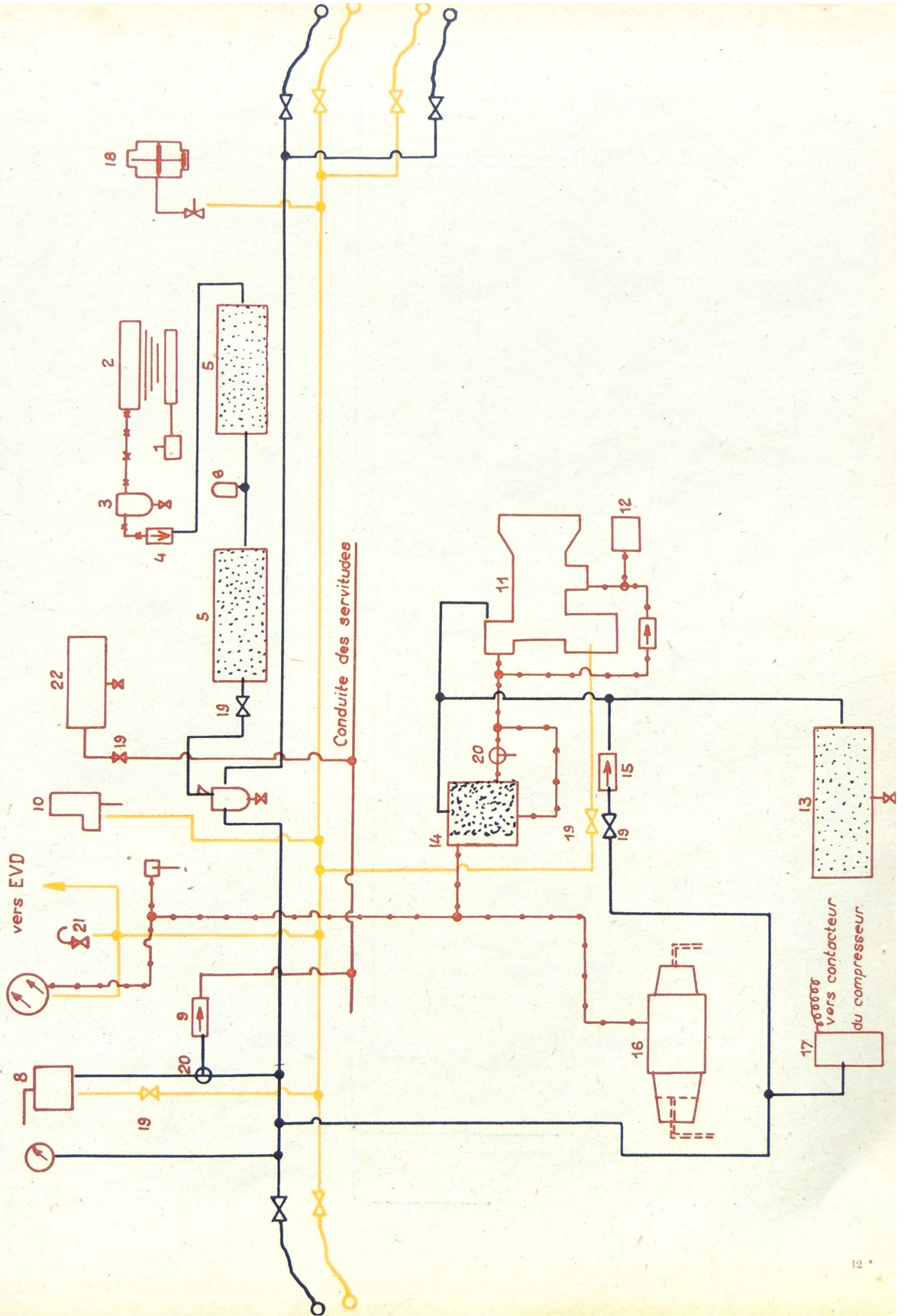


AUTORAIL RENAULT V H R. 2021 - 2031 - 2041 a 2049



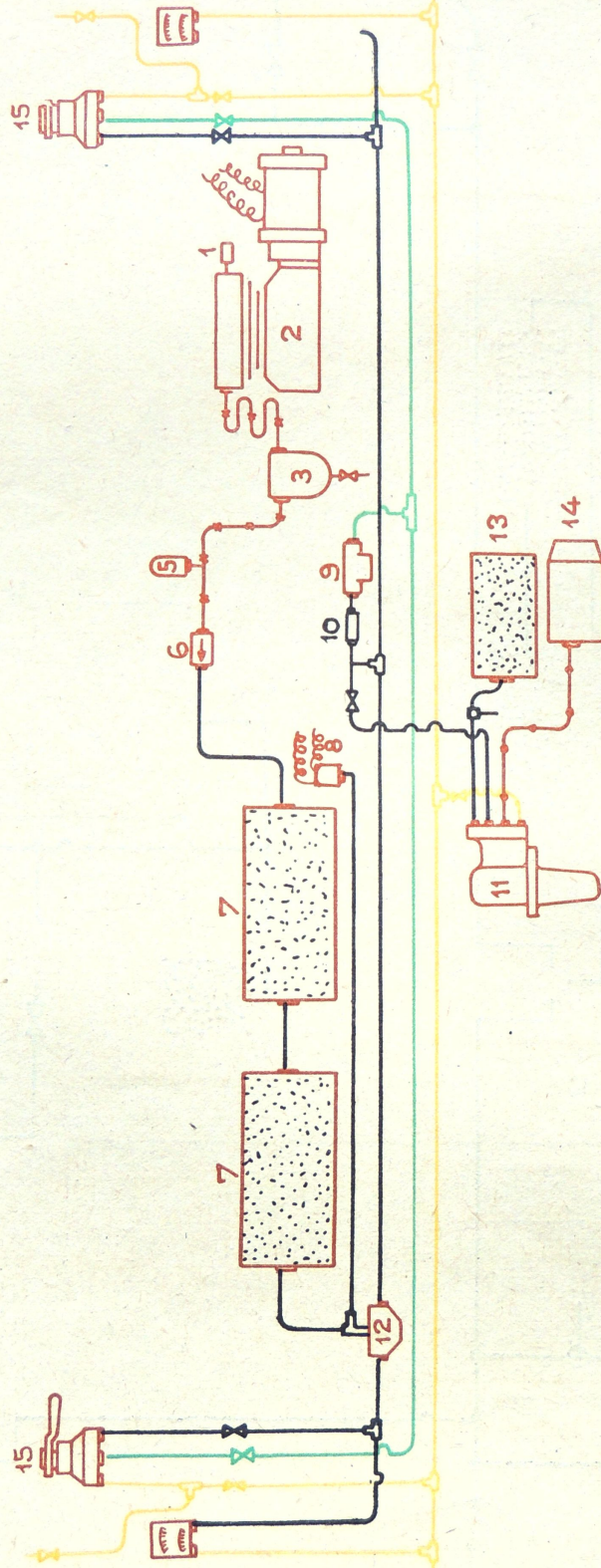
AUTOMOTRICE FRANCO-BELGE
 Schéma du frein

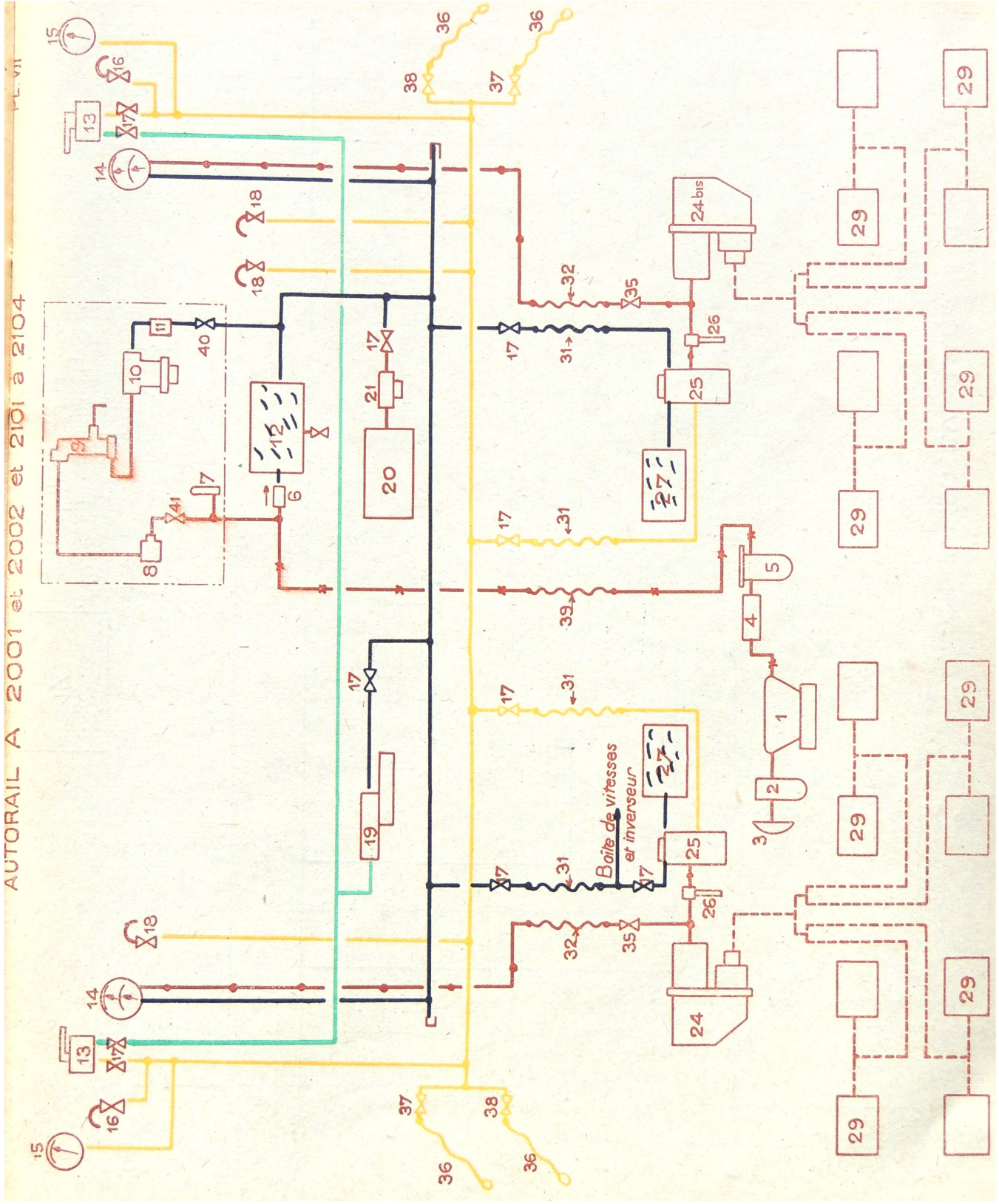
Pl.V



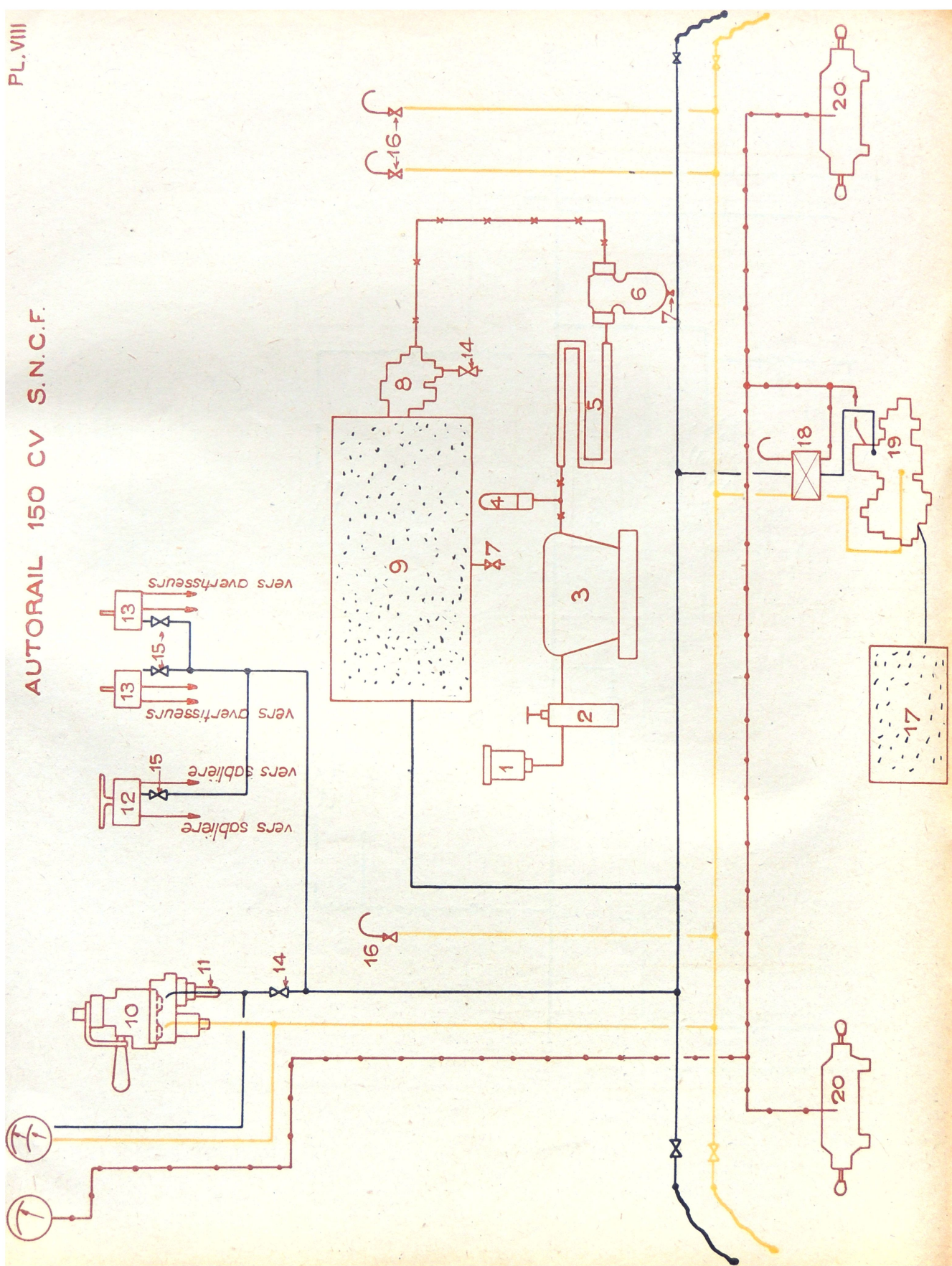
AUTORAILS CORPET LOUVET

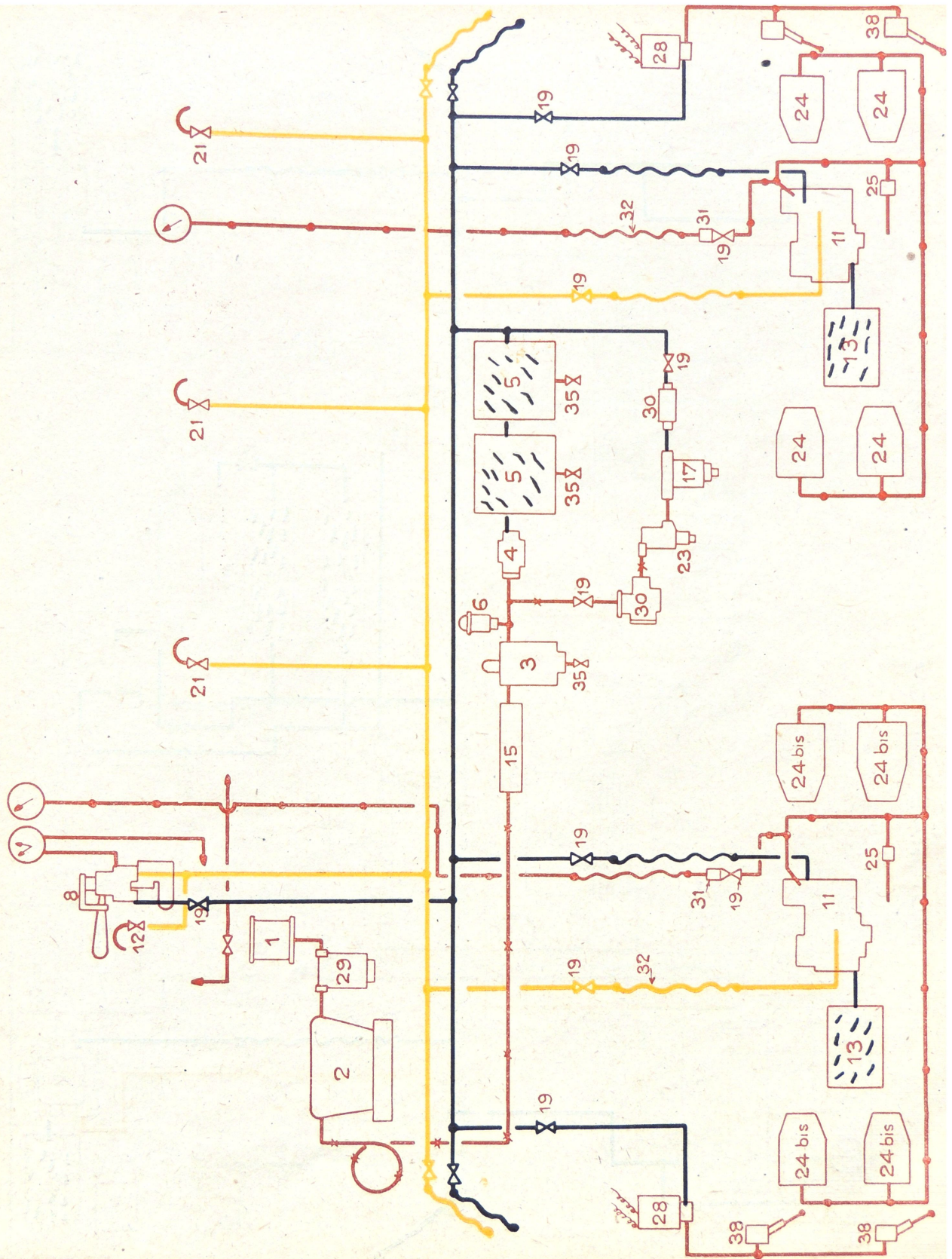
Schema du frein





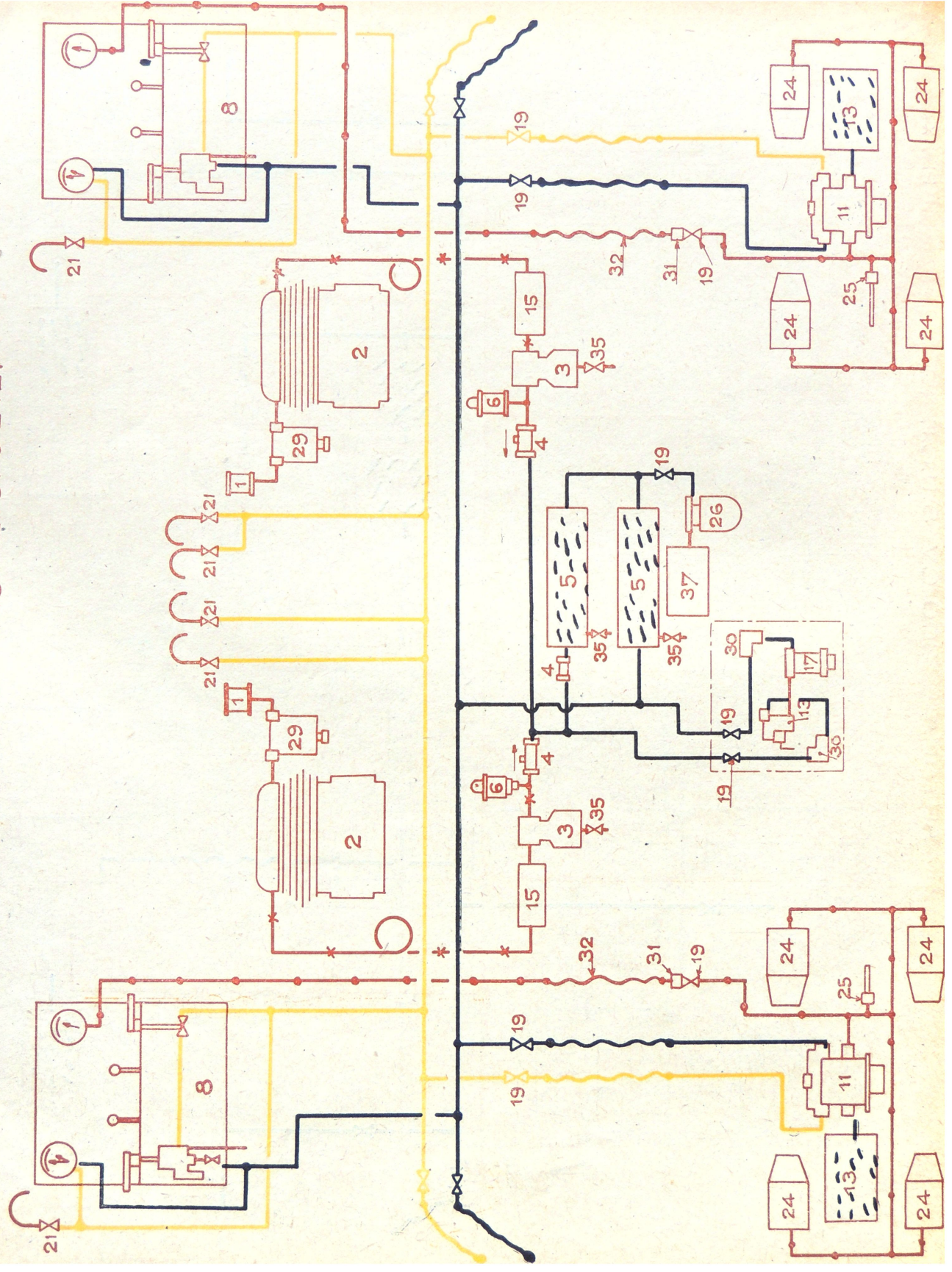
AUTORAIL 150 CV S.N.C.F.



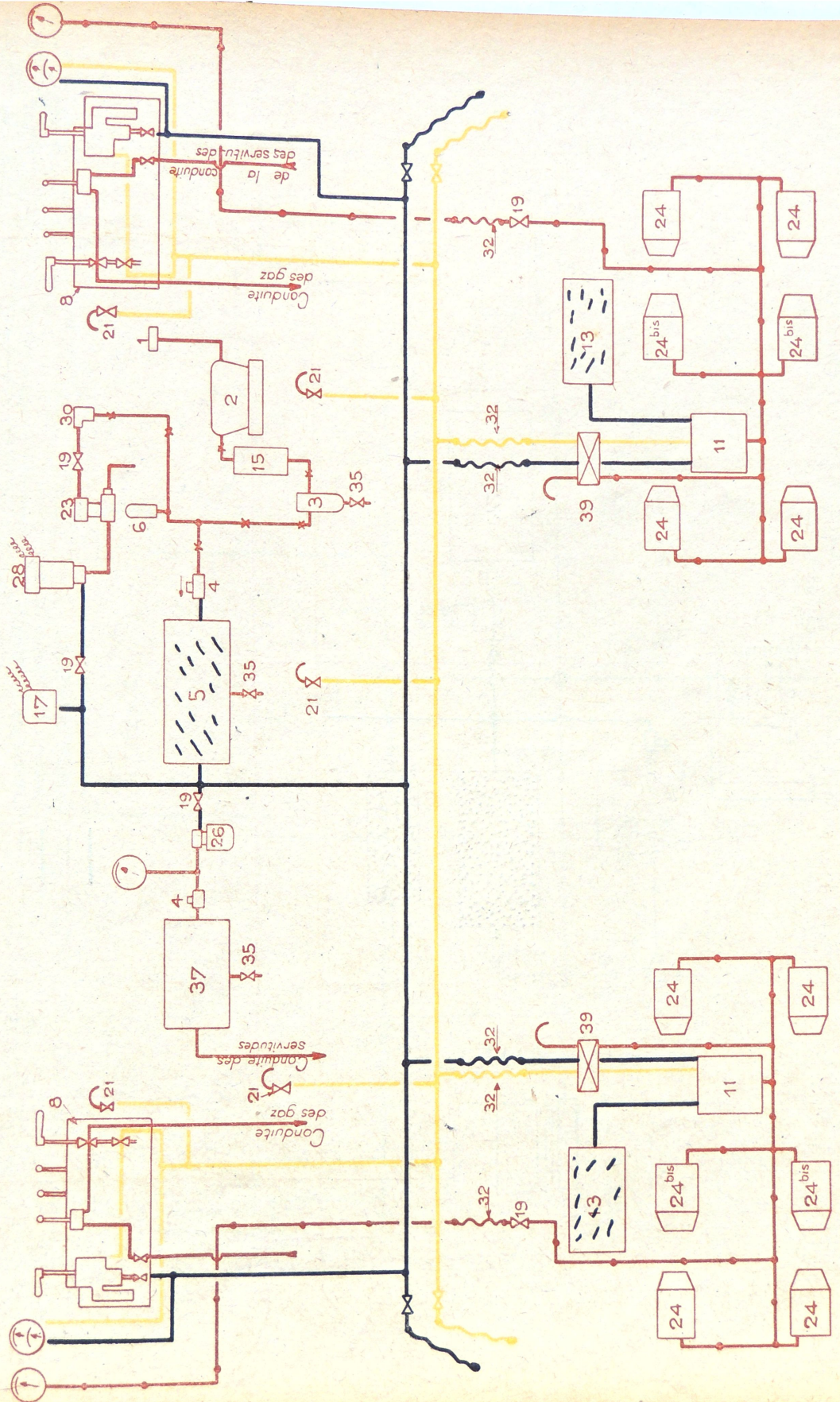


PL.X

AUTORAIL 600 CV SNCF 2401 à 2427

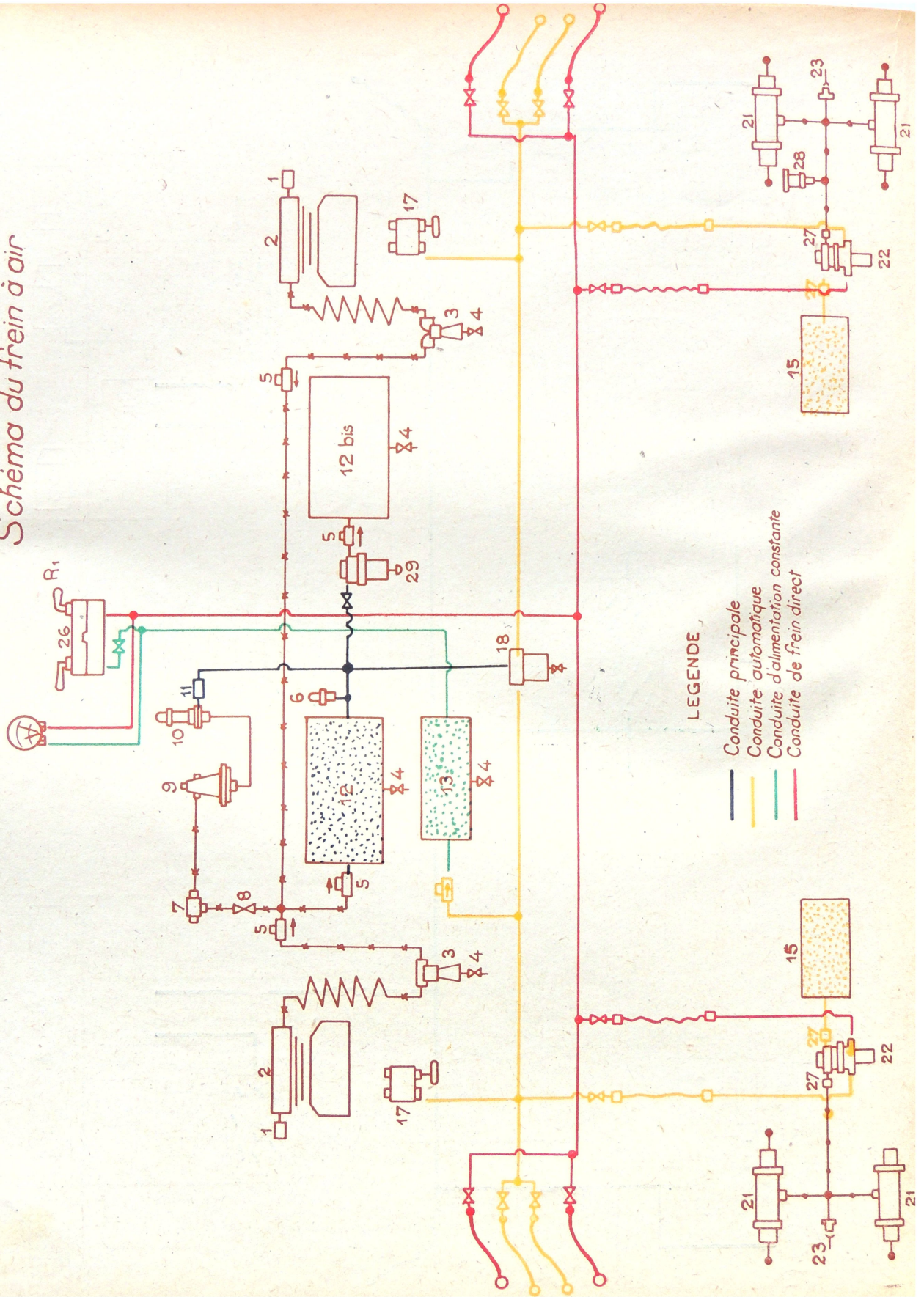


AUTORAIL RENAULT ABJ 4

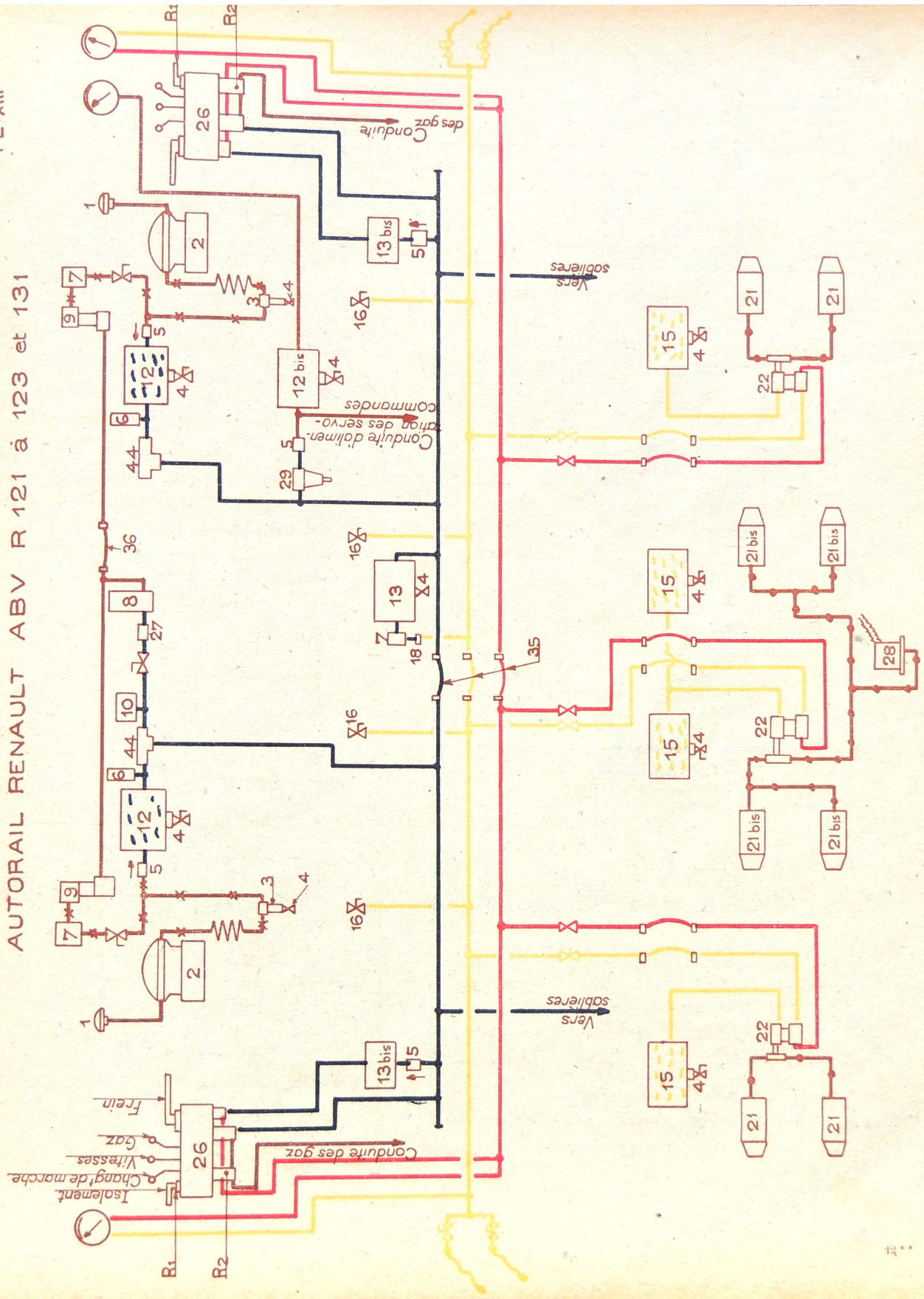


Autorail RENAULT A EK
 Schéma du frein à air

Pl. XII.

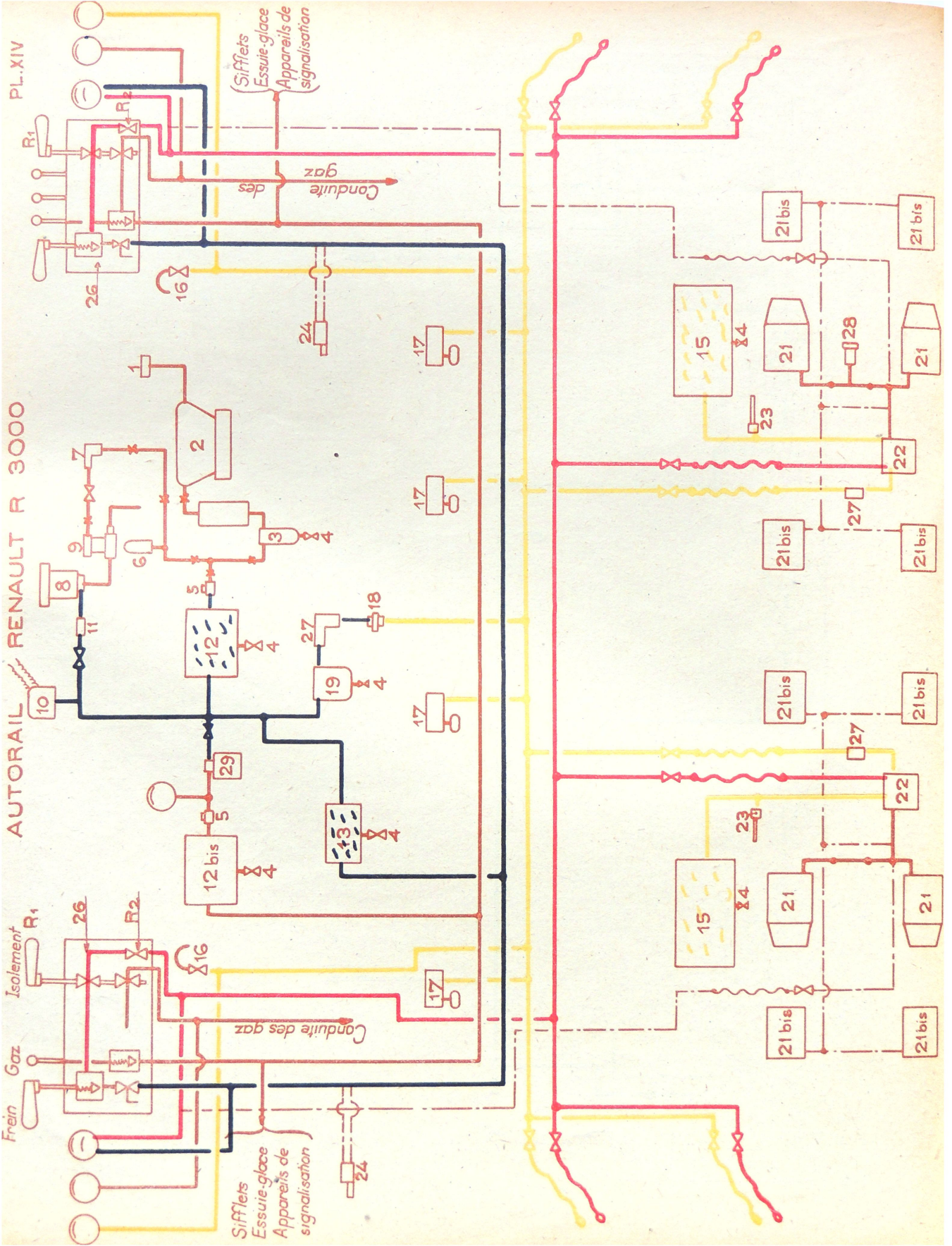


AUTORAIL RENAULT ABV R 121 à 123 et 131

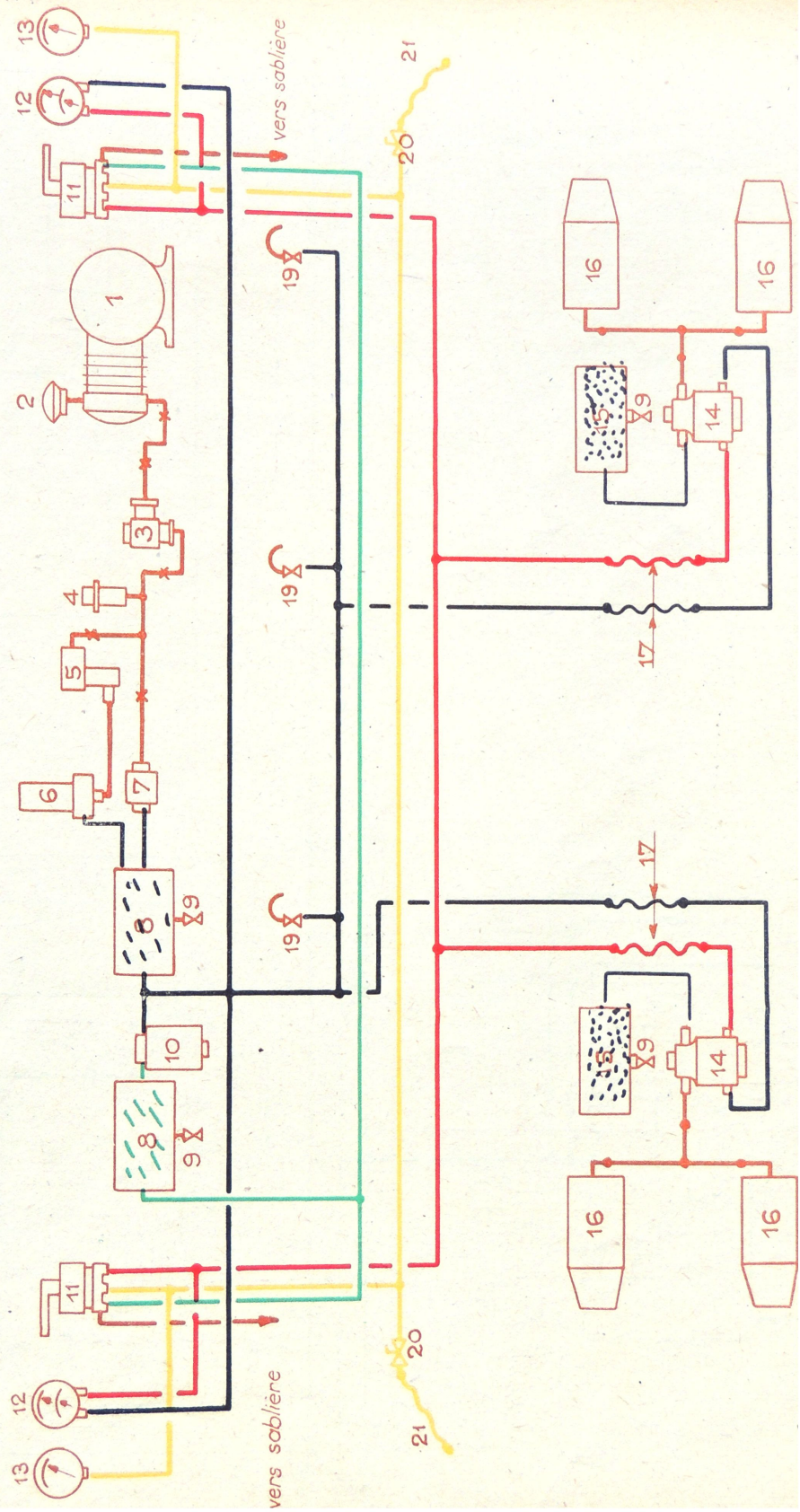


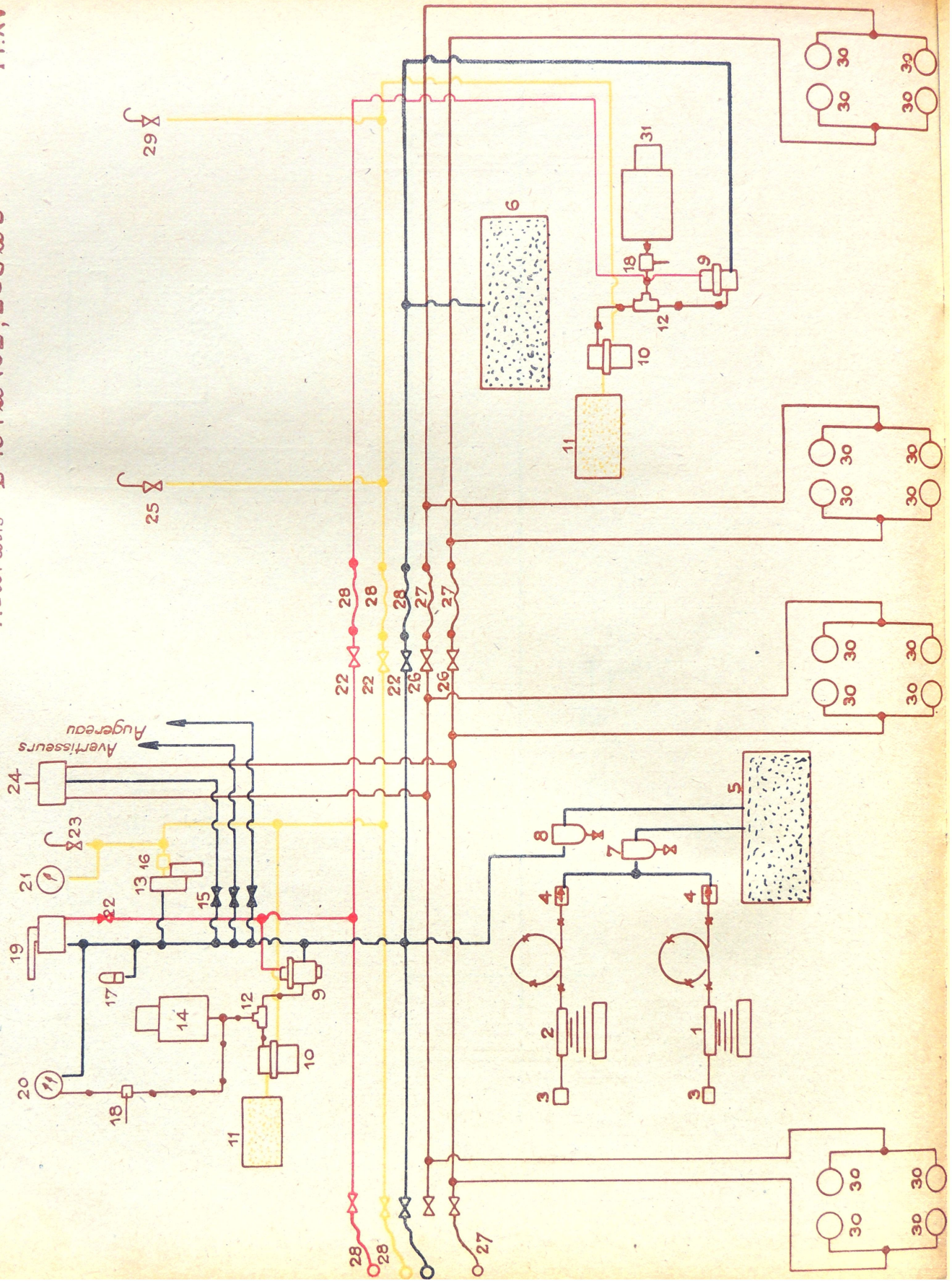
AUTORAIL RENAULT R 3000

PL.XIV



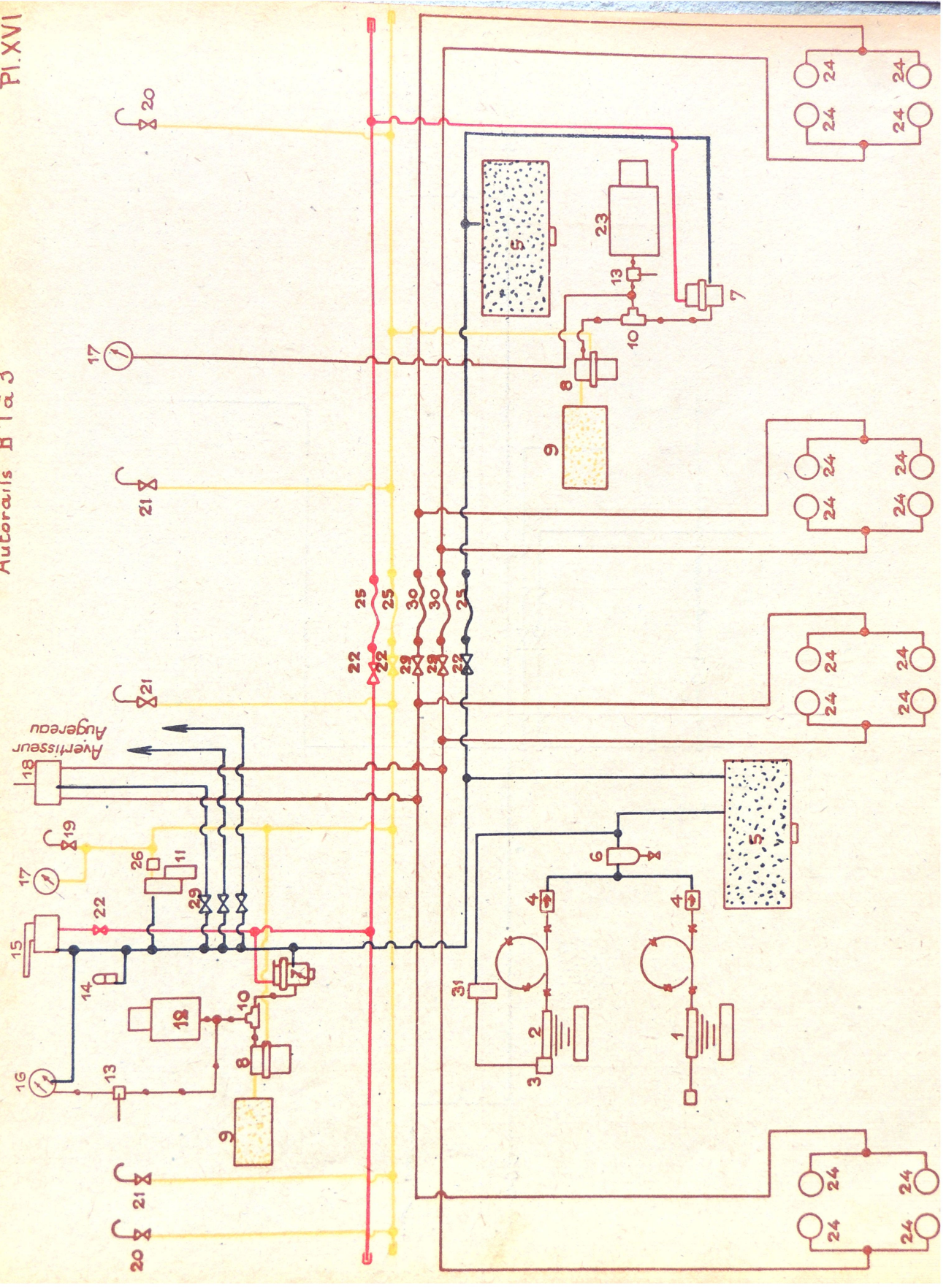
AUTORAIL RENAULT V H R 2221 à 2231 - 22241 à 22244

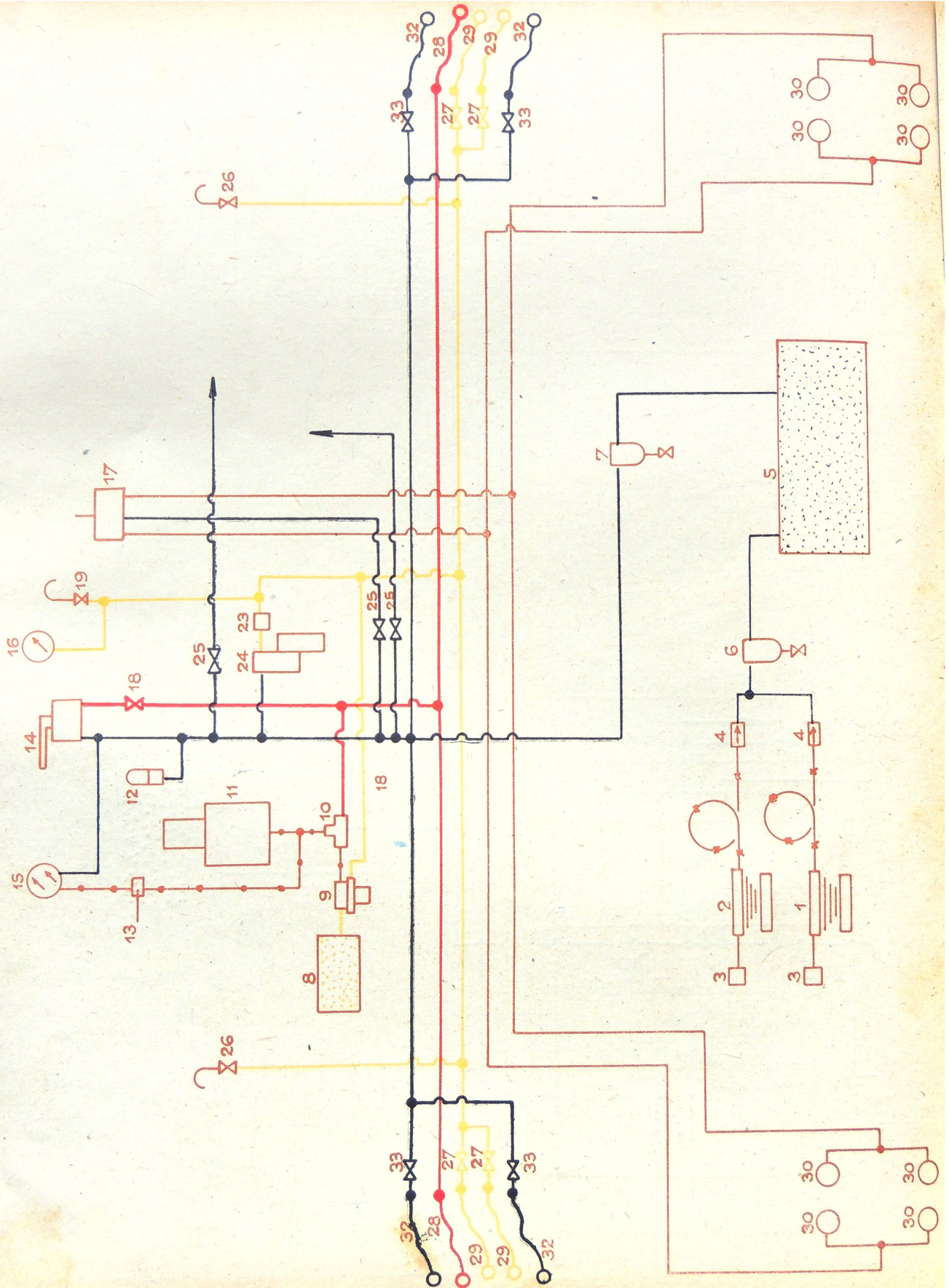


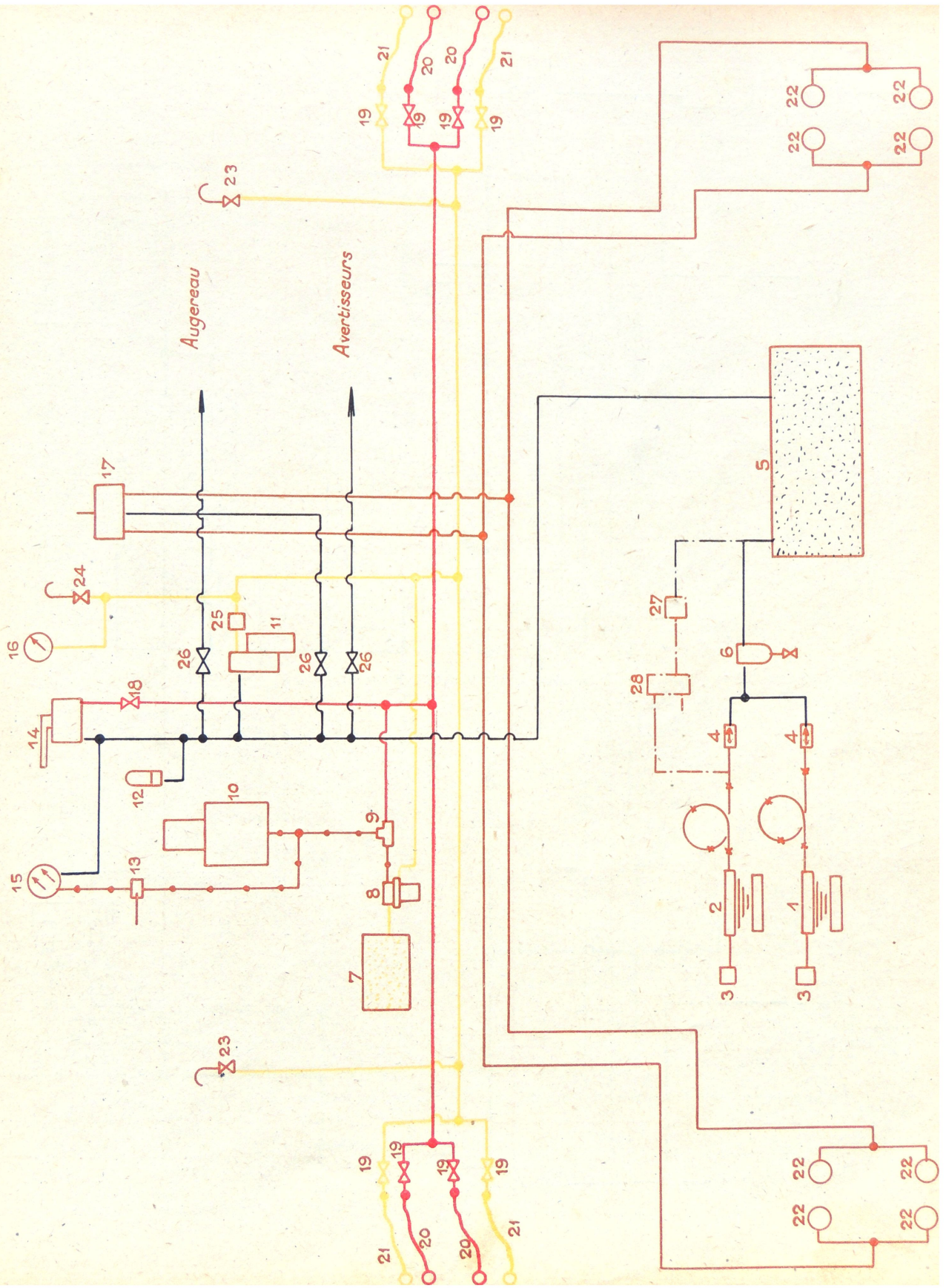


Autotrains B1 à 3

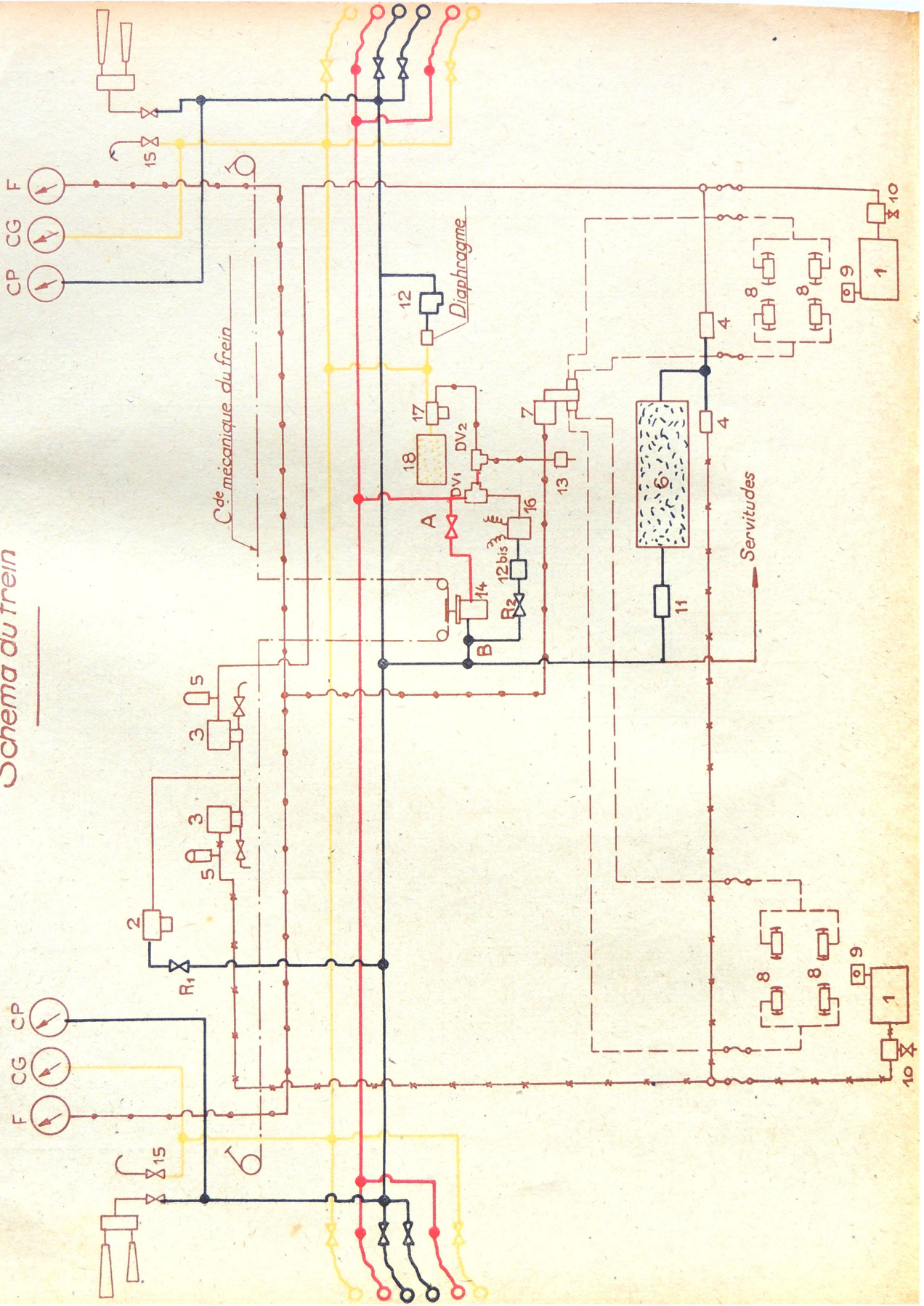
Pl. XVI





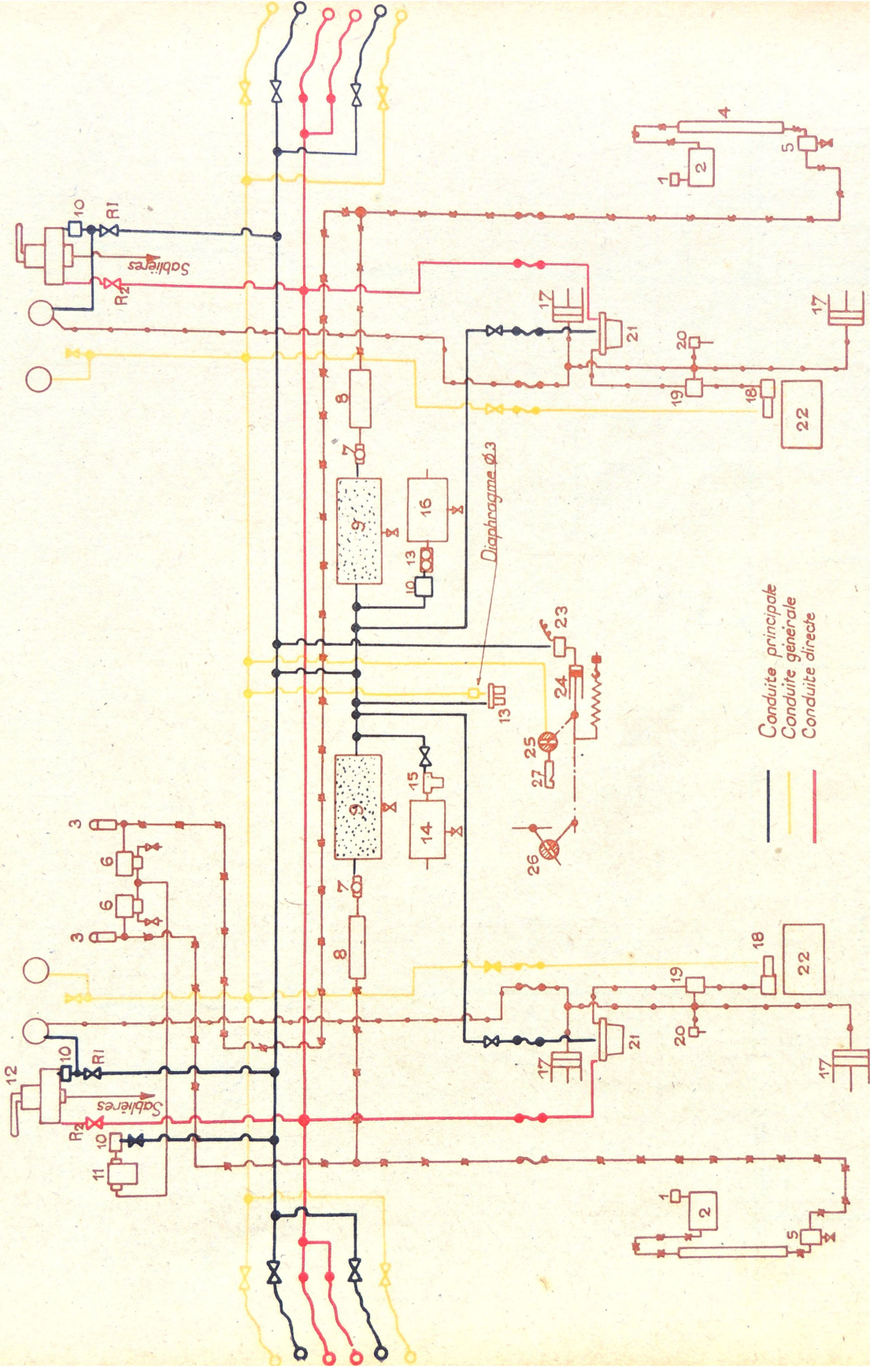


Schema du frein

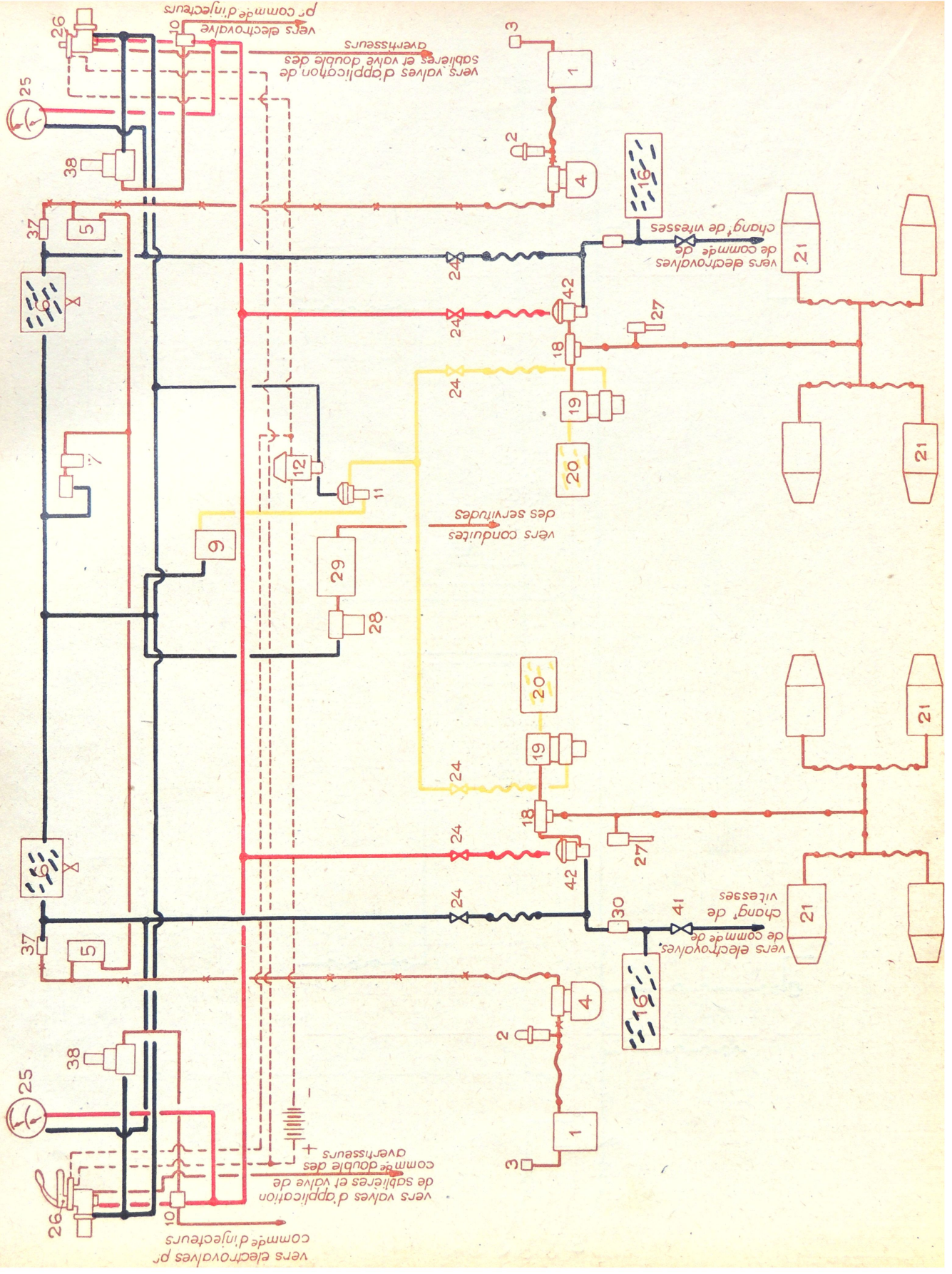


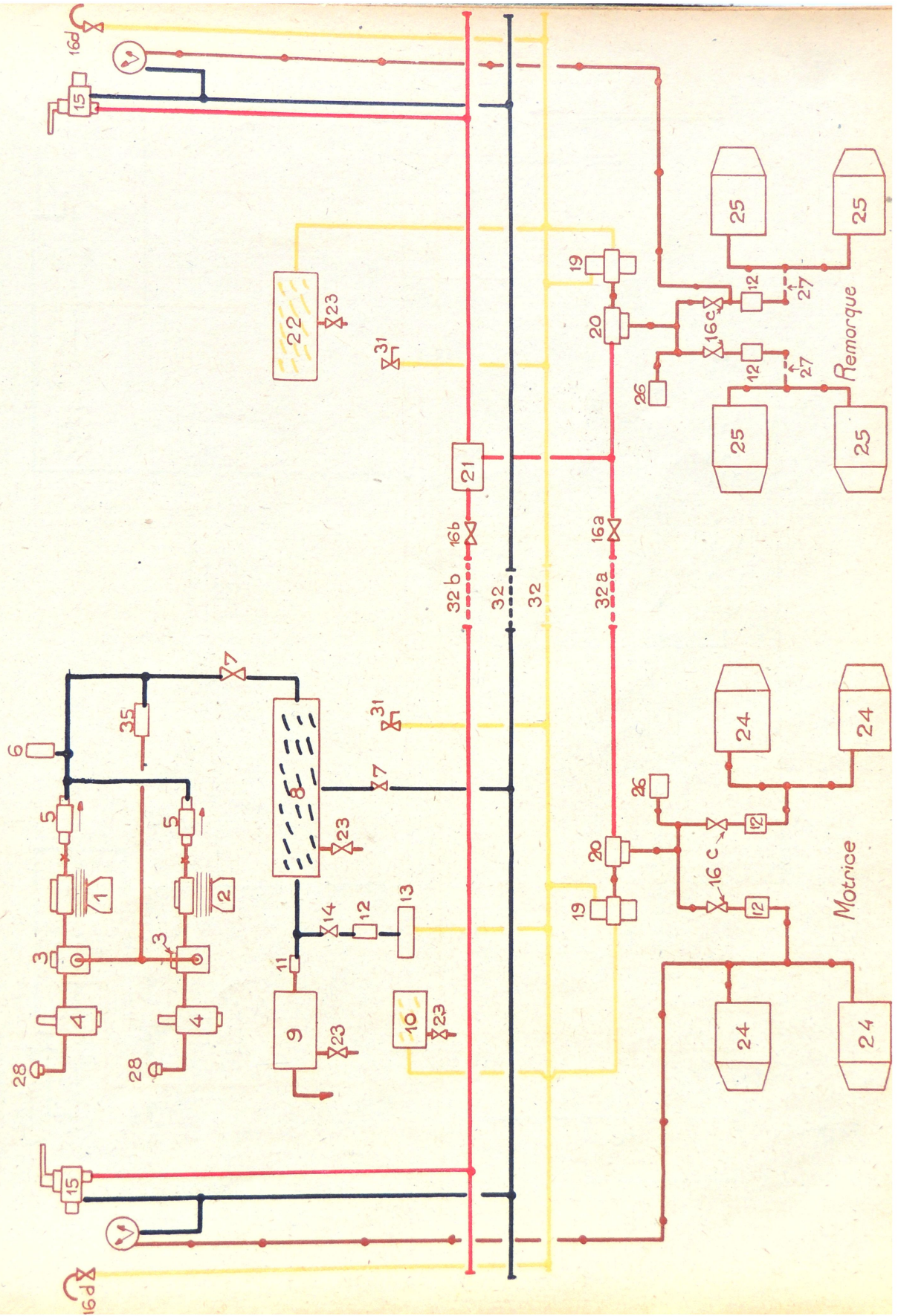
Poste I

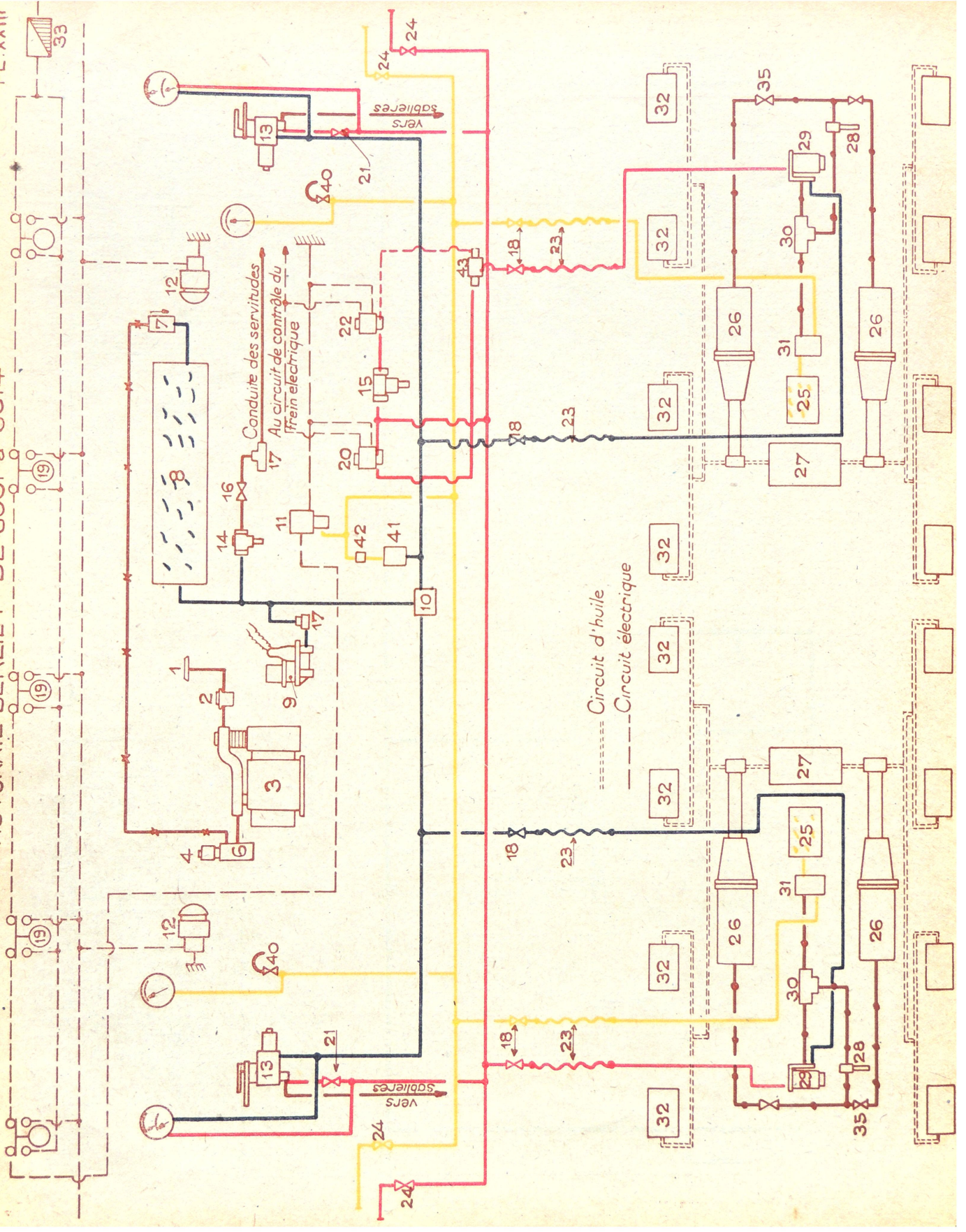
Poste II



Conduite principale
Conduite générale
Conduite directe

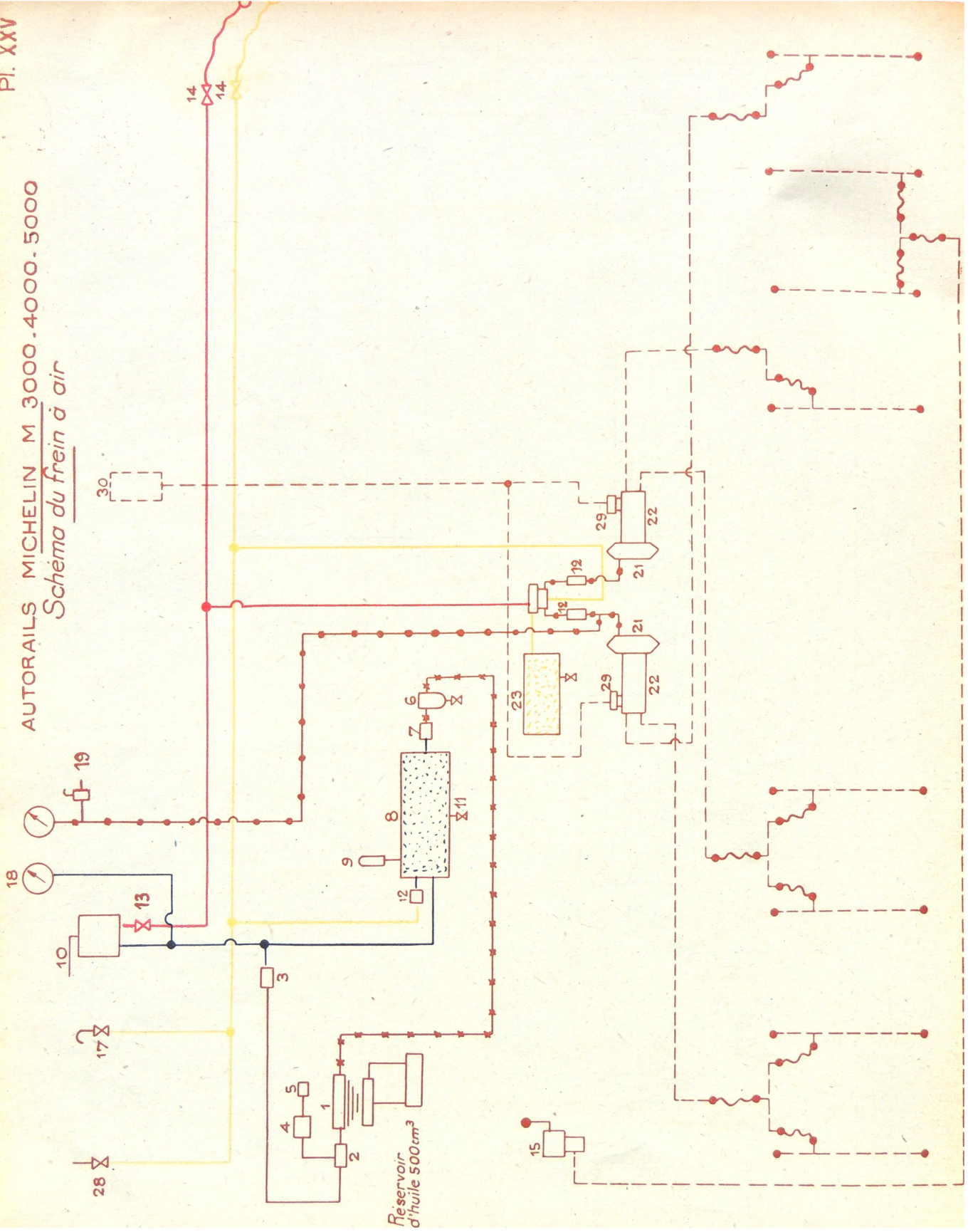






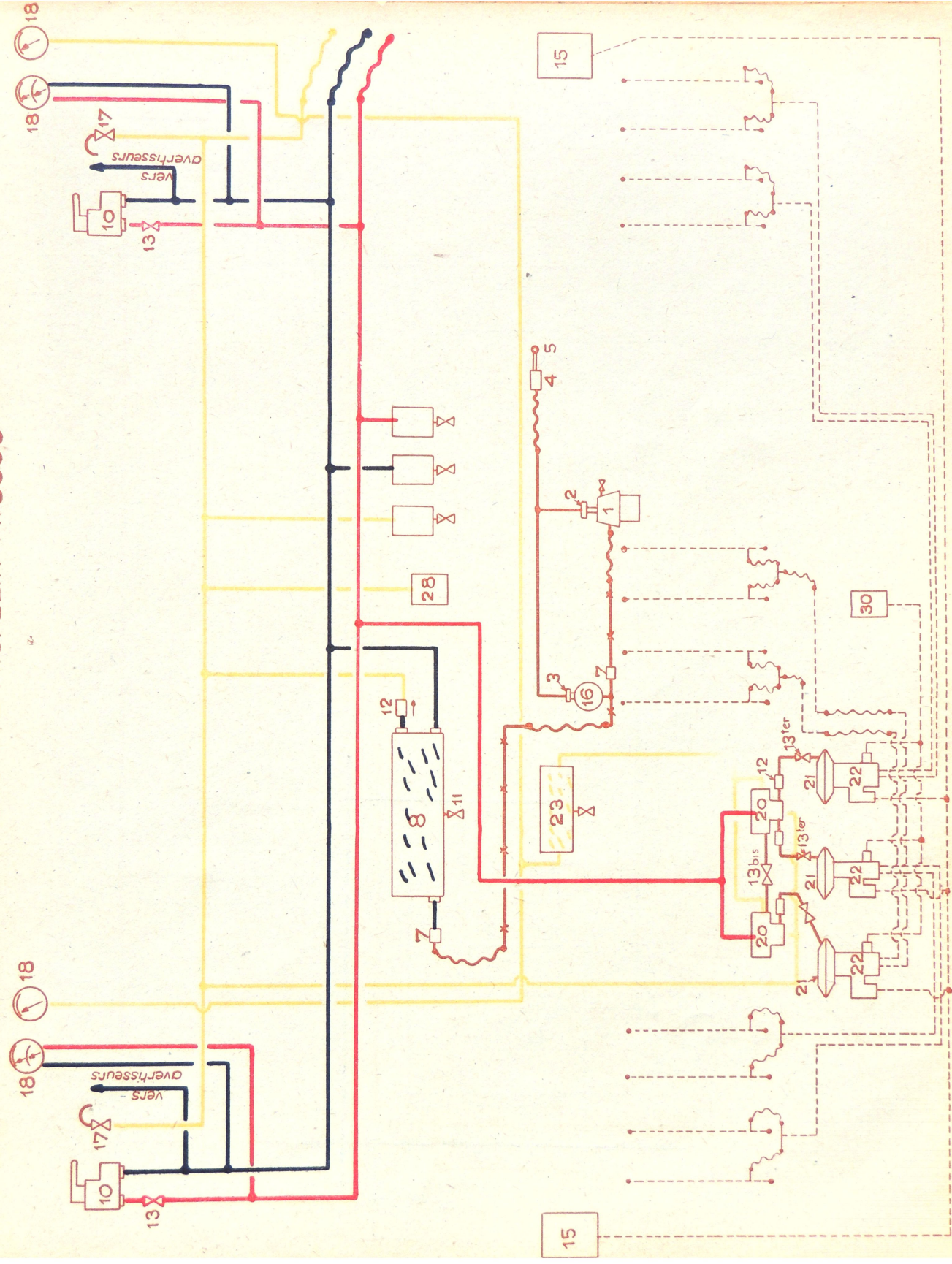
AUTORAILS MICHELIN M 3000.4000.5000

Schema du frein à air

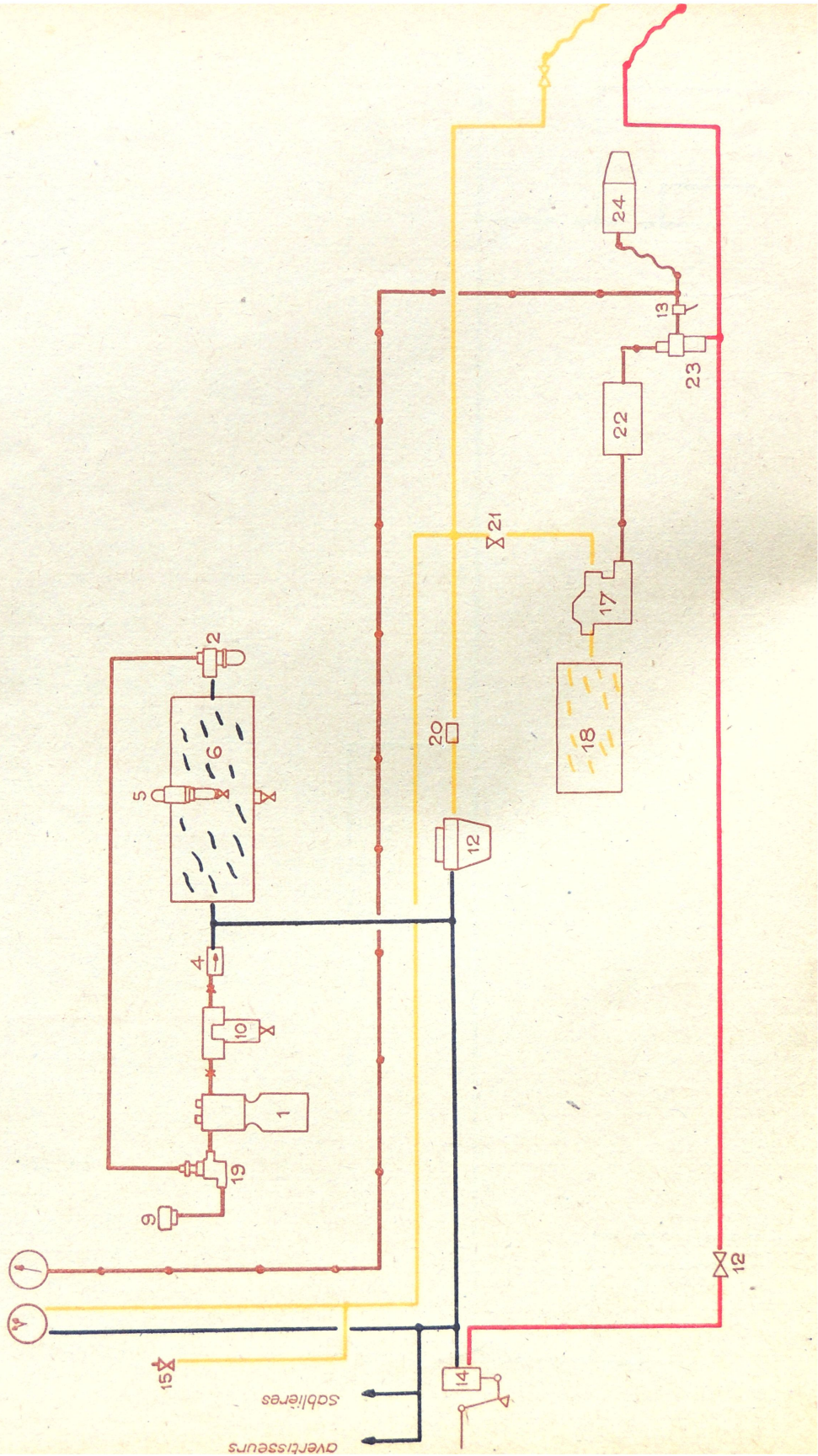


AUTORAIL MICHELIN M.6000

PL. XXVI



AUTORAIL FNC

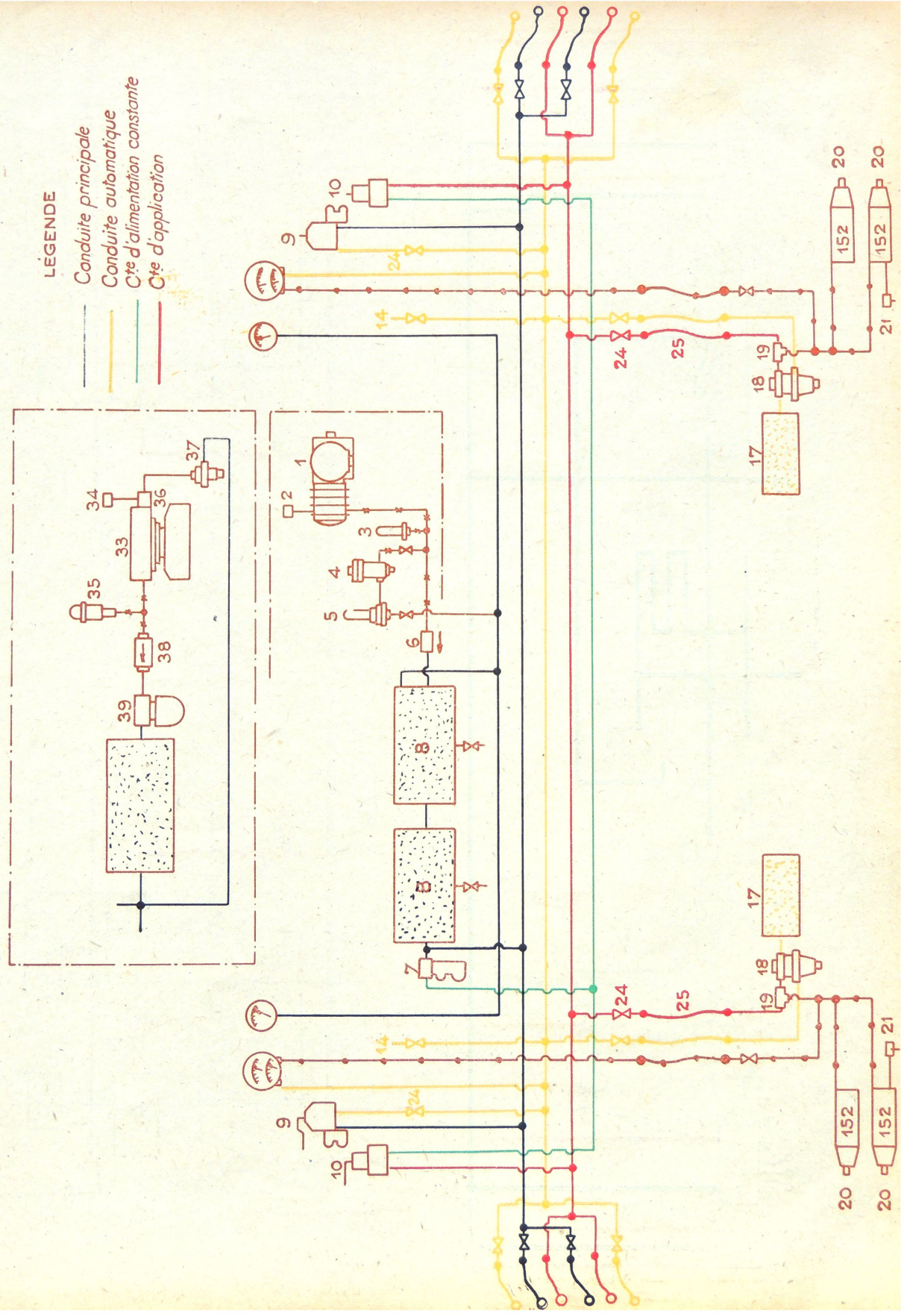


Autorail RENAULT VH (avec triple-valve) Schéma du frein

Pl.XXVIII

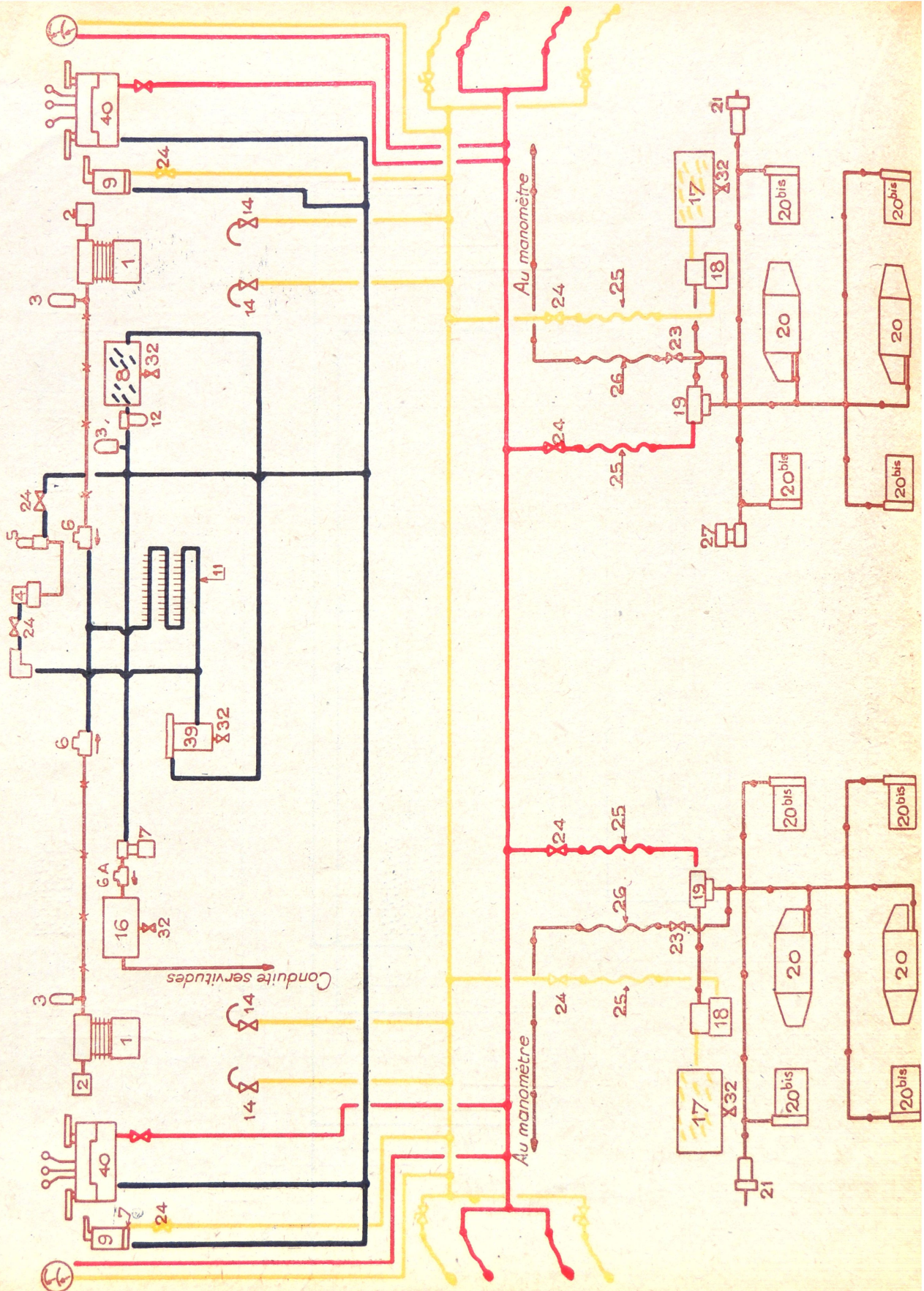
LÉGENDE

- Conduite principale
- Conduite automatique
- C^{te} d'alimentation constante
- C^{te} d'application



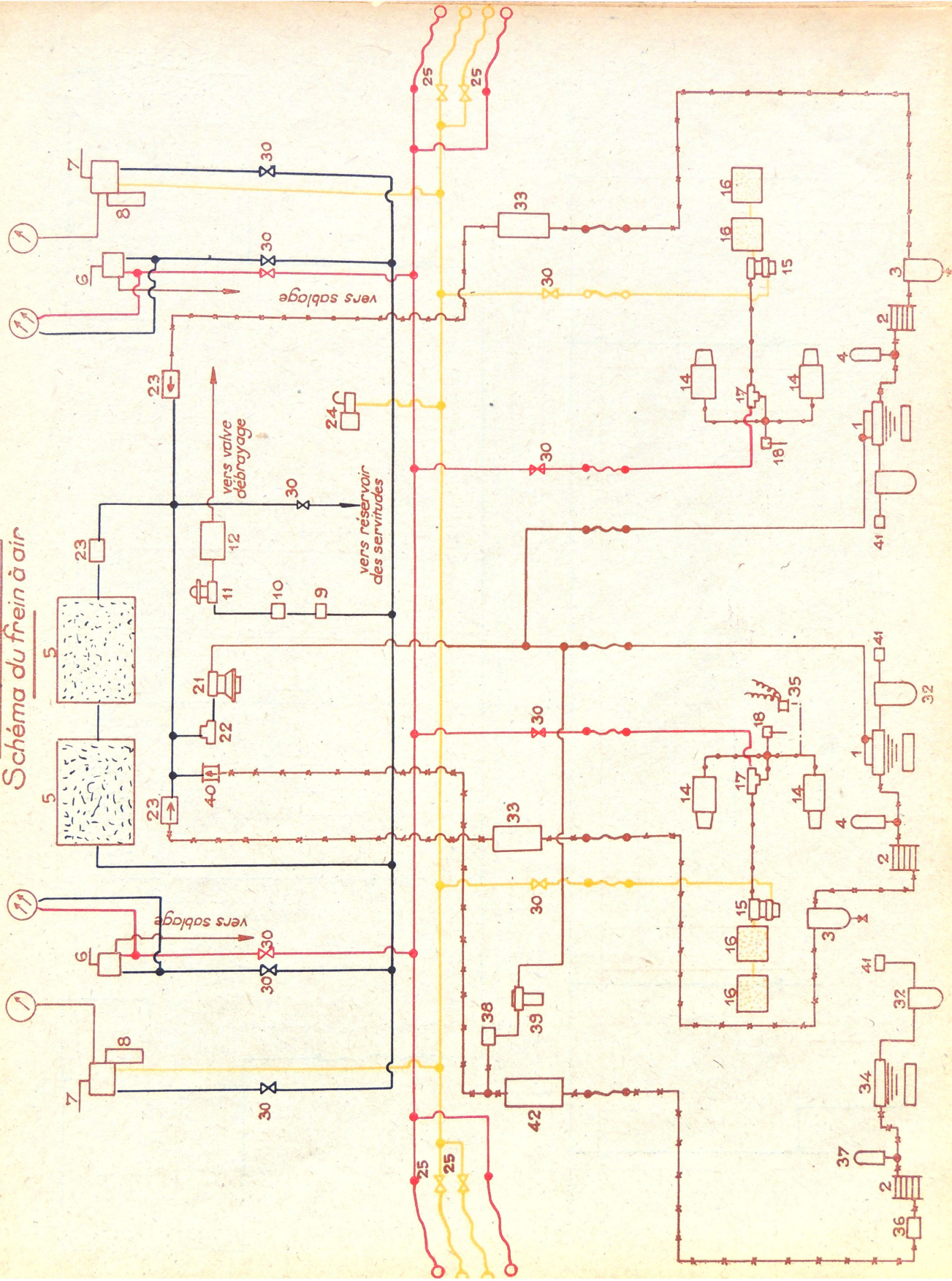
AUTORAIL RENAULT ADX2 P.L.M. R 5201 à 5208

PL.XXIX



AUTORAIL DE DIETRICH 500 CV D 4001 à 6

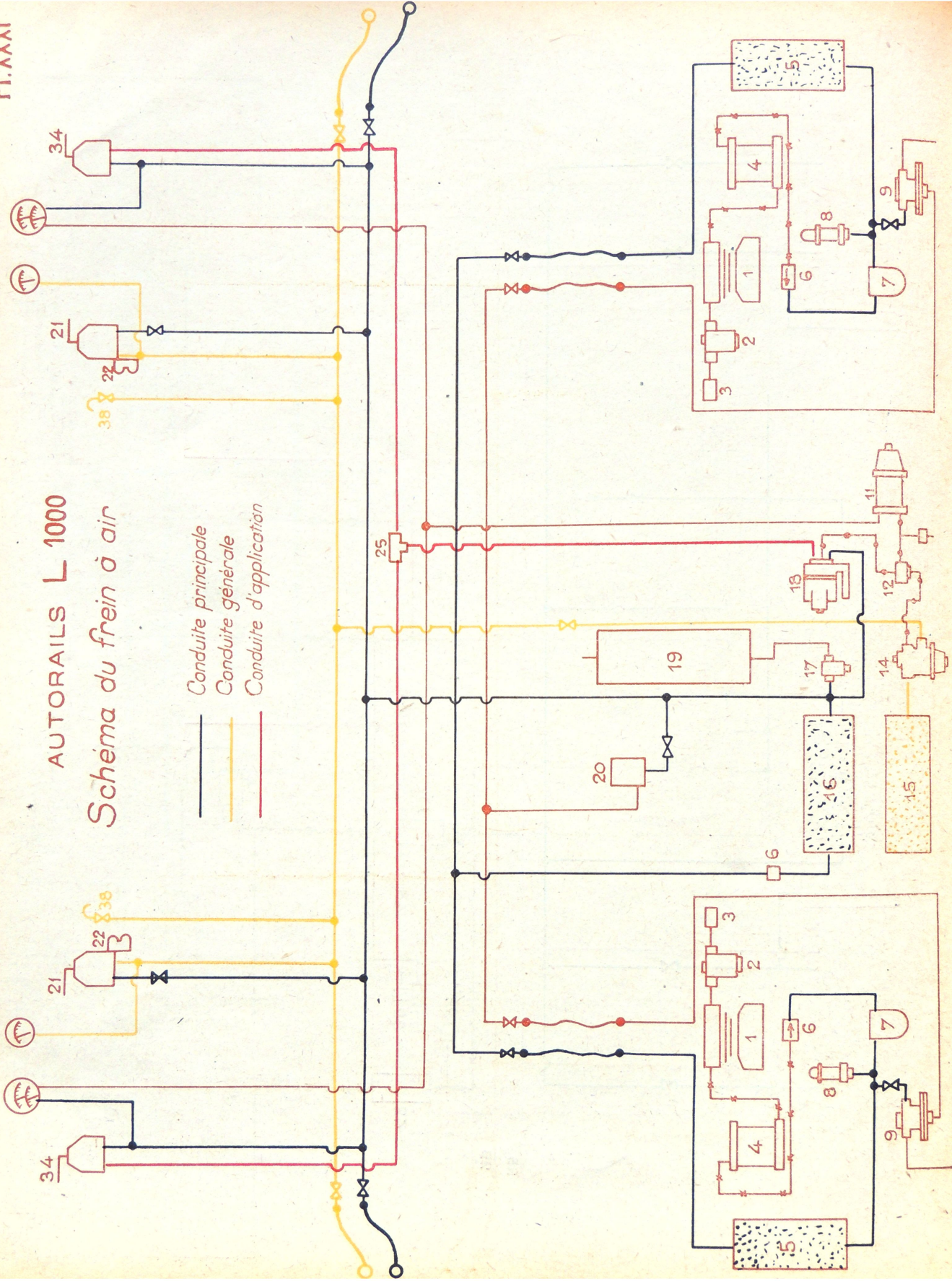
Schéma du frein à air

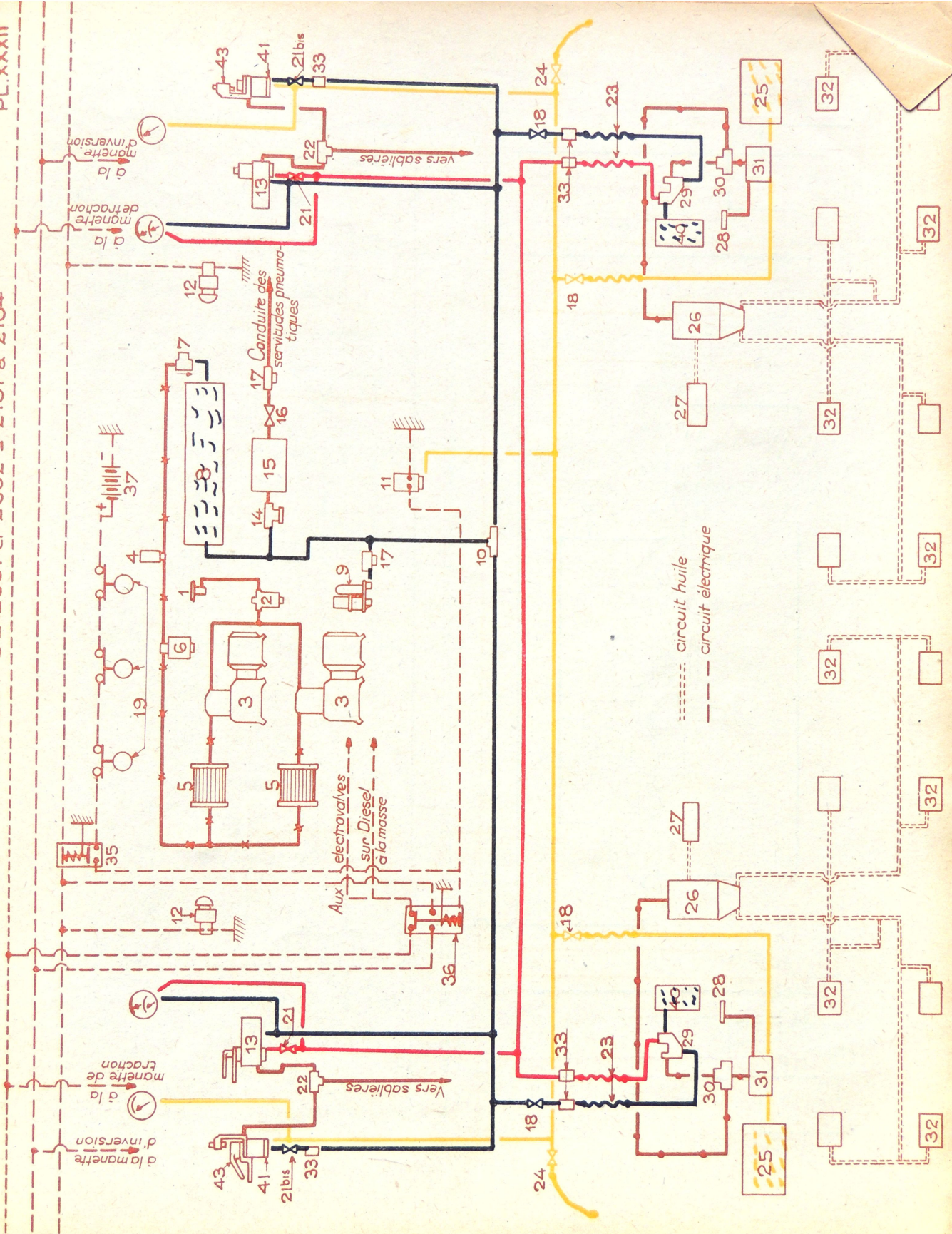


AUTORAILS L 1000

Schema du frein à air

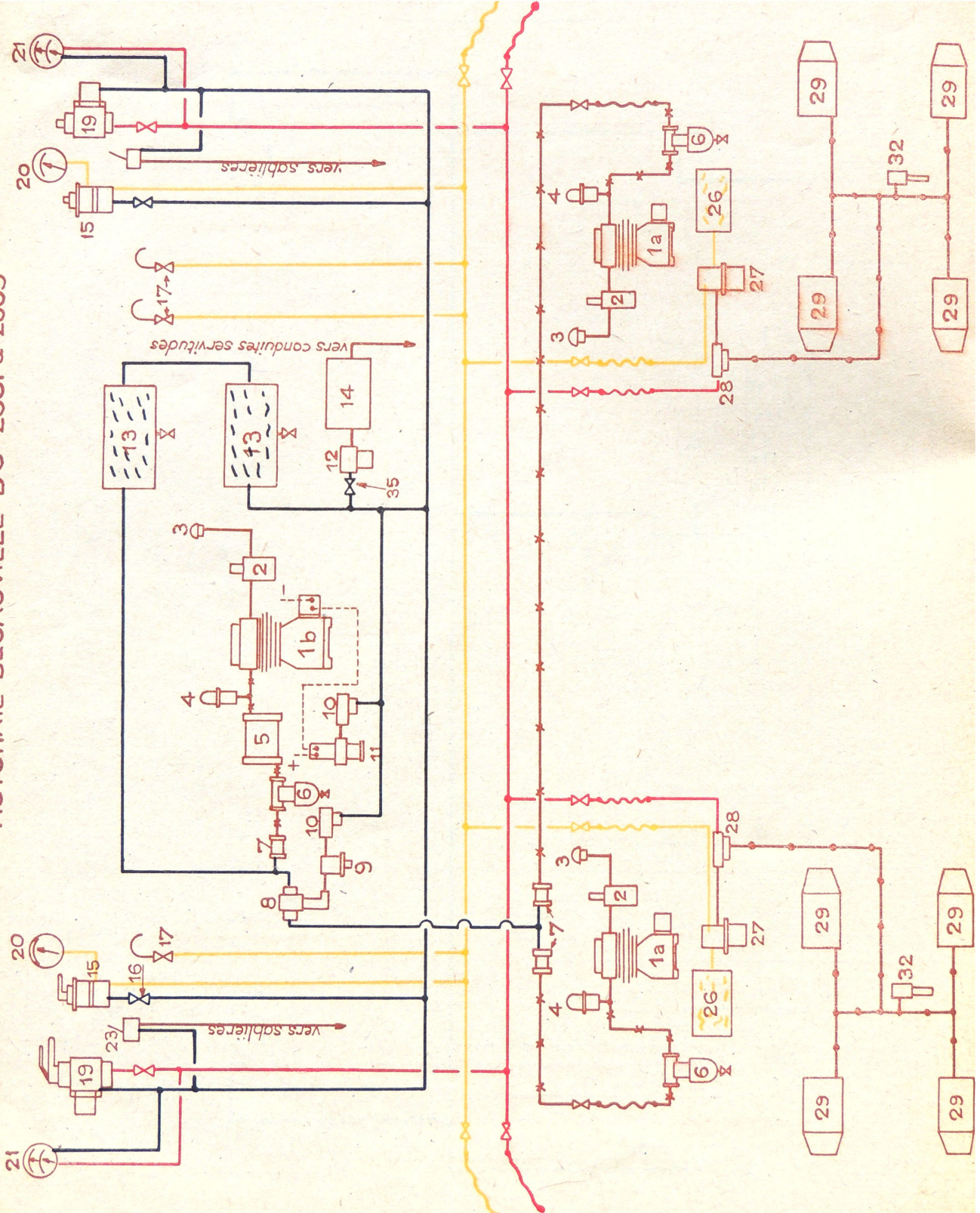
— Conduite principale
— Conduite générale
— Conduite d'application





AUTORAIL DECAUVILLE DC 2001 à 2009

PL. XXXIII



AUTORAIL DECAUVILLE DC 2101 à 2110

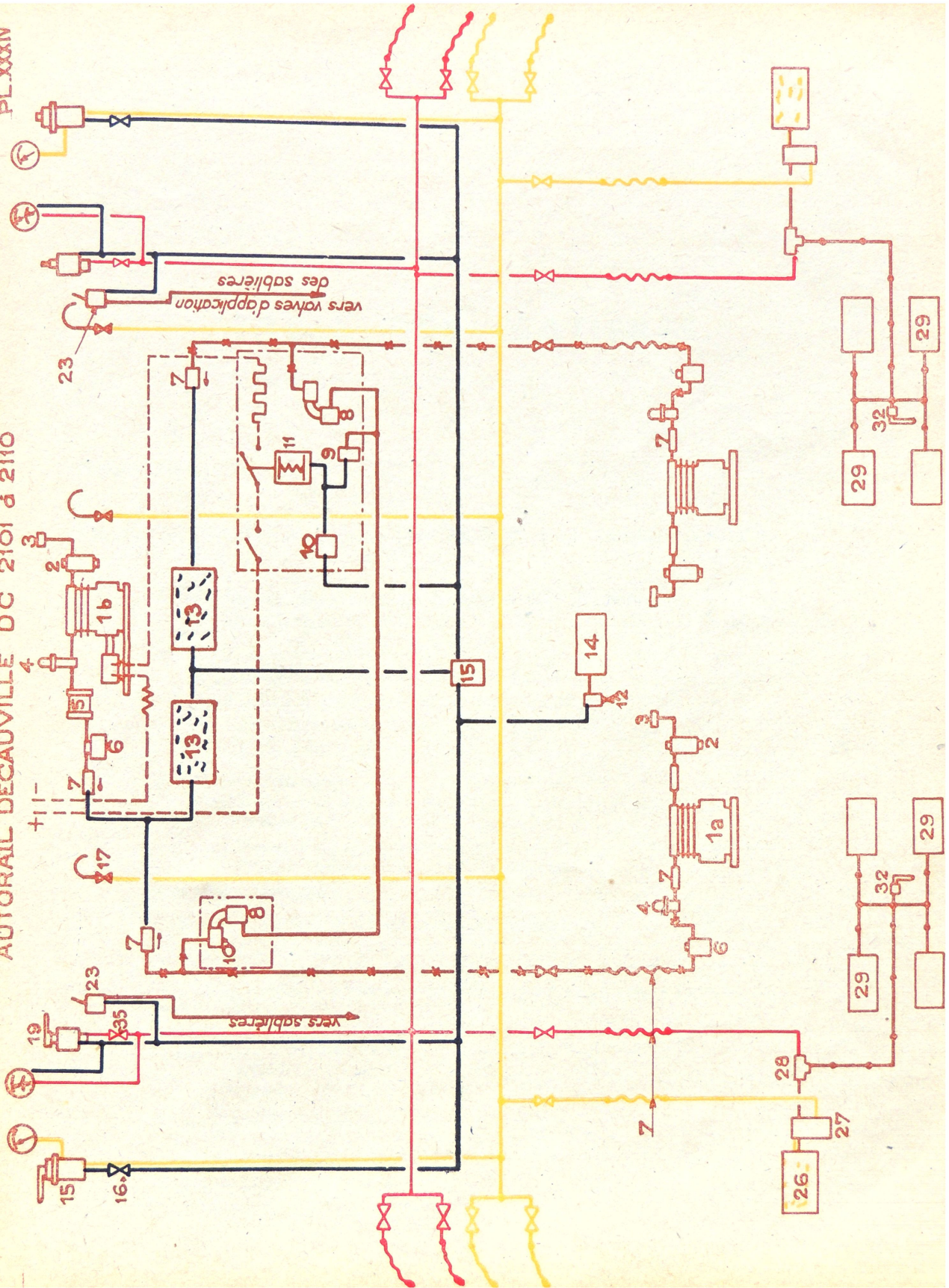


TABLE DES MATIÈRES

Pages

Avant-propos

CHAPITRE PREMIER. — CLASSIFICATION DES FREINS D'AUTO-RAILS

A. — Classification suivant le mode d'application de la force retardatrice.

1° Freins à frottement	1
a) Freins à sabots suspendus au châssis	1
b) Freins à mâchoires pressées sur tambour de roue.....	2
c) Frein à bande sur arbres de transmission	2
d) Frein à disques	2
2° Freins électriques	2
a) Frein électro-dynamique à disques parcourus par courants de Foucault	3
b) Freins électriques sur véhicules moteurs à transmission électrique (rhéostatique et récupération).....	3
3° Frein « moteur »	4
4° Freins externes indépendants de l'adhérence	6

B. — Classification suivant le dispositif de commande et de régulation par lequel se développe et se règle l'effort de freinage.

1° Commandes musculaires	7
a) Leviers et volants	7
b) Pédale	7
2° Commande électrique	7
3° Commande pneumatique par robinets	10
4° Commande automatique.....	11

CHAPITRE PREMIER — CLASSIFICATION DES FREINS D'AUTO-RAILS (suite)

C. — Classification suivant la nature des distributeurs de l'énergie utilisée.	
1° Distributeurs d'énergie mécanique	10
2° Distributeurs d'énergie pneumatique.....	11
3° Distributeurs d'énergie hydraulique	11
D. — Classification suivant la nature de la transmission de l'énergie initiale de freinage jusqu'au point d'utilisation.	
1° Transmission mécanique	11
2° Transmission hydraulique	12
3° Transmission pneumatique.....	12
E. — Classification des freins suivant le principe de leur action.	12
F. — Classification des freins suivant leur rôle.....	12

CHAPITRE II. — PRODUCTION D'AIR COMPRIMÉ.....

A. — Description des compresseurs et conditions techniques auxquelles ils doivent répondre.	
1° Organes constitutifs d'un compresseur.....	13
2° Mesure du débit et du rendement volumétrique	22
B. — Régulateurs de pression.	
1° Régulateurs d'air de commande des interrupteurs de débit des compresseurs	22
a) Régulateur à diaphragme et interrupteur d'aspiration Westinghouse.....	22
b) Régulateur RI et soupape d'échappement à diaphragme JM...	24
c) Régulateur type T Westinghouse.....	24
d) Régulateur type RSC 33 - JM	26
e) Régulateur électro-pneumatique type RE1	26
2° Interrupteurs de débit des compresseurs.....	
a) Interrupteur d'aspiration	30
b) Soupapes d'échappement	31
c) Dispositif d'arrêt interrompant ou rétablissant le courant d'alimentation du moteur du compresseur	32
d) Dispositif de débrayage	33

CHAPITRE II. — PRODUCTION D'AIR COMPRIMÉ (suite)

C. — Appareils complémentaires.

1° Antigel.....	35
2° Soupape de sûreté	36
3° Radiateur de refroidissement.....	38
4° Déshuileur	38
5° Clapets de retenue.....	41

CHAPITRE III. — ORGANES DE COMMANDE PNEUMATIQUE DES FREINS ET DÉTENDEURS 43

A. — Robinets.

1° Robinets de commande de frein direct.....	43
a) Robinet Westinghouse N° 9	44
b) Robinet type WS	44
c) Robinet JM N° 47	49
d) Robinet JM à pédale	50
2° Robinets de commande de frein automatique.....	50
a) Généralités	50
b) Robinet Westinghouse N° 6	52
c) Robinet JM N° 59	54
d) Robinet JM N° 62	56
e) Robinet JM pour frein automatique	56
f) Robinet B2	58
g) Robinets N° 53	58
3° Robinets de commande des freins direct et automatique.....	60

B. — Détendeurs.

1° Détendeur Jourdain-Monneret	62
2° Détendeur type C6A Westinghouse	63
3° Alimentation de la conduite automatique par un orifice calibré .	65

CHAPITRE IV. — DISTRIBUTEURS D'AIR COMPRIMÉ

Caractéristiques générales et comparatives des distributeurs	67
a) Modérabilité.....	67
b) Sécurité	68
c) Stabilité de la pression au cylindre	68
d) Inépuisabilité.....	70
e) Réglage de la pression au cylindre	70
f) Sensibilité.....	71
g) Rapidité d'action	72

CHAPITRE IV. — DISTRIBUTEURS D'AIR COMPRIMÉ. (suite)

A. — Triple-valve.

1° Triple valve ordinaire	72
a) Description	72
b) Valeur de l'effort de freinage	73
c) Rapidité de serrage et de desserrage	74
2° Triple valve LUR	75

B. — Relais.

1° Généralités.	
a) Importance de la rapidité d'action du frein	75
b) Différents aspects de la courbe de variation de la pression au cylindre en fonction du temps	76
c) Causes influant sur la rapidité d'action du frein.....	78
d) Fonction du relais	79
2° Relais de frein direct.	
a) Valve-relais type E	80
b) Valve d'application type B	82
3° Relais de frein automatique.	
a) Relais simple.....	84
b) Relais double différentiel JM	86
4° Valve d'application et d'urgence combinée.	86

C. — Distributeurs JMD pour frein direct et automatique.

1° Distributeur JMD.A.	
a) Description	87
b) Valeur de l'effort de freinage (automatique).....	88
2° Distributeur JMD.B.	88
3° Distributeur JMD.E	90
4° Distributeur JMD.R réglable	92

D. — Distributeurs JMR pour frein automatique.

1° Distributeur JMR ordinaire.	
a) Description	94
b) Valeur de l'effort de freinage	96
c) Distributeur haute pression	97
2° Distributeur JMR avec boîte à ressorts.	97

CHAPITRE IV. — DISTRIBUTEUR D'AIR COMPRIMÉ. (suite).

Pages

3° Distributeur JMR.R réglable.	
a) Description	98
b) Valeur de l'effort de freinage	103
c) Réglage.....	103
d) Sensibilité et inépuisabilité	104

CHAPITRE V. — ORGANES DIVERS ET ACCESSOIRES.

1° Réservoirs d'air comprimé.....	107
2° Conduites d'air (tuyauteries et accouplements).....	109
3° Valves.	
a) Valve de sécurité	110
b) Valve de retenue régulateur de prise d'air.....	112
c) Valve de purge.....	113
d) Double valve d'arrêt de séparation des freins	114
e) Double valve d'arrêt N° 19	114
4° Robinetterie.	
a) Robinets d'isolement	115
b) Robinet d'arrêt à butée	116
c) Robinet d'arrêt à rotule	116
d) Robinet de secours	118
e) Robinets de purge	118
f) Boîte d'appel.....	118
5° Sablage.	
a) Distributeur type D	118
b) Distributeur type SA	122
c) Organes de commande des distributeurs	124

CHAPITRE VI. — DISPOSITIFS AUTORÉGULATEURS DE LA PRESSION AUX CYLINDRES.

A. — Freinage proportionnel a la charge.	
a) Description du dispositif JM.....	125
b) Réglage.....	126
B. — Freinage variant en fonction de la vitesse.	
1° Distributeur JM type FB	128
2° Autorégulateur Westinghouse.....	134

**CHAPITRE VI. — DISPOSITIFS AUTORÉGULATEURS DE LA
PRESSION AUX CYLINDRES (suite).**

C. — Freinage à limite d'adhérence.

1° Autodécélérateur JM type H	135
2° Frein « de Lavaud »	136

CHAPITRE VII. — FREIN ÉLECTRO-MAGNÉTIQUE SUR RAIL.

1° Généralités.

a) Principe de fonctionnement	137
b) Utilité et historique	137
c) Spécifications techniques.....	139

2° Calculs concernant le frein magnétique.

a) Effort d'application et courbes statiques caractéristiques	140
b) Effort d'application en mouvement.....	142
c) Excitation des patins. Consommation de courant.....	143
d) Echauffement des patins	144

3° Problèmes posés par les grandes vitesses.

a) Perturbation du bloc automatique	144
b) Echauffement local du rail	147

4° Description des patins JM nouveau modèle.

a) Semelles articulées	147
b) Suspension	148
c) Passage au gabarit	149
d) Entraînement	153
e) Schéma de montage	153

CHAPITRE VIII. — FREINS HYDRAULIQUES.

A. — Frein Lockheed.

1° Pompe de commande	156
2° Cylindres de roues	163

B. — Frein Messier.

1° Groupe de freinage	165
2° Commande du groupe ...	170

C. — Frein Charles	171
---------------------------------	-----

CHAPITRE IX. — ORGANES D'APPLICATION DES FREINS MÉCANIQUES A FROTTEMENT.

A. — Généralités.	
1° Matériaux utilisés pour les patins frottants (sabots et garnitures).	
a) Sabots	175
b) Garnitures de freins à tambours	176
2° Dissipation de la chaleur produite par le frottement.	177
3° Dimensions des tambours	178
B. — Freins à tambours.	
1° Généralités.	
a) Dispositions caractéristiques. Commande des mâchoires. Réglage.....	178
b) Inconvénients généraux du frein à tambours.....	181
c) Calcul des moments de freinage des freins à tambours à segments rigides et points fixes	181
d) Réactions sur les points fixes d'articulation des mâchoires rigides	185
c) Calcul des moments de freinage des freins à segments flexibles	185
2° Tambours et mâchoires.	
a) Conditions générales de fabrication et de montage	186
b) Refroidissement du tambour	187
3° Description de quelques types de freins à tambours.	
a) Frein des autorails « de Dietrich ».....	190
b) Frein des autorails « Michelin »	192
c) Frein des autorails « Bugatti ».....	194
d) Frein des autorails « Somua ».....	198
e) Frein des autorails « Renault AEK »	198
f) Frein des autorails « Charentaises ».....	198
4° Transmissions mécaniques d'attaque des cames.	
a) Transmission rigide	202
b) Transmission semi-rigide.....	206
c) Transmission souple.....	208
C. — Freins à sabots.	
1° Efforts auxquels sont soumis les sabots et le châssis.	214
2° Timoneries.	
a) Schémas et caractéristiques des timoneries.....	218
b) Réglage des timoneries	244

CHAPITRE IX. — ORGANES D'APPLICATION DES FREINS MÉCANIQUES A FROTTEMENT (suite).

3° Freins à main.	
a) Freins des autorails équipés de freins à tambours	246
b) Freins des autorails équipés de freins à sabots.....	250
4° Sabots.	
a) Différents types	252
b) Frein NR	253
c) Dispositifs de maintien d'écartement des sabots	254
d) Articulations	254

CHAPITRE X. — SCHÉMAS DE MONTAGE DES FREINS D'AUTORAILS.

A. — Freins automatiques.

1° Freins automatiques à air comprimé, de service et de secours, avec distributeurs JMR, modérables au serrage et desserrage.	
a) Généralités	258
b) Particularités des R 400 et 4100	259
2° Freins automatiques à air comprimé, de service et de secours, avec distributeurs JMR haute pression, modérables au serrage et desserrage.	
a) Généralités	260
b) Particularités des A 3001 à 3502.....	260
c) Particularités des F 1000 et 1100	263
d) Particularités des CL	266

B. — Freins directs.

1° Freins à air comprimé, direct de service et automatique de service avec distributeurs JMD.	
a) Généralités	268
b) Particularités des R 7001 et 7011 à 7024	268
c) Particularités des R 3000	269
2° Freins à air comprimé semi-direct et automatique avec distributeur JMD	270
3° Freins à air comprimé, directs de service et automatique de secours avec double valve et triple valve.	
a) Généralités	271
b) Particularités des Bugatti	271
c) Particularités des D 1000	273
d) Particularités des D 2000 et 3 000.....	276
e) Particularités des DC 1101 et 1102.....	277
f) Particularités des S 1 à 11	278

CHAPITRE X. — SCHÉMAS DE MONTAGE DES FREINS D'AUTO-RAILS (suite).

g) Particularités des BE 1001 et 2, 3001 à 3014.....	278
h) Particularités des Michelines.....	279
i) Particularités des FNC	281

C. — Freins directs et automatiques.

a) Généralités	282
b) Particularités des VH à triple valves	282
c) Particularités des BE 2101 à 4.....	283
d) Particularités des DC 2001 à 9, 2101 à 10.....	283

CHAPITRE XI. — EMPLOI DU FREIN.

1° Classification des freins d'autorails suivant leur rôle.	
a) Définitions.....	285
b) Manières générales de freiner	285
2° Méthode de freinage économique des autorails équipés de freins à tambours	286
3° Essais périodiques de frein	289
4° Détermination des vitesses maxima à ne pas dépasser en cas d'avarie des freins.....	291
5° Couplage des freins des autorails jumelés et des remorques...	293

PARIS, IMP. LEFEBVRE, 503269 - 01/W 4476-2-50