

IV° PARTIE.

Attelages. — Freins. — Sablières. — Service de roulement des locomotives. — Types de machines-outils nécessaires dans un atelier de lignes. — Appareils et engins de levage employés dans les ateliers centraux et ateliers de lignes.

Appareils d'attelage entre locomotive et tender.

Les attelages entre locomotive et tender se divisent en deux catégories : les attelages discontinus et les attelages continus.

Première catégorie.

1° L'attelage formé *d'une barre centrale* et de *deux barres de sûreté* (FIG. 291);

2° L'attelage formé de trois tendeurs ordinaires;

3° L'attelage formé d'un fort tendeur et de deux barres de sûreté;

4° L'attelage formé du tirant Ledeborg et de deux barres de sûreté (FIG. 292).

Les tampons élastiques qui se trouvent entre locomotive et tender se compriment ou se détendent au passage en courbe. Ces tampons constituent un dispositif de rappel du tender dans sa position normale.

En cas de rupture de la pièce centrale, le tender reste attelé à la locomotive et la traction du train se fait sur les deux barres de sûreté.

Avec le tirant Ledeborg (FIG. 292), en cas de bris dans la partie filetée, les ergots *a* et *b* de ce tirant s'appliquent contre la traverse.

Deuxième catégorie (FIG. 293).

Le châssis du tender n'a pas à transmettre l'effort de traction aux véhicules du train.

En cas de bris du long tirant et des deux chaînes de sûreté, le train est détaché de la locomotive, le tender reste attelé à la locomotive par les deux petits tirants entre locomotive et tender.

Le personnel ne court plus le risque de tomber entre la locomotive et le tender.

Toutes les pièces d'attelage seront en fer homogène de qualité supérieure.

De plus, toutes ces pièces, après parachèvement, seront recuites au four à la température de 800 à 900° C.

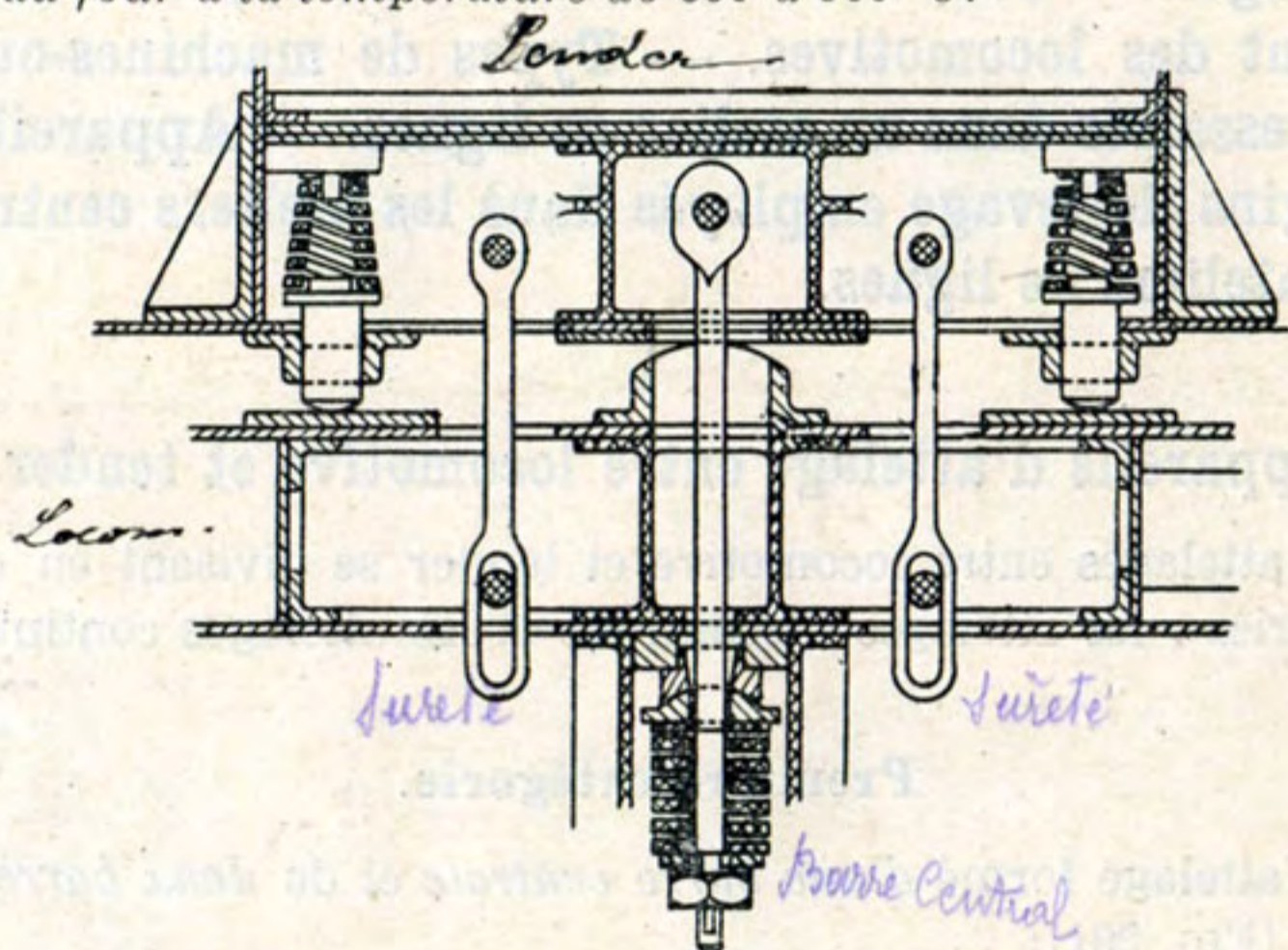


Fig. 291.

Description succincte du frein à vide automatique monté sur les *hl* G.C.B.E.B. (Explications sur croquis.)

L'appareil moteur du frein à vide se compose des organes ci-après montés sur la *hl*:

1° De l'éjecteur combiné (FIG. 294) qui sert à faire *le vide* dans la conduite principale et dans les cylindres à frein pour desserrer les freins, ou à introduire l'air dans ces mêmes appareils, dans la proportion convenable pour obtenir un serrage graduel ou à fond des freins;

2° D'un indicateur du vide (manomètre) indiquant au mécanicien, à tout moment, la pression existant dans la conduite et, par conséquent, l'énergie du serrage des freins;

3° Du cylindre à freins et de la valve à boulet (FIG. 295);

4° Du réservoir du *ht* (FIG. 296) qui a pour but d'augmenter la puissance des freins de la *hl* et du *ht*;

5° D'une valve de purge (FIG. 297) qui a pour but de recueillir et d'évacuer l'eau produite par l'éjecteur.

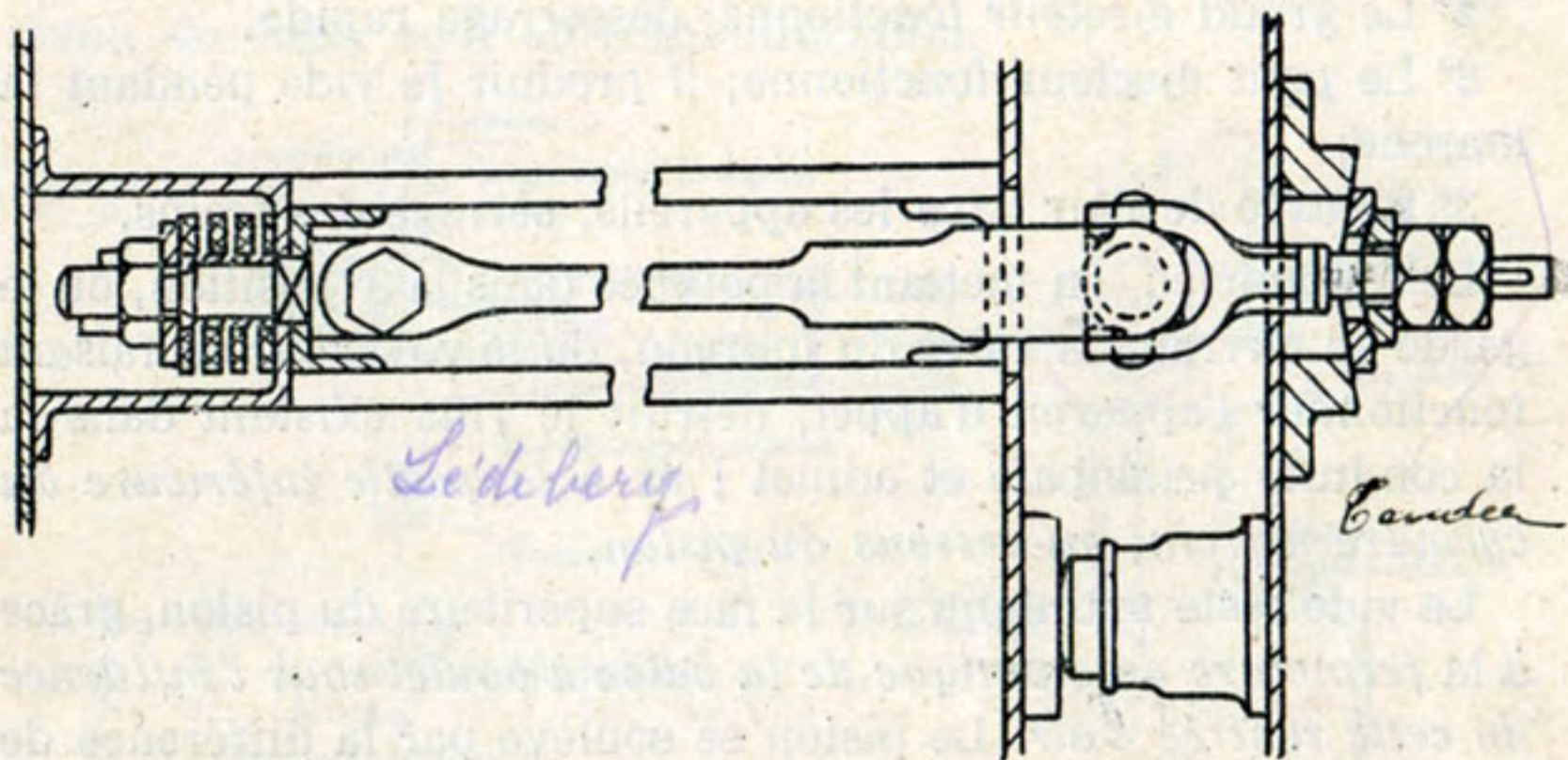


Fig. 292

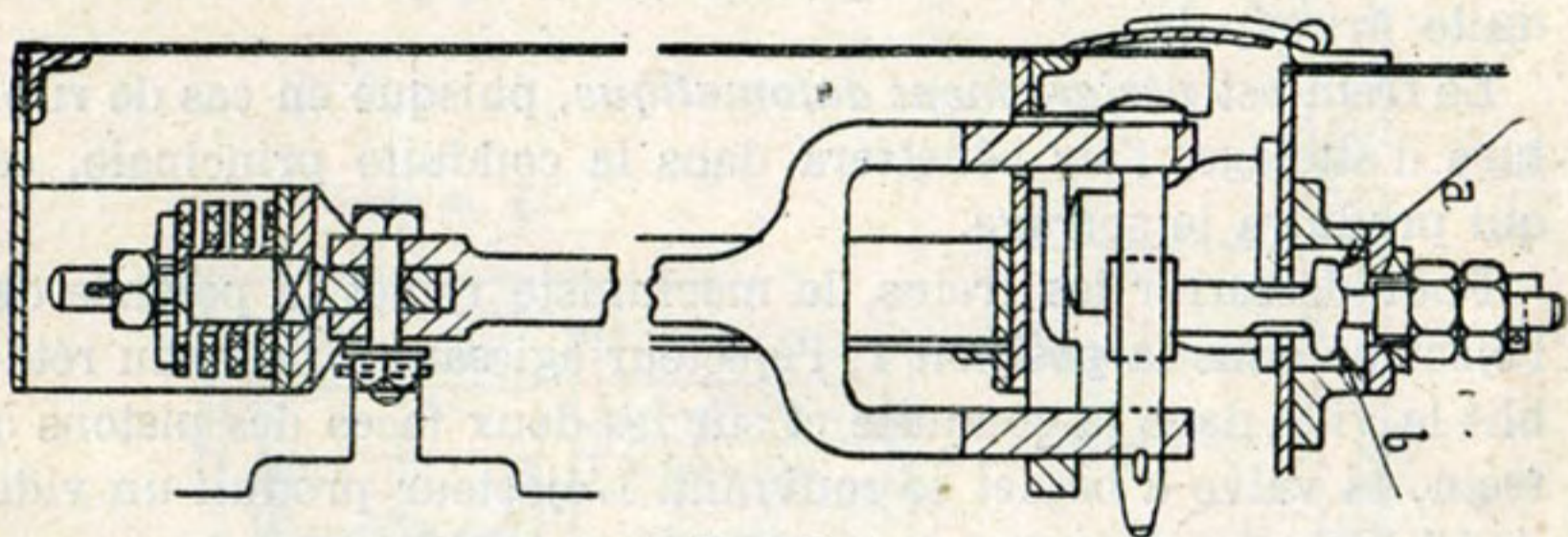


Fig. 2921.

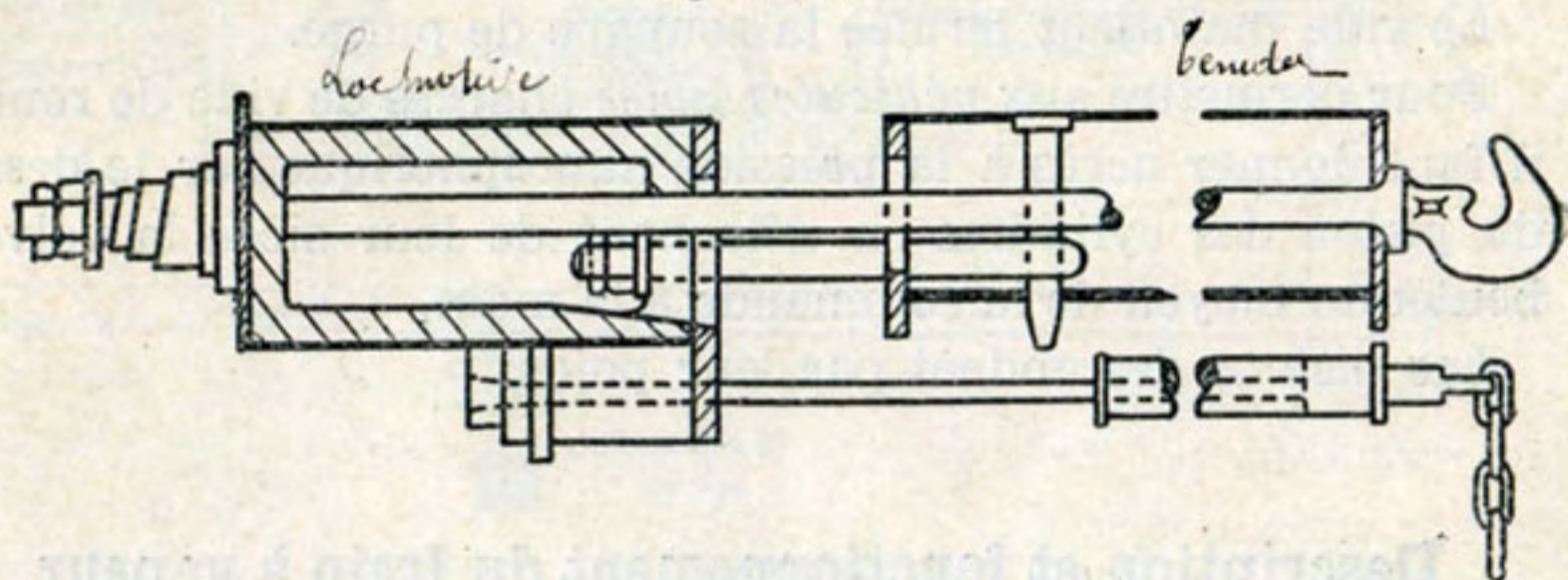


Fig. 293.

Principe du fonctionnement. — L'éjecteur placé sur la *hl* fait le vide dans la conduite principale puis dans les cylindres à frein de chaque véhicule, sur chacune des faces du piston; actionnant la timonerie qui s'abaisse normalement par suite de son poids; les freins sont desserrés.

L'éjecteur comprend deux éjecteurs : un petit et un grand; le petit sert à produire le vide pendant la marche, le grand sert à opérer rapidement le desserrage des freins.

Il y a trois positions principales de la poignée de l'éjecteur :

1° Le grand éjecteur fonctionne; desserrage rapide;

2° Le petit éjecteur fonctionne; il produit le vide pendant la marche;

3° Rentrée de l'air dans les appareils, serrage des freins.

Le mécanicien, en mettant la poignée dans la 3^e position, ou le garde en ouvrant la valve du fourgon, ou le voyageur en faisant fonctionner l'appareil d'appel, détruit le vide existant dans la conduite principale et admet l'air à *la partie inférieure du cylindre à frein, au-dessous du piston.*

Le vide reste maintenu sur la face supérieure du piston, grâce à la *fermeture automatique de la valve à boulet sous l'influence de cette rentrée d'air.* Le piston se soulève par la différence de pression entre ses deux faces, et les freins se serrent avec une énergie qui dépend de la quantité d'air introduite dans la conduite principale.

Le frein est *parfaitement automatique*, puisque en cas de rupture d'attelage, l'air pénétrera dans la conduite principale, ce qui produira le serrage.

Pour desserrer les freins, le machiniste remet la poignée de l'éjecteur dans la position 1; l'éjecteur agissant à nouveau rétablit le vide dans la conduite et sur les deux faces des pistons à frein, la valve à boulet se rouvrant. L'éjecteur produit un vide de 50 à 55 c/m de mercure environ dans tout l'appareil.

Le vide maintient fermée la soupape de purge.

Pour permettre aux *véhicules isolés* chargés de vide de rouler, il faut donner accès à la pression atmosphérique sur le dessus du piston des cylindres en détachant de leur siège la valve à boulet au moyen de la commande à la main.

Les pistons descendent par leur poids.

Description et fonctionnement du frein à vapeur.

Organes essentiels du frein à vapeur.

1° Un robinet de commande du frein;

2° Un cylindre à frein;

3° Une timonerie de frein. (Explications sur croquis.)

Le robinet de commande du frein (FIG. 298) comprend une prise de vapeur et un tiroir de distribution de vapeur. Ce dernier

se meut sur une table. Celle-ci a deux lumières : une pour l'admission et l'autre pour l'émission. Lorsque la poignée du robinet est dans la position verticale A, le tiroir se trouve dans sa position moyenne; les lumières d'admission et d'émission par le creux du tiroir sont en communication.

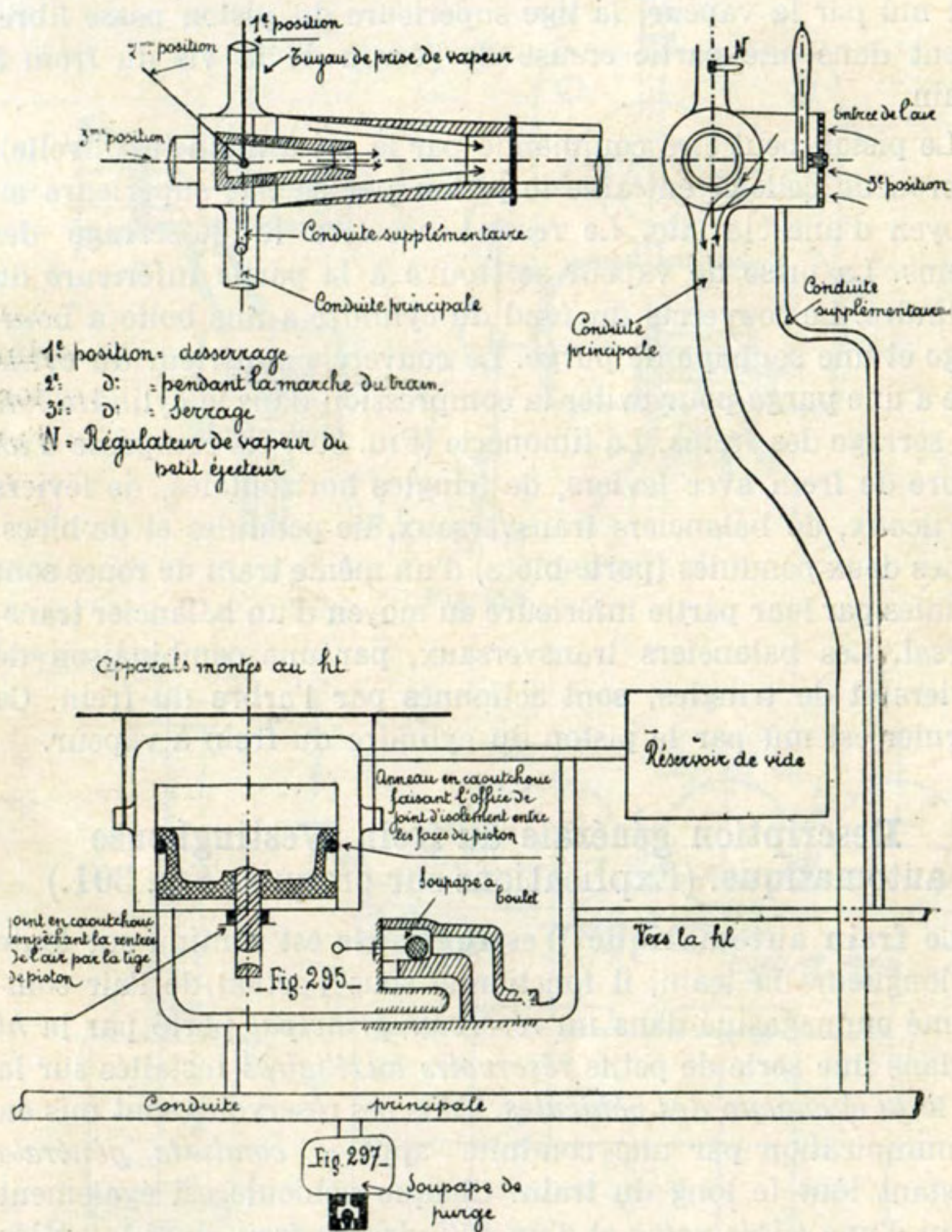


Fig. 294 à 297.

La vapeur qui agit sur le piston du cylindre à frein passe à l'échappement, les freins sont desserrés.

Quand la poignée du robinet est inclinée vers l'AR en B, le tiroir démasque la lumière d'admission, la vapeur passe au cylindre à frein, les freins se serrent. Pour les desserrer, on remet la poignée dans la position verticale. Au préalable, la prise de vapeur est ouverte.

Le cylindre du frein à vapeur (FIG. 299) comprend un piston à deux tiges et un ressort.

L'étanchéité du piston est obtenue au moyen de deux cercles en fonte. La tige inférieure du piston est reliée à un levier de l'arbre de commande de la timonerie du frein. Quand le piston est mù par la vapeur, la tige supérieure du piston passe librement dans une partie creuse de l'écrou de la vis du frein à main.

Le piston peut être commandé par la vis à main (manivelle); l'écrou de celle-ci entraîne le piston par sa tige supérieure au moyen d'une clavette. Le ressort accélère le desserrage des freins. La prise de vapeur se trouve à la partie inférieure du cylindre. Le couvercle du fond du cylindre a une boîte à bourrage et une soupape de purge. Le couvercle supérieur du cylindre a une purge pour éviter la compression dans le cylindre lors du serrage des freins. La timonerie (FIG. 300) est composée d'un arbre de frein avec leviers, de tringles horizontales, de leviers verticaux, de balanciers transversaux, de pendules et de blocs.

Les deux pendules (porte-blocs) d'un même train de roues sont réunies par leur partie inférieure au moyen d'un balancier transversal. Les balanciers transversaux, par une combinaison de leviers et de tringles, sont actionnés par l'arbre du frein. Ce dernier est mù par le piston du cylindre du frein à vapeur.

Description générale du frein Westinghouse automatique. (Explications sur croquis. FIG. 301.)

Le frein automatique Westinghouse est continu sur toute la longueur du train; il fonctionne sous l'action de l'air comprimé emmagasiné dans un *réservoir principal* porté par la *hl* et dans une série de petits *réservoirs auxiliaires* installés sur la *hl*, le *ht* et *chacun des véhicules*. Tous ces réservoirs sont mis en communication par une conduite appelée *conduite générale* existant tout le long du train. Chaque véhicule est également muni d'une *triple valve* et d'un *cylindre de frein* dont le ou les pistons sont reliés aux organes de la timonerie qui transmettent aux sabots, en le multipliant dans le rapport convenable, l'effort exercé par l'air comprimé sur les pistons des cylindres.

Les freins sont desserrés tant que la pression normale subsiste dans la conduite générale mais si, par suite d'une circonstance accidentelle, l'air de cette conduite vient à s'échapper, la diminution de pression qui en résulte provoque le jeu des organes de distribution (*triples valves*) et les freins sont appliqués

instantanément par suite du passage de l'air des *réservoirs auxiliaires* dans les cylindres de frein.

Manoeuvre des freins. — Avant de quitter le dépôt, le mécanicien met en marche la pompe à air et charge le réservoir prin-

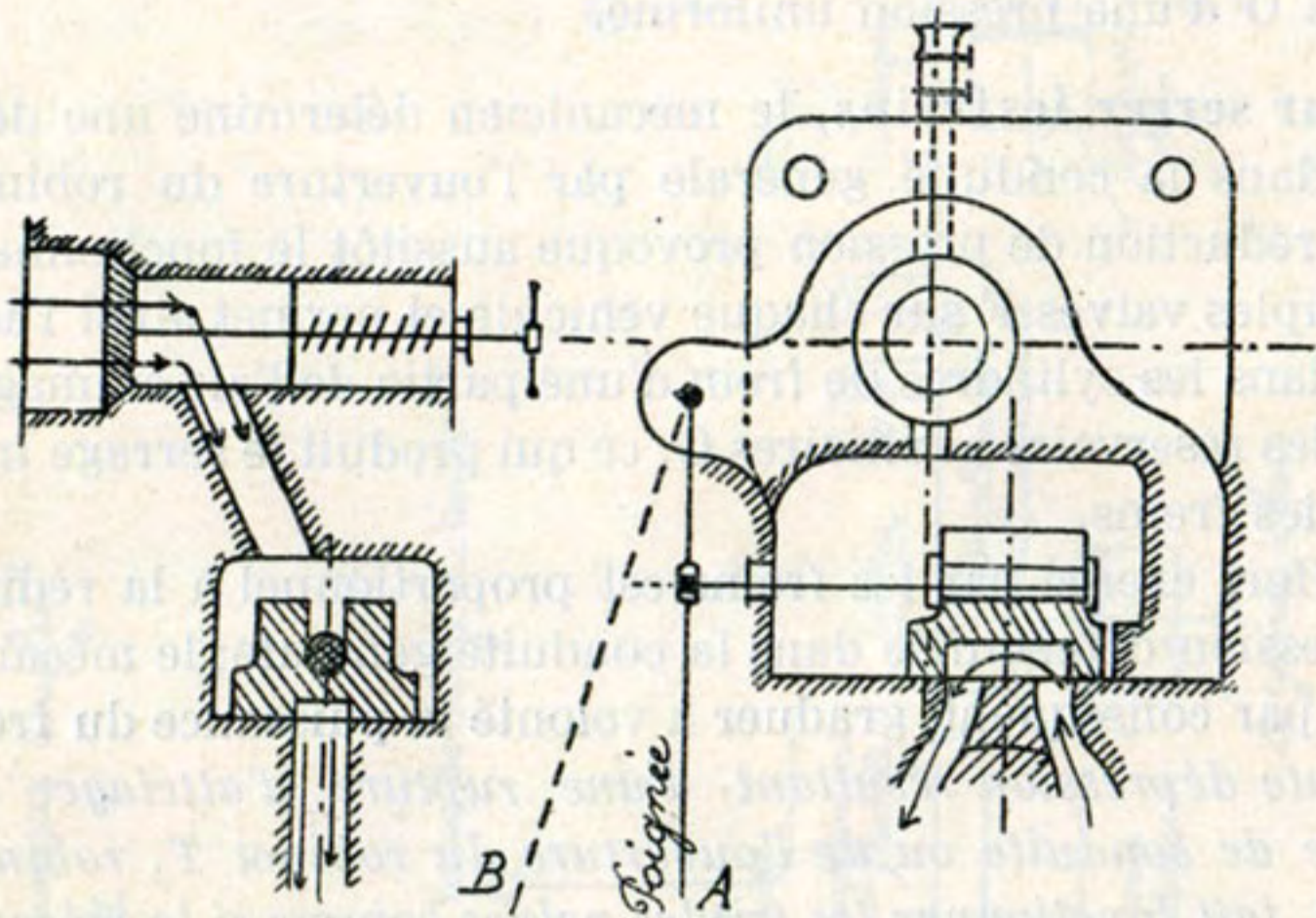


Fig. 298.

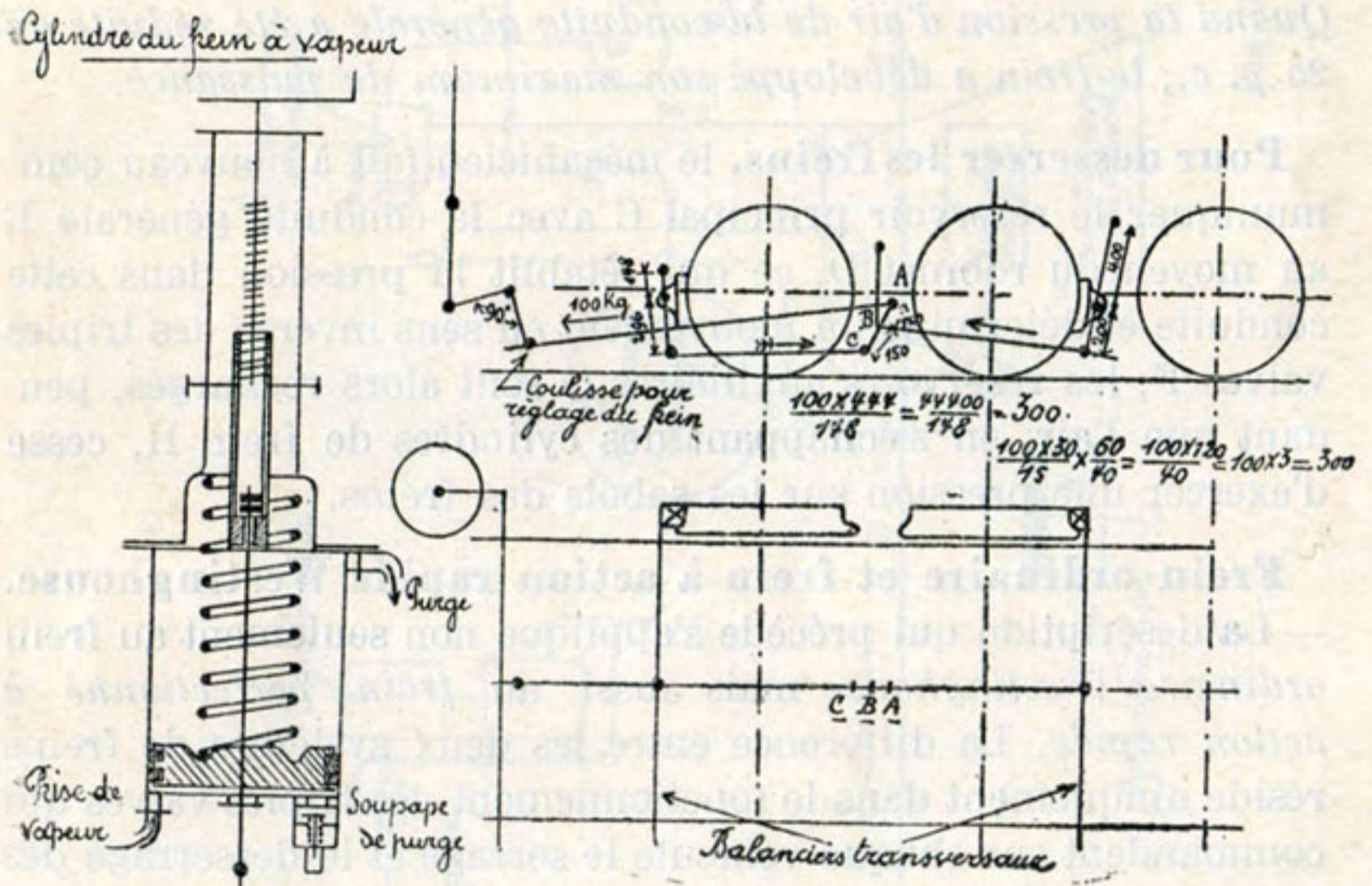


Fig. 299 et 300.

cipal jusqu'à ce qu'il obtienne une pression de 5 kg. dans la conduite générale et dans les réservoirs auxiliaires de la *hl* et du *ht*. Les accouplements flexibles K, qui assurent la continuité de la conduite générale entre les véhicules, doivent être assemblés et tous les robinets N ouverts, excepté celui de l'arrière du der-

nier véhicule. *Lorsque la hl est attelée au train*, le mécanicien manœuvre le robinet D de manière à admettre dans la conduite générale l'air comprimé du réservoir principal C et à charger ainsi la conduite E, les triples valves F et les réservoirs auxiliaires G d'une pression uniforme.

Pour serrer les freins, le mécanicien détermine une dépression dans la conduite générale par l'ouverture du robinet D. Cette réduction de pression provoque aussitôt le fonctionnement des triples valves F sur chaque véhicule et permet ainsi l'admission dans les cylindres de frein d'une partie de l'air emmagasiné dans les réservoirs auxiliaires G, ce qui produit le serrage instantané des freins.

L'effort exercé par les freins est proportionnel à la réduction de pression déterminée dans la conduite générale; le mécanicien peut, par conséquent, graduer à volonté la puissance du frein.

Toute dépression résultant d'une rupture d'attelage, d'une avarie de conduite ou de l'ouverture du robinet T, robinet du garde, fait fonctionner les triples valves comme si le mécanicien manœuvrait son robinet, et provoque le serrage des freins. Quand la pression d'air de la conduite générale a été réduite de 25 p. c., le frein a développé son maximum de puissance.

Pour desserrer les freins, le mécanicien fait à nouveau communiquer le réservoir principal C avec la conduite générale E au moyen du robinet D, ce qui rétablit la pression dans cette conduite et détermine un mouvement en sens inverse des triples valves F; les réservoirs auxiliaires G sont alors rechargés, pendant que l'air, en s'échappant des cylindres de frein H, cesse d'exercer une pression sur les sabots des freins.

Frein ordinaire et frein à action rapide Westinghouse. — La description qui précède s'applique non seulement au frein ordinaire Westinghouse mais aussi au frein perfectionné à action rapide. La différence entre les deux systèmes de freins réside uniquement dans le fonctionnement des triples valves qui commandent sur chaque véhicule le serrage et le desserrage des freins, selon les variations de pression produites dans la conduite générale. Les autres organes sont communs aux deux systèmes. Quand le frein Westinghouse ordinaire est mis en action en déterminant l'échappement de l'air de la conduite générale par le robinet du mécanicien, la diminution de la pression est immédiate dans la conduite de la hl et des véhicules de tête; mais il faut un laps de temps assez considérable (en rapport avec la longueur du train) avant que la réduction de pres-

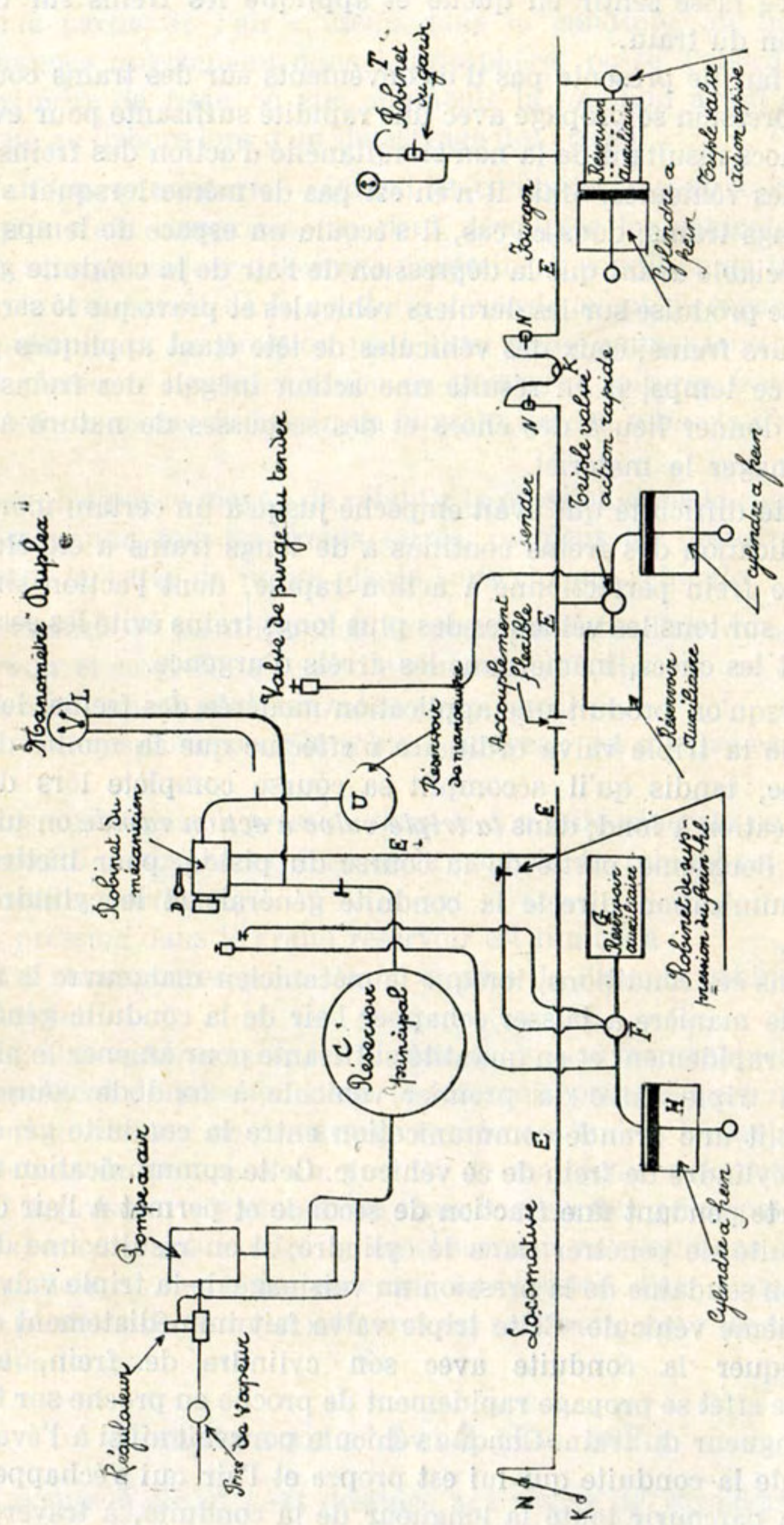


Fig. 301.

sion se fasse sentir en queue et applique les freins sur cette portion du train.

Ce fait ne présente pas d'inconvénients sur des trains courts; la dépression se propage avec une rapidité suffisante pour éviter les chocs résultant de la non-simultanéité d'action des freins sur tous les véhicules. Mais il n'en est pas de même lorsqu'il s'agit de longs trains; dans ce cas, il s'écoule un espace de temps très appréciable avant que la dépression de l'air de la conduite générale se produise sur les derniers véhicules et provoque le serrage de leurs freins; ceux des véhicules de tête étant appliqués pendant ce temps, il en résulte une action inégale des freins qui peut donner lieu à des chocs et des secousses de nature à endommager le matériel.

Cette difficulté qui avait empêché jusqu'à un certain moment l'application des freins continus à de longs trains a été éludée par le frein perfectionné à action rapide, dont l'action simultanée sur tous les véhicules des plus longs trains évite les secousses et les chocs, même dans les arrêts d'urgence.

Lorsqu'on produit une application modérée des freins, le piston de la triple valve ordinaire n'effectue que la moitié de sa course, tandis qu'il accomplit sa course complète lors d'une application à fond; dans *la triple valve à action rapide* on utilise cette deuxième partie de la course du piston, pour mettre en communication directe la conduite générale et le cylindre de frein.

Dans ces conditions, lorsque le mécanicien manœuvre le robinet de manière à laisser échapper l'air de la conduite générale assez rapidement et en quantité suffisante pour amener le piston de la triple valve du premier véhicule à fond de course, il s'établit une grande communication entre la conduite générale et le cylindre de frein de ce véhicule. Cette communication reste ouverte pendant une fraction de seconde et permet à l'air de la conduite de pénétrer dans le cylindre; il en résulte une diminution soudaine de la pression au voisinage de la triple valve du deuxième véhicule. Cette triple valve fait immédiatement communiquer la conduite avec son cylindre de frein, et le même effet se propage rapidement de proche en proche sur toute la longueur du train. Chaque véhicule pourvoit ainsi à l'évacuation de la conduite qui lui est propre et l'air qui s'échappe n'a pas à parcourir toute la longueur de la conduite, à travers les coudes, etc., pour se rendre à l'atmosphère par le robinet du mécanicien. En pratique, l'effet se propage d'un véhicule à l'autre en $1/25^e$ de seconde. Cette disposition présente un

deuxième avantage : lors d'un serrage à fond des freins, une grande partie de l'air contenu dans la conduite, au lieu de s'échapper directement dans l'atmosphère, passe d'abord dans le cylindre de frein où elle augmente la pression avant d'être évacué au dehors lors d'un desserrage des freins.

Manoeuvre en gare. — Quand les conduites et réservoirs sont remplis d'air comprimé, on peut découpler les véhicules du train sans provoquer le serrage des freins, à condition de fermer les robinets d'arrêt de la conduite générale avant de séparer les accouplements. La pression peut ainsi rester emmagasinée pendant plusieurs heures sur une ou plusieurs voitures isolées et peut servir en cas de besoin en ouvrant un des robinets d'extrémité.

Si on n'a pas le moyen de rétablir la pression dans la conduite générale, une fois les freins serrés, on peut les desserrer en ouvrant la valve de purge placée sous chaque véhicule.

Pression. — La différence de pression entre l'air du grand réservoir et celui de la conduite générale doit être de :

$3/4$ atmosphère pour les *robinets anciens*.

$1\ 1/2$ atmosphère pour le robinet nouveau dit à valve égalisatrice.

Dans aucun cas, la pression dans la conduite générale ne peut dépasser 5 atmosphères; lorsque la poignée du robinet est dans la position normale.

La pression dans le grand réservoir est limitée à :

$5\ 3/4$ atmosphères pour les *hl* munies de l'ancien robinet du mécanicien.

$6\ 1/2$ atmosphères pour les *hl* munies du nouveau robinet.

L'excédent de pression dans le réservoir principal est nécessaire pour assurer un desserrage rapide des freins. L'emploi du régulateur de pompe à air permet de maintenir automatiquement la pression réglementaire dans le réservoir principal.

L'expérience a démontré qu'en observant les conditions énoncées ci-dessus, en ce qui concerne la pression d'air, une conduite générale de 25 m/m intérieur est suffisante pour les trains les plus longs.

Pompes à air n^{os} 1 et 3. (FIG. 302.)

La pompe à air n^o 1 est destinée aux trains de voyageurs ou de marchandises des grands réseaux.

Le diamètre du cylindre à vapeur de cette pompe est de 203 m/m et celui du cylindre à air est de 190 m/m.

La pompe à air n° 3 convient pour le trafic léger; son cylindre à vapeur a 152 m/m de diamètre et son cylindre à air 165 m/m.

La construction et le fonctionnement de ces deux types de pompes sont identiques; les pièces diffèrent seulement par leurs dimensions.

La pompe à air Westinghouse à action directe est disposée verticalement; elle se compose d'un cylindre à vapeur 2 avec distributeur à pistons 14, et d'un cylindre à air à double effet 4, réunis par une pièce centrale munie de presse-étoupe et formant la partie inférieure de l'un et le couvercle de l'autre. Le couvercle supérieur 1 contient les organes qui déterminent les mouvements du distributeur 14.

Les pistons à vapeur et à air sont montés sur la même tige et, par suite, fonctionnent comme une seule pièce.

La vapeur de la chaudière est admise dans l'espace compris entre les deux pistons du distributeur 14; le piston supérieur du distributeur étant d'un diamètre plus grand que le piston inférieur, la pression tend à soulever le distributeur, mais un autre piston 20, appelé « piston de changement de marche », d'un diamètre encore plus grand et se mouvant dans un cylindre 19 situé au-dessus du distributeur, maintient celui-ci abaissé tant que la vapeur peut passer par le conduit *a* de la chambre A au cylindre 19 et exercer sa pression sur la surface supérieure du piston 20. La chambre A est toujours en communication, par le conduit *f* avec l'espace compris entre les deux pistons du distributeur.

Si l'on suppose que les divers organes de la pompe occupent les positions indiquées par la figure 302, la vapeur arrivant de la chaudière passe par les orifices du fourreau 18 laissés découverts par le piston inférieur du distributeur 14 et fait monter le piston principal 6. Un peu avant que ce piston achève sa course ascendante, la plaque 10 qui est fixée sur sa partie supérieure heurte l'épaule de la tige du tiroir 12 qu'elle soulève ainsi que le tiroir 13; celui-ci ferme le conduit et fait communiquer entre eux les orifices *b* et *c* par lesquels la vapeur contenue dans le cylindre 19 s'échappe à l'atmosphère. La pression sur la face supérieure du piston 20, n'existant plus, la vapeur qui se trouve entre les deux pistons du distributeur le soulève et pénètre par les orifices du fourreau 17 dans le cylindre 2 au-dessus du piston principal 6 qui commence alors sa course descendante; la vapeur qui se trouve au dessous du piston principal 6 s'échappe à l'atmosphère par les orifices du fourreau 18 et le conduit pratiqué dans la pièce centrale 3.

Au moment où le piston principal est sur le point d'achever

sa course descendante, la plaque de renversement 10 qui est fixée sur sa face supérieure, vient heurter le bouton formant l'extrémité de la tige 12 et l'abaisse ainsi que le tiroir 13 jusqu'à la position indiquée par la figure; la vapeur est admise au cylindre 19 par le conduit *a*, abaisse le piston 20 et par suite le distributeur 14, ce qui renverse le mouvement du piston principal.

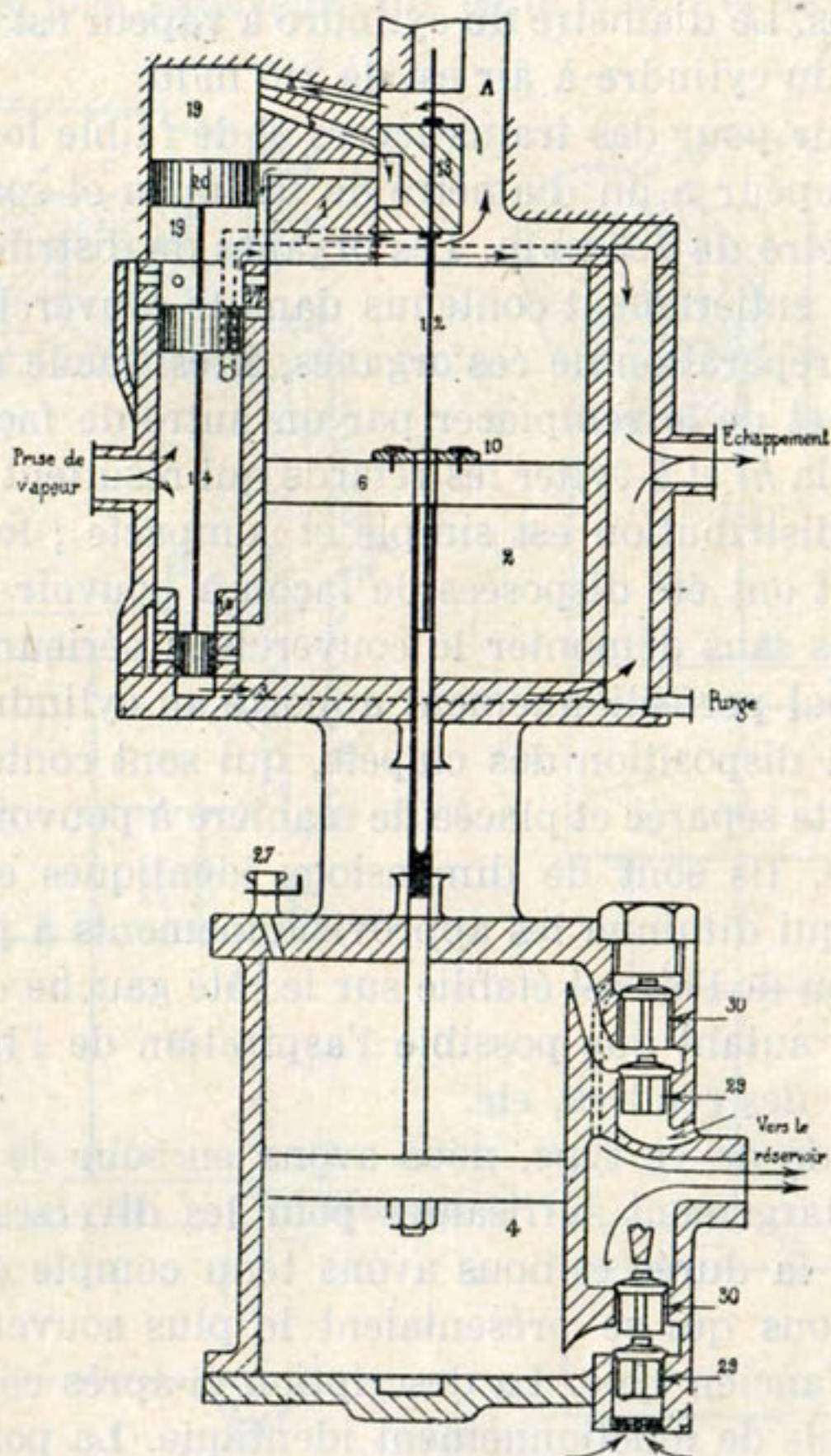


Fig. 302.

Le cylindre à air est à double effet. Il est muni de deux clapets d'aspiration 29 et de deux clapets de refoulement 30, qui peuvent être facilement démontés et examinés. La levée des clapets de refoulement ne doit pas excéder 1 m/m. Le graissage du cylindre à air doit se faire exclusivement par le godet graisseur 37; vissé dans le couvercle supérieur du cylindre à air. Ce godet doit être rempli au maximum une fois par jour d'huile lourde de bonne qualité, du type de celle que l'on emploie pour les cylindres à vapeur, et pouvant résister à une haute température.

Pompe à air perfectionnée, type F. (FIG. 303).

Le type des pompes à air perfectionnées présente des avantages notables sur l'ancien type, non seulement au point de vue de sa construction, mais encore au point de vue de son fonctionnement et de son efficacité.

Pompe à air destinée aux longs trains de voyageurs ou de marchandises. Le diamètre du cylindre à vapeur est de 203 m/m, le diamètre du cylindre à air est de 216 m/m.

Pompe à air pour des trains légers et de faible longueur. Son cylindre à vapeur a un diamètre de 152 m/m et son cylindre à air un diamètre de 165 m/m. Les organes de distribution de ces pompes sont entièrement contenus dans le couvercle supérieur.

En cas de réparation de ces organes, il est facile de démonter le couvercle et de le remplacer par un autre de façon à ne pas immobiliser la *hl* et à éviter les retards qui résultent de ces réparations. La distribution est simple et compacte ; les pièces qui la composent ont été disposées de façon à pouvoir être retirées ou examinées sans démonter le couvercle supérieur.

Le principal perfectionnement apporté au cylindre à air consiste dans la disposition des clapets, qui sont contenus chacun dans une boîte séparée et placée de manière à pouvoir être facilement retirée. Ils sont de dimensions identiques et interchangeables, ce qui diminue les approvisionnements à prévoir.

L'aspiration de l'air est établie sur le côté gauche de la pompe, afin d'éviter autant que possible l'aspiration de l'humidité, de la poussière, des cendres, etc.

Dans l'étude de ce type, nous avons eu soin de prévoir des dimensions largement suffisantes pour les diverses pièces afin d'en assurer la durée et nous avons tenu compte de la nature des réparations qui se présentaient le plus souvent avec les pompes de l'ancien type. La description ci-après convient à ces deux appareils de fonctionnement identique. La pompe est disposée verticalement ; elle se compose d'un cylindre à vapeur 61 et d'un cylindre à air 63 réunis par une pièce centrale 62 portant les presse-étoupe. Le piston principal à vapeur 77 et le piston à air 78 sont fixés sur la même tige et fonctionnent ensemble comme une seule pièce.

La pompe est mue directement par la vapeur admise par les conduits *a* et *b* à la chambre *d*. Dans la chambre *d* se trouve le piston différentiel du tiroir principal 68 avec son tiroir 71 qui commande des orifices de vapeur *e* et *f* au cylindre à vapeur 61 et l'orifice d'échappement *g*. Le piston différentiel de tiroir principal 68 se compose de deux pistons de diamètres différents, for-

mant les extrémités d'une tige à laquelle est réuni le tiroir de distribution 71. La vapeur venant de la chaudière a toujours libre accès, dans la chambre *d* entre les deux pistons qui ont, par suite, une tendance à se mouvoir du côté du plus grand piston, c'est-à-dire vers la droite, tant que l'on n'établit pas une contrepression sur la face opposée de ce piston. L'espace *l* compris entre la face extérieure du petit piston et le couvercle 73

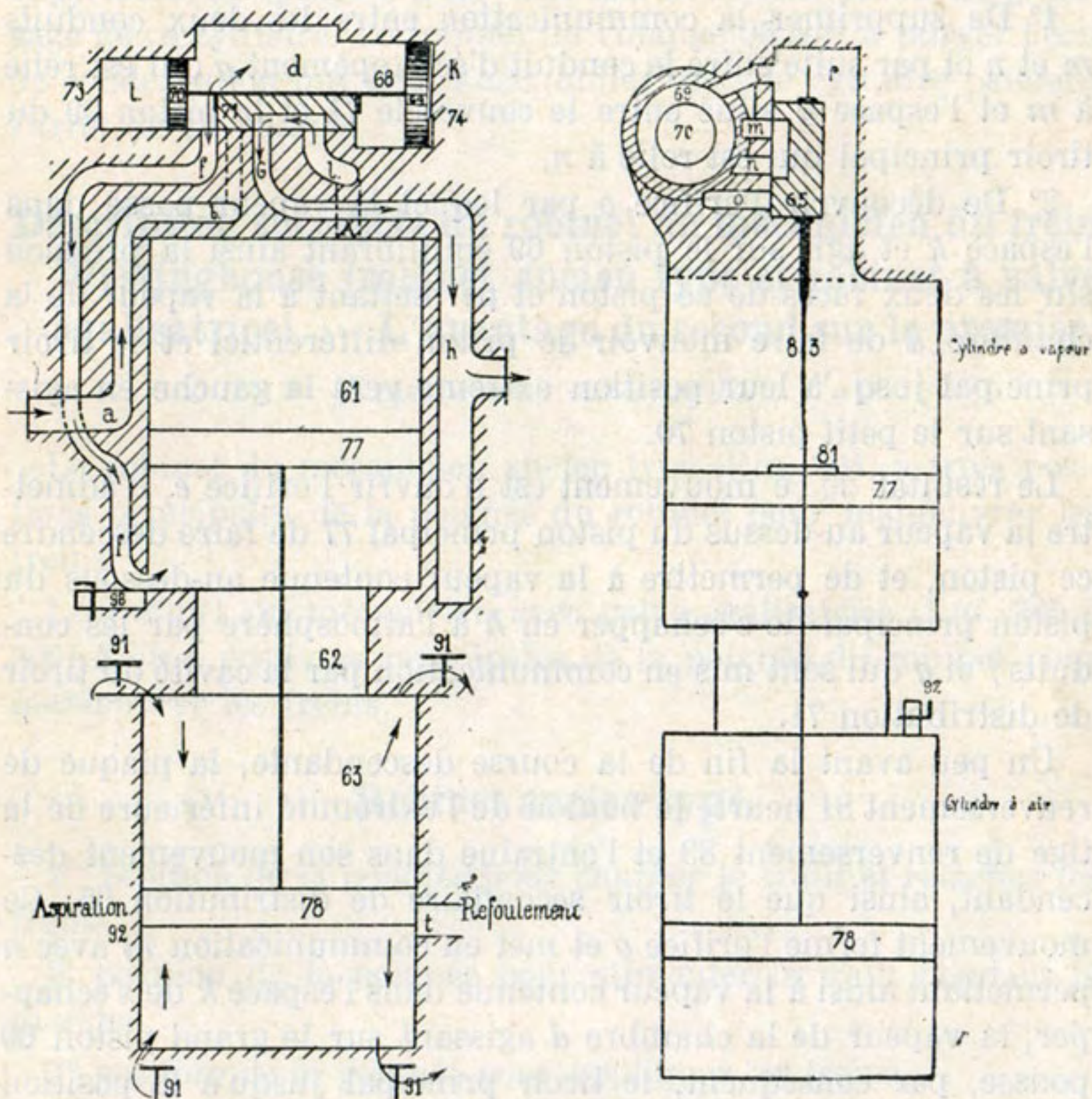


Fig. 303.

est toujours en communication avec l'atmosphère par un petit canal aboutissant dans le conduit d'échappement *g*, en rapport lui-même avec l'échappement principal *h*.

L'espace *k* compris entre la face extérieure du grand piston et le couvercle 74 est mis en communication alternativement avec la chambre *r* par le passage *o* et avec l'atmosphère par *m* et *n* par le jeu du tiroir secondaire de distribution 65, commandé par la tige de renversement 83; cette tige est elle-même actionnée par la plaque de renversement 81 fixée à la partie supérieure du

piston principal 77. Si l'on suppose les organes dans la position indiquée par les figures, la vapeur arrive de la chaudière dans les espaces *d* et *r*, par l'orifice *f* découvert par le tiroir 71, elle passe au-dessous du piston principal 77 qu'elle fait monter. Quand le piston est sur le point d'achever sa course ascendante, la plaque de renversement 81 vient buter contre l'épaulement de la tige de renversement 83 qui monte alors avec le piston principal et entraîne le tiroir de distribution 65 qui a pour effet :

1° De supprimer la communication entre les deux conduits *m* et *n* et par suite entre le conduit d'échappement *g* qui est relié à *m* et l'espace *k* situé entre le couvercle 74 et le piston 69 du tiroir principal qui est relié à *n*.

2° De découvrir l'orifice *o* par lequel la vapeur passe dans l'espace *k* et agit sur le piston 69 équilibrant ainsi la pression sur les deux faces de ce piston et permettant à la vapeur de la chambre *d* de faire mouvoir le piston différentiel et le tiroir principal jusqu'à leur position extrême vers la gauche en agissant sur le petit piston 70.

Le résultat de ce mouvement est d'ouvrir l'orifice *e*, d'admettre la vapeur au-dessus du piston principal 77 de faire descendre ce piston, et de permettre à la vapeur contenue au-dessous du piston principal de s'échapper en *h* à l'atmosphère par les conduits *f* et *g* qui sont mis en communication par la cavité du tiroir de distribution 71.

Un peu avant la fin de la course descendante, la plaque de renversement 81 heurte le bouton de l'extrémité inférieure de la tige de renversement 83 et l'entraîne dans son mouvement descendant, ainsi que le tiroir secondaire de distribution 65. Ce mouvement ferme l'orifice *o* et met en communication *m* avec *n* permettant ainsi à la vapeur contenue dans l'espace *k* de s'échapper; la vapeur de la chambre *d* agissant sur le grand piston 69 pousse, par conséquent, le tiroir principal jusqu'à la position indiquée par les figures, ce qui découvre les orifices nécessaires pour renverser la marche du piston principal 77 qui recommence sa course ascendante.

La marche du piston à air 78 est la même que celle du piston à vapeur 77; à chaque course ascendante de celui-ci, le piston à air aspire l'air de l'atmosphère par l'orifice 92 et le clapet d'aspiration inférieur 91, dans la partie inférieure du cylindre 63 et refoule en même temps l'air contenu dans la partie supérieure par le clapet de refoulement 91 et la chambre *t*; cette action est simplement renversée pendant la course descendante du piston, l'air étant aspiré par le clapet d'aspiration supérieur 91 et simul-

tanément refoulé du côté opposé du piston par le clapet de refoulement inférieur 91 et la chambre *t*.

Les clapets à air sont du modèle ordinaire et tous de même dimension. Ils sont disposés de façon à pouvoir être facilement retirés et examinés.

Un petit godet graisseur 97 avec robinet placé sur la partie supérieure du cylindre à air doit exclusivement servir au graissage de ce cylindre. Le robinet de vidange 96 sert à purger l'eau de condensation qui peut s'accumuler dans le cylindre pendant l'arrêt de la pompe.

Description succincte du robinet du mécanicien du frein Westinghouse (robinet ancien type et robinet à valve égalisatrice). — L'avantage du second sur le premier.

(Explications sur croquis).

Le robinet du mécanicien ancien type (FIG. 304) à trois positions principales de la poignée du robinet pour manœuvrer les freins.

Le robinet du mécanicien avec valve égalisatrice (FIG. 305 à 309) à cinq positions principales de la poignée du robinet pour manœuvrer les freins.

Robinet ancien type.

1^{re} position de la poignée pour charger le train et relâcher les freins.

2^e position de la poignée pour alimenter le train pendant la marche.

3^e position de la poignée pour appliquer les freins.

Dans la première position une libre communication est établie entre le réservoir principal et la conduite générale.

Dans la deuxième position, l'air du réservoir principal doit soulever une petite soupape qui se trouve dans l'intérieur du robinet, avant qu'il puisse gagner la conduite générale; cette soupape est maintenue contre son siège par un petit ressort ayant une tension correspondante à $\frac{3}{4}$ atmosphère environ, ce qui fait que lorsque l'alimentation a lieu dans cette deuxième position, la pression de la conduite générale est inférieure de $\frac{3}{4}$ d'atmosphère à celle du réservoir principal; cet excès de pression du réservoir principal est utilisé pour relâcher les freins.

Aussitôt que l'on dépasse quelque peu cette deuxième position, toute communication entre le réservoir principal et la conduite générale se trouve coupée; en continuant à tourner la poignée vers la droite, troisième position, on décharge une soupape qui met la conduite générale en communication avec l'atmosphère; l'air de la conduite générale s'échappe par un orifice pratiqué dans le robinet du mécanicien. C'est cet échappement d'air qui produit l'application des freins avec une force correspondante à la réduction de pression effectuée dans la conduite générale.

Robinet à valve égalisatrice (FIG. 305 à 309).

1^{re} position, pour charger la conduite générale et desserrer les freins.

2^e position normale de marche.

3^e position neutre.

4^e position, serrages ordinaires.

5^e position, serrage rapide, à fond.

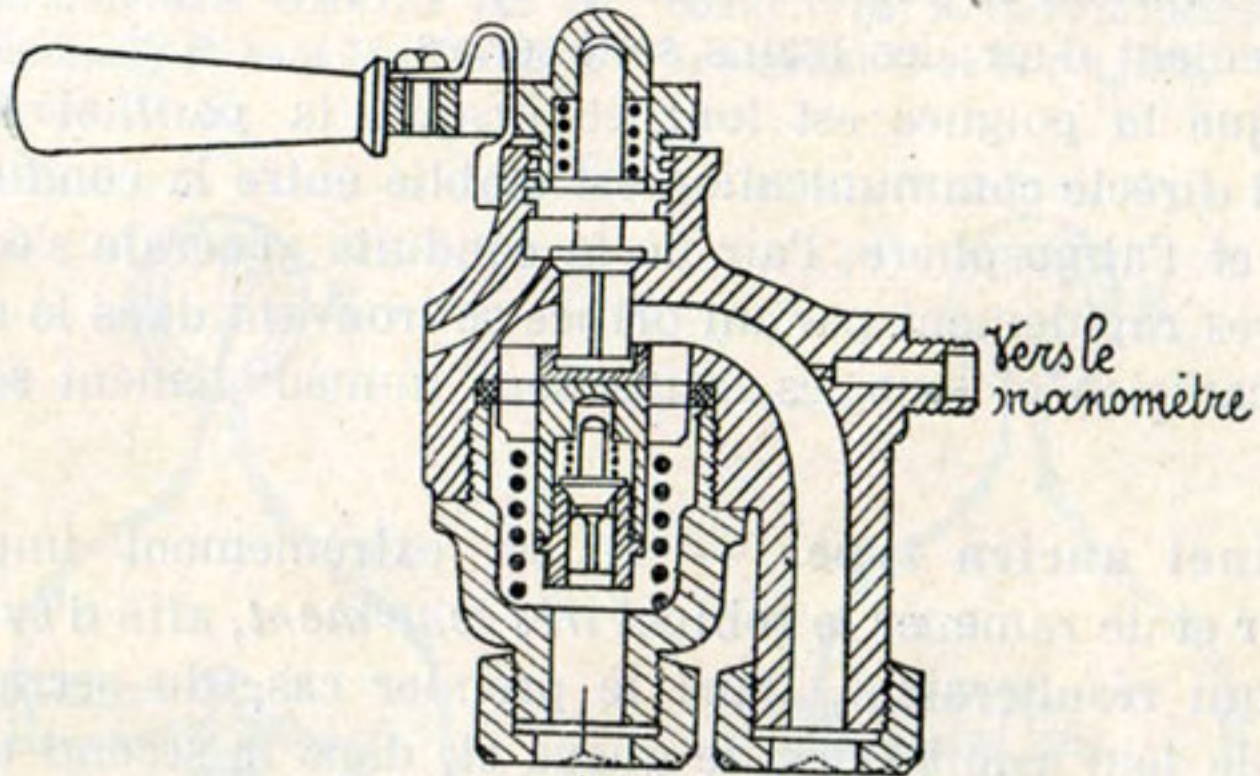
Quand la poignée est placée dans la *première position*, l'air comprimé du réservoir principal entrant dans le robinet du mécanicien a une communication directe établie entre le réservoir principal, la conduite générale, la chambre de la valve égalisatrice et le petit réservoir qui y est relié.

Quand la poignée est placée dans la *deuxième position*, l'air venant du grand réservoir doit soulever une petite soupape avant qu'il puisse gagner la conduite générale. Cette soupape est réglée de façon qu'il y ait un excédent de pression de 1 1/2 atmosphère dans le réservoir principal, ce qui facilite le desserrage des freins.

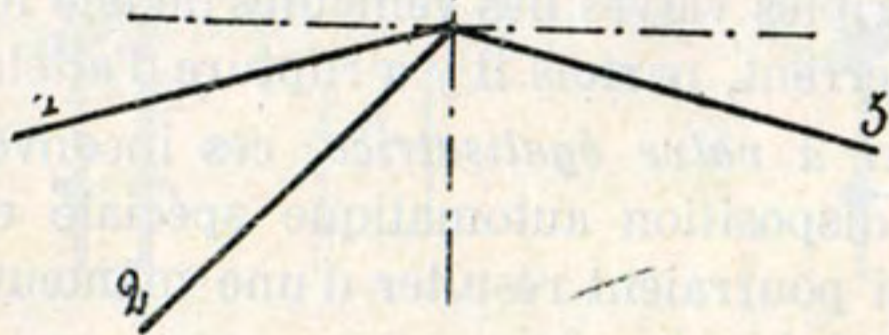
Lorsque la poignée est placée dans la *troisième position*, tous les orifices d'entrée et d'échappement d'air sont interrompus. C'est dans cette position que l'on constate s'il y a des fuites.

Pour serrer modérément les freins, la poignée est placée dans la *position 4*; l'air de la chambre de la valve égalisatrice et du petit réservoir auxiliaire s'échappe à l'atmosphère. Cette opération produit une réduction de pression au-dessus de cette valve égalisatrice; l'excédent de pression au-dessous de cette valve la fait alors remonter, ouvre la valve de décharge et permet à l'air de la conduite générale de s'échapper à l'atmosphère jusqu'à ce que la pression de la conduite générale sur toute la longueur du train devienne la même que celle existant dans la chambre de la valve égalisatrice. Lorsque la pression est ainsi équilibrée,

Robinet du mécanicien du frein Westinghouse (ancien type.)



Vue en plan du robinet donnant les positions de la poignée



Position 1 pour desserrer les freins.

» 2 de marche.

» 3 serrages d'urgence.

Les positions intermédiaires entre 2 et 3 servent à opérer des serrages gradués

Fig. 304.

Schéma des 5 positions de la poignée.

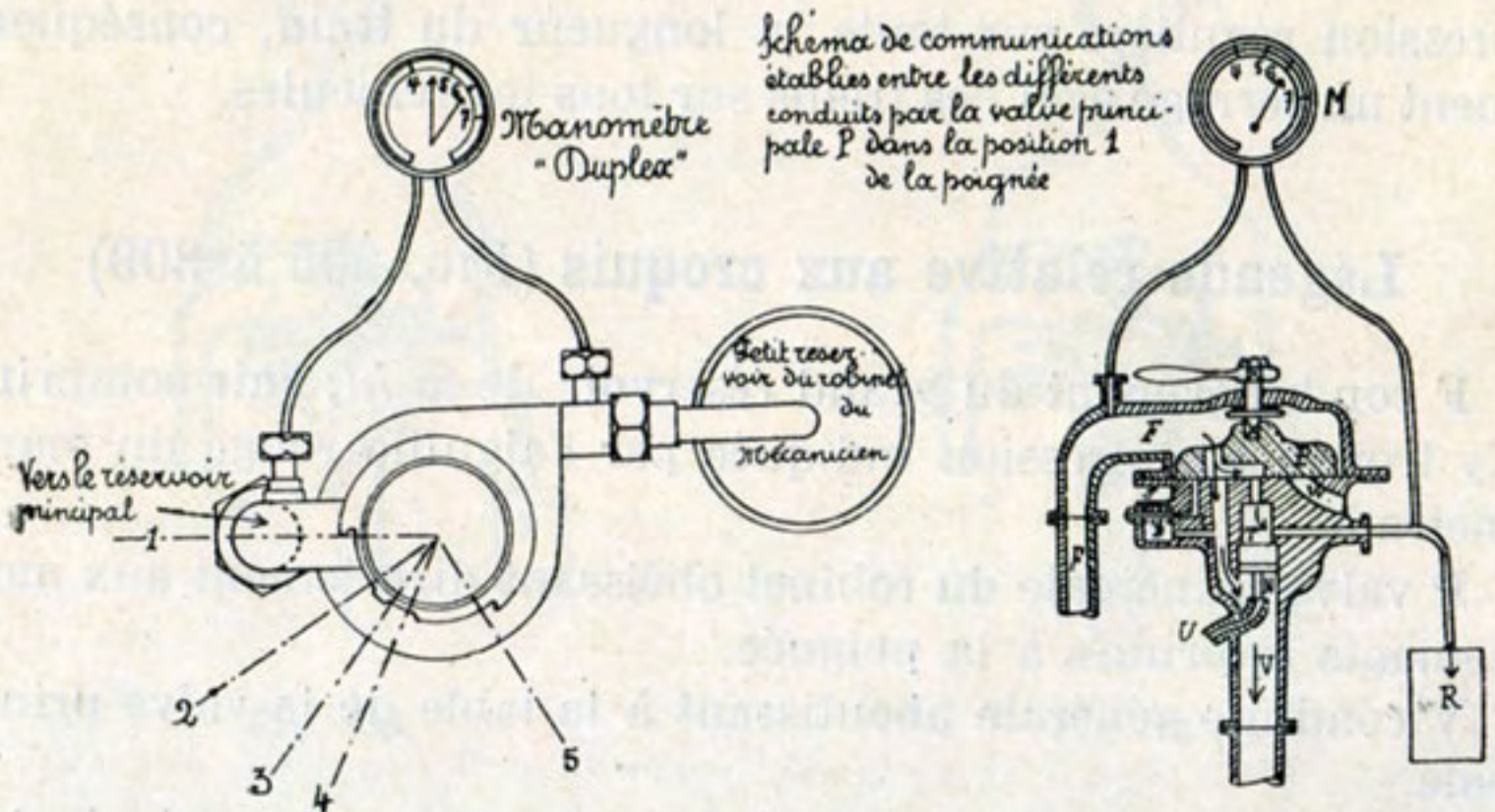


Schéma de communications établies entre les différents conduits par la valve principale P dans la position 1 de la poignée

Fig. 305.

la valve reprend sa position primitive, ce qui empêche tout autre échappement d'air; les freins sont serrés.

Lorsque la poignée est tournée jusqu'à la *position V*, une large et directe communication est établie entre la conduite générale et l'atmosphère; l'air de la conduite générale s'échappe alors très rapidement par un orifice se trouvant dans le robinet du mécanicien et tous les freins sont immédiatement serrés à fond.

Robinet ancien type. — Il est extrêmement important d'ouvrir et de ramener le robinet *très lentement*, afin d'éviter les chocs qui résulteraient, dans le premier cas, du serrage des freins de tête avant ceux de queue et, dans le second cas, du *desserrage intempestif* des freins d'avant par suite du *coup de bélier* dû à l'air en mouvement qui s'échappe par le robinet du mécanicien et dont la sortie est brusquement arrêtée. Dans ce dernier cas, les triples valves des véhicules de tête fonctionnent, les freins se desserrent, parfois il y a rupture d'attelage.

Avec le *robinet à valve égalisatrice*, ces inconvénients sont évités, car une disposition automatique spéciale empêche les conséquences qui pourraient résulter d'une manœuvre brusque ou maladroite du robinet.

En cas de serrages ordinaires, le mécanicien n'agit pas directement sur l'air de la conduite générale mais sur l'air contenu dans un petit réservoir auxiliaire relié avec la chambre de la valve égalisatrice.

Toute réduction de pression d'air dans le petit réservoir est alors automatiquement reproduite dans toute la conduite générale au moyen de cette valve, assurant ainsi une réduction de pression régulière sur toute la longueur du train, conséquemment un serrage égal des freins sur tous les véhicules.

Légende relative aux croquis (FIG. 305 à 309).

F conduit venant du grand réservoir de la *hl*; l'air comprimé s'y trouve à la pression indiquée par l'aiguille rouge du manomètre M.

P valve principale du robinet obéissant directement aux mouvements imprimés à la poignée.

V conduite générale aboutissant à la table de la valve principale.

G conduit étroit se rendant de la table de la valve principale à la conduite générale en passant par la chambre B pourvue

304

Schéma des communications établies entre les différents conduits par la valve principale P dans la position 2 de la poignée.

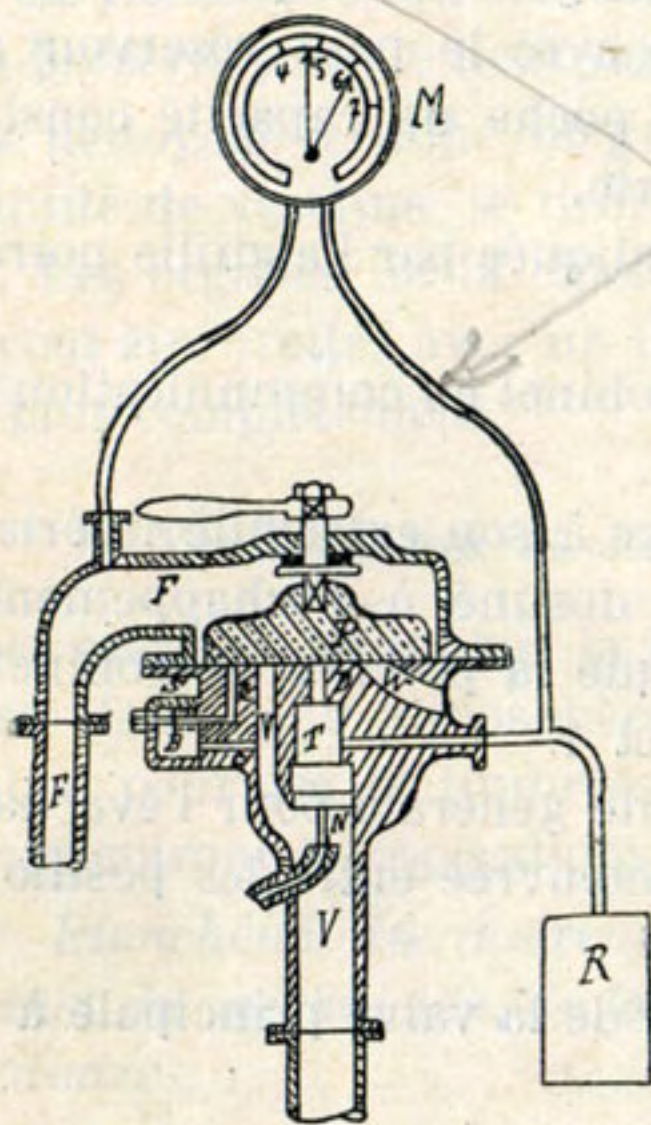


Fig. 306.

306

Schéma de l'obturation des différents conduits par la valve principale P dans la position 3 de la poignée.

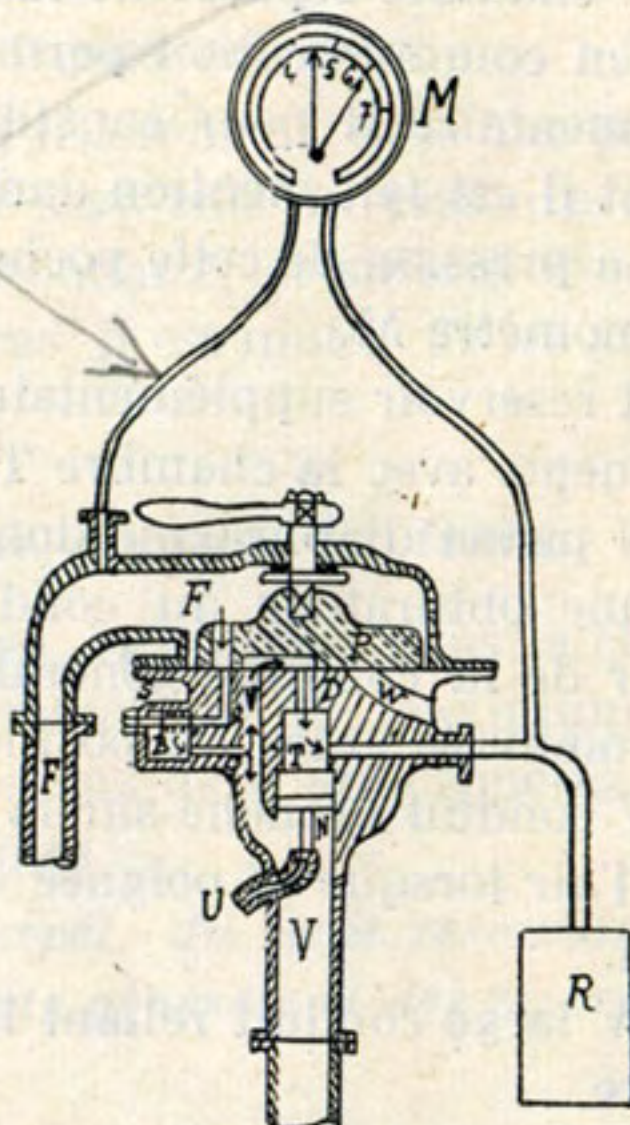


Fig. 307.

Schéma des communications établies entre les différents conduits par la valve principale P dans la position 4 de la poignée.

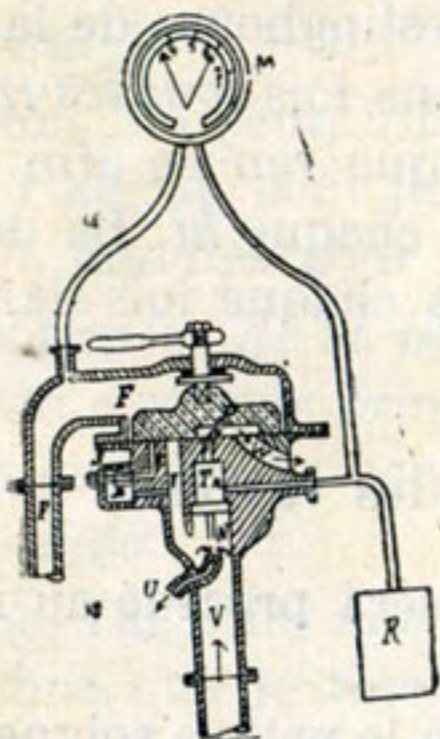


Fig. 308.

Schéma des communications établies entre les différents conduits par la valve principale P dans la position 5 de la poignée.

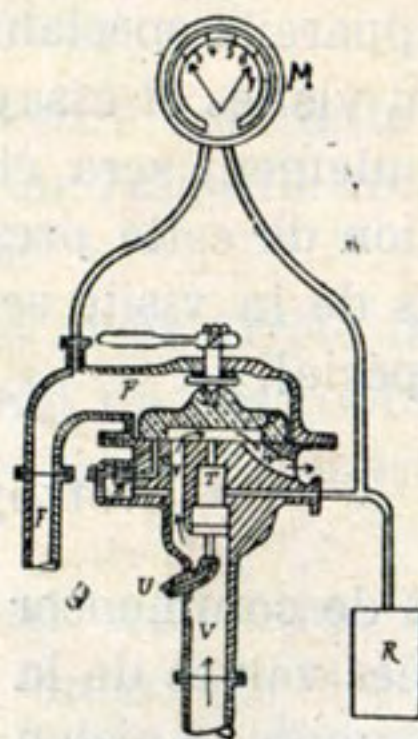


Fig. 309.

d'une soupape S équilibrée par un ressort à 1 1/2 atmosphère de tension.

D conduit étroit entre la table de la valve principale P et la chambre T.

T chambre séparée de la conduite générale V par le piston N et en communication permanente avec le petit réservoir supplémentaire R pour constituer la poche de capacité constante dont il est fait mention dans le texte.

La pression de cette poche est indiquée par l'aiguille noire du manomètre M.

R réservoir supplémentaire du robinet en communication permanente avec la chambre T.

N piston diaphragme dont la tige à son extrémité inférieure, forme obturateur du conduit U destiné à l'échappement de l'air de la conduite générale lorsque la poignée du robinet est manœuvrée entre les positions 3 et 4.

V conduit branché sur la conduite générale pour l'évacuation de l'air lorsque la poignée est manœuvrée entre les positions 3 et 4.

W large conduit reliant la table de la valve principale à l'air libre.

M manomètre à deux aiguilles; l'aiguille rouge indique la pression dans le grand réservoir de la *hl*; l'aiguille noire indique la pression dans la poche et par corrélation dans la conduite générale.

Entretien du frein Westinghouse. — Locomotives et tenders.

Les appareils spéciaux du frein Westinghouse de la *hl* et du *ht* seront visités et essayés au moins une fois *tous les trois mois*.

Un roulement sera établi dans chaque remise afin d'assurer l'exécution de cette prescription pour chaque *hl*. La date et les résultats de la visite seront consignés chaque fois dans un registre spécial.

a) Nettoyage des triples valves.

Avant de commencer les essais, il sera procédé au nettoyage des triples valves de la *hl* et du *ht*.

On démonte le piston principal et on le nettoie soigneusement, ainsi que la chambre principale de la triple valve, avec du pétrole, en s'attachant particulièrement à ce que la rainure d'alimentation soit parfaitement propre et que les segments du

piston jouent librement dans leur logement. Ce nettoyage doit être fait avec la plus grande précaution pour éviter de détériorer les pièces. On ne se servira donc d'aucun instrument métallique; on emploiera exclusivement un chiffon et tout au plus, si c'est nécessaire, un morceau de bois. Le déchet de coton doit être proscrit pour le nettoyage des triples valves.

Le nettoyage terminé, on graissera légèrement, avec une petite quantité de vaseline, le tiroir et les segments du piston principal. Les organes de la chambre secondaire, et surtout le cuir, doivent être frottés avec un linge gras; il est inutile de les graisser plus complètement.

b) Vérification et essais des organes du frein.

Les essais se feront sur la *hl* en feu, la pression dans la chaudière étant de 9 atmosphères au moins ou au maximum du timbre pour les *hl* timbrées en-dessous de 9 atmosphères. Ils comprendront les opérations suivantes :

1° *Étanchéité du réservoir principal, du petit réservoir du robinet du mécanicien, de la conduite générale et des réservoirs auxiliaires.*

On commence par purger le réservoir sous une pression de 2 kg. Puis, le frein étant mis en marche normale (aiguille noire 5 kg., aiguille rouge entre 6 1/2 et 7 kg. ou 5 3/4 kg. pour l'ancien robinet); on arrête la pompe, on ferme le robinet de double traction (ce qui isole le réservoir principal de la conduite générale) et on place la poignée du robinet au cran de desserrage. Puis on observe les aiguilles du manomètre; si elles accusent une chute de pression, il faut rechercher les fuites et les faire disparaître.

Toutefois, on peut, à la rigueur, admettre une chute de pression de 1 kg. au bout de 2 minutes pour l'aiguille rouge et au bout de 5 minutes pour l'aiguille noire.

2° *Rendement de la pompe.* — Après avoir arrêté la pompe, on vide le réservoir principal en ouvrant un des robinets d'arrêt et en amenant la poignée du robinet du mécanicien au cran de desserrage.

Lorsque l'aiguille rouge du manomètre est tombée à 0, marquant ainsi que le réservoir est vide, on ferme le robinet de double traction de manière à isoler le réservoir principal de la conduite générale, puis on met la pompe en marche et l'on note le temps nécessaire pour remplir le réservoir principal d'air comprimé à 5 kg.

Si la pompe est en parfait état, ce temps ne doit pas excéder :
pour la pompe de $8 \times 8 \frac{1}{2}$: *four*

Avec un réservoir de 300 l.: 1 minute 40 secondes.

Avec un réservoir de 240 l.: 1 minute 5 secondes.

Pour la pompe de $8 \times 7 \frac{1}{2}$:

Avec un réservoir de 300 l.: 2 minutes.

Avec un réservoir de 240 l.: 1 minute 36 secondes.

Pour la pompe de $6 \times 6 \frac{1}{2}$:

Avec un réservoir de 300 l.: 2 minutes 40 secondes.

Avec un réservoir de 240 l.: 2 minutes 8 secondes.

Mais pour les pompes en service, ces temps sont susceptibles de certaines tolérances et peuvent atteindre :

2 $\frac{1}{2}$ minutes pour les pompes de $8 \times 8 \frac{1}{2}$.

3 minutes pour les pompes de $8 \times 7 \frac{1}{2}$.

3 $\frac{1}{2}$ minutes pour les pompes de $6 \times 6 \frac{1}{2}$.

S'ils dépassent ces chiffres, la pompe doit être envoyée en réparation.

3° *Vérification et nettoyage des purgeurs automatiques des cylindres à vapeur.* — Pendant le mois d'octobre, les purgeurs automatiques des pompes de toutes les *hl* seront démontés; on vérifiera si les clapets et les ressorts jouent librement, et on enlèvera tout le tartre qui peut s'être déposé. Les mêmes opérations sont répétées à la fin de l'hiver, c'est-à-dire au mois de mars ou avril.

4° *Réglage du régulateur de la pompe à air.* — La pompe doit s'arrêter automatiquement quand la pression dans le réservoir principal atteint de $6 \frac{1}{2}$ à 7 kg. ($5 \frac{3}{4}$ pour les *hl* munies de l'ancien robinet).

5° *Réglage de la soupape d'alimentation.* — Les deux essais qui précèdent étant terminés, on ouvre le robinet de double traction, ce qui a pour effet de faire baisser la pression dans le réservoir principal et, par conséquent, de mettre la pompe en marche. La poignée du robinet du mécanicien étant placée dans la position de marche, l'aiguille noire du manomètre doit marquer exactement 5 kg. Si cette condition n'est pas remplie, on agit sur l'écrou de réglage de la soupape d'alimentation.

6° *Sensibilité de la valve égalisatrice du robinet du mécanicien.* — On fait une série de petites dépressions de $\frac{1}{4}$ à $\frac{1}{5}$ de kg., de manière à faire tomber l'aiguille noire du manomètre de 5 à 3 kg. La valve égalisatrice doit « répondre » à chacune de ces dépressions, c'est-à-dire, que chaque fois elle doit se soulever en laissant s'échapper de l'air, puis s'abaisser en interrompant cet échappement. Ce fonctionnement se constate à l'ouïe et plus

sûrement en mettant la main devant l'orifice d'échappement du robinet.

7° *Étanchéité des segments du piston de la valve égalisatrice.* — La pression de 5 kg. étant établie dans la conduite générale et dans le petit réservoir du robinet du mécanicien, la poignée de ce robinet est placée au point neutre. Puis on vide la conduite en ouvrant, et en *laissant ouvert*, le robinet d'arrêt du tender. A partir de ce moment, l'air du petit réservoir du robinet du mécanicien fait retour vers la conduite générale par les fuites des segments et l'aiguille noire rétrograde lentement vers le zéro.

Le temps admissible pour qu'elle descende de 5 kg. à 1/2 kg. doit être au moins de 1 1/2 minute. Si la chute de l'aiguille est plus rapide, c'est que les segments perdent trop d'air.

8° *Serrages.* — On fait un premier serrage de 1/2 kg. et on vérifie si les tiges des pistons des cylindres à freins de la *hl* et du *ht* se déplacent. Si ce premier serrage n'a pas amené à fond de course les pistons de la *hl* et du *ht*, on fait deux serrages successifs de 1/4 de kg. qui doivent produire le serrage à fond sans déterminer l'action rapide sur le *ht*. Le serrage à fond étant ainsi obtenu, les blocs devront rester appliqués pendant dix minutes.

Triple valve à action rapide (FIG. 310).

La triple valve à action rapide forme la partie essentielle des appareils du frein perfectionné; elle est appliquée au *ht* et aux véhicules et commande le serrage ou le desserrage des freins, suivant les variations de pression produites dans la conduite générale. La triple valve à action rapide comporte deux pistons dont un fonctionne horizontalement et l'autre verticalement. Le piston horizontal est identique à celui de la triple valve ordinaire.

Le piston de la triple valve ordinaire et son tiroir n'accomplissent qu'une course limitée quand, pour appliquer les freins modérément, on produit une faible dépression dans la conduite générale, mais que, lorsque l'on produit brusquement une réduction considérable de pression, pour serrer les freins avec leur maximum d'énergie, le piston de la dite valve accomplit immédiatement sa course complète.

Dans la triple valve à action rapide, on utilise la deuxième partie de la course du piston principal pour accélérer le serrage des freins. Lorsque le tiroir du piston principal arrive à fond de course, la pression de la conduite générale est réduite brusque-

ment de 1 kg. environ, l'air comprimé du réservoir auxiliaire vient agir sur un second piston et le fait descendre; ce mouvement ouvre une soupape et établit une communication directe entre la conduite générale et le cylindre de frein qui reçoit alors l'air comprimé de la conduite générale aussi bien que celui du réservoir auxiliaire. On obtient ainsi un double avantage : on utilise une partie de l'air qui reste dans la conduite en l'admettant dans le cylindre de frein et on détermine une réduction

Triple valve à action rapide
(Sur la hl. est montée une triple valve ordinaire.)

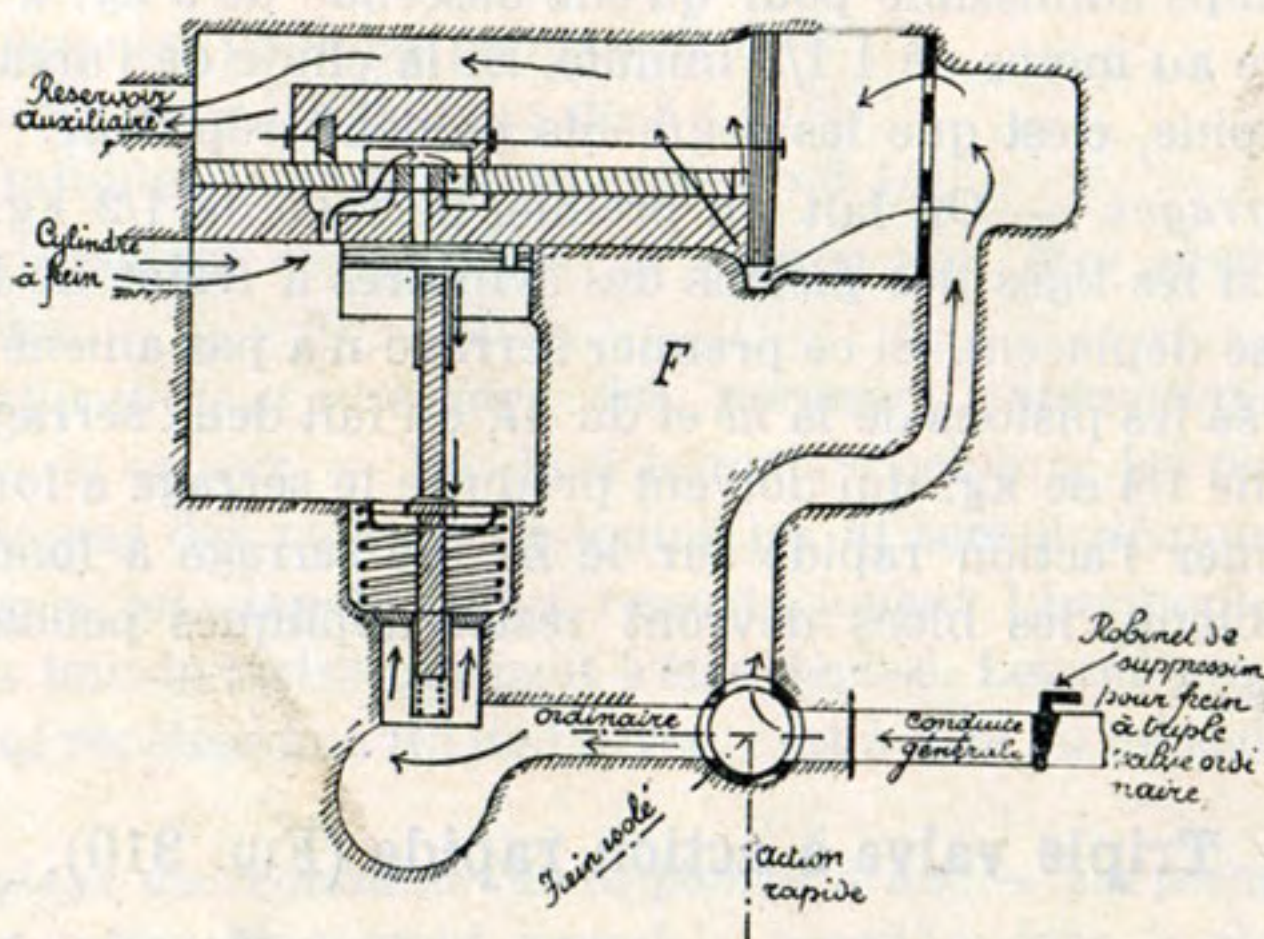


Fig. 310.

rapide de la pression dans la conduite du véhicule suivant. Cette réduction de pression se transmet de véhicule à véhicule avec une grande rapidité et, en pratique, tous les freins sont serrés simultanément, même sur les trains les plus longs.

Pour serrer légèrement les freins, on opère de la même façon qu'avec la triple valve ordinaire, ce qui permet de manœuvrer sans difficulté les freins d'un train qui serait composé de véhicules ayant les deux types de triple valve.

Sablières.

Quand l'adhérence de la locomotive sur rails est inférieure à l'effort moteur développé à la jante des roues couplées, celles-ci patinent.

C'est notamment lors du démarrage que l'effort moteur développé se rapproche le plus de l'adhérence maximum.

Pour rendre de l'adhérence au rail, on projette du sable au point de contact de la roue et du rail, en avant de la roue, dans le sens de marche.

Dans les sablières primitives à main (FIG. 311) ainsi que dans celles à vapeur et à air, système Gresham (FIG. 312) on emploie le sable bien séché et tamisé.

Sablières primitives. — Le sable s'écoule sous le seul effet de la pesanteur et tombe à une trop grande distance du point de contact de la roue et du rail. Une grande partie de ce sable n'est

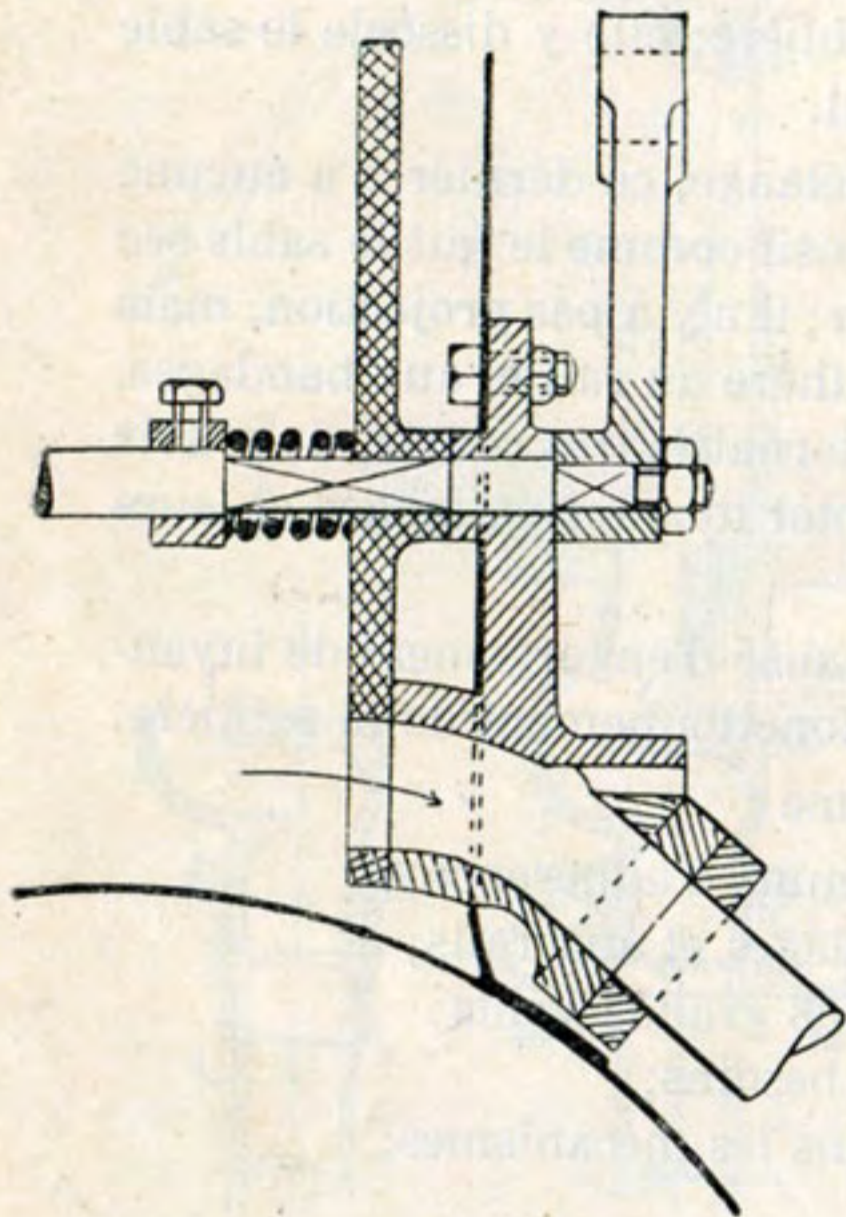


Fig. 311.

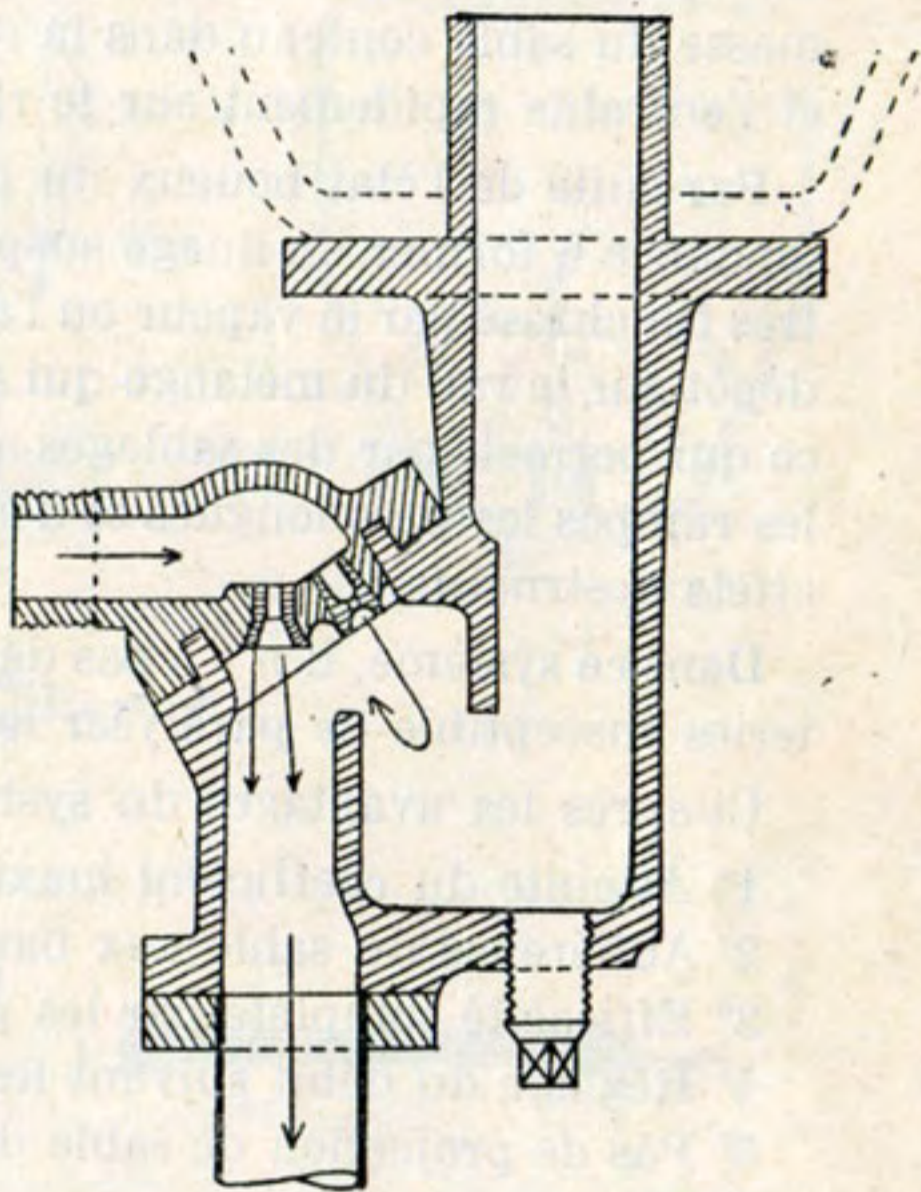


Fig. 312.

pas utilisée à l'adhérence, donc la consommation du sable est exagérée.

Sablière Gresham à air comprimé. — L'air comprimé venant du robinet de manœuvre, pénètre dans le distributeur où les orifices A et B le divisent en deux jets.

Le jet qui sort par l'orifice A barbote dans le sable et le fait sauter par-dessus le barrage C dans le tuyau de descente.

Le jet qui sort par B entraîne le sable et le chasse jusqu'au point de contact de la roue et du rail.

L'orifice A a 1 m/m de diamètre et celui de B 1 1/2 m/m.

La toile métallique T empêche d'obstruer ces deux orifices.

Un bouchon de visite R est fixé à la partie inférieure du distributeur.

Sablières système Lambert (FIG. 313). — Les sablières système Lambert à mélange émulsif de sable et d'eau, sont basées sur l'affinité du sable pour l'humidité.

Au lieu de sécher le sable on l'emploie tel qu'il sort des carrières, mer ou rivière, qu'elle qu'en soit la nature, après un criblage grossier à 6 ou 7 m/m, permettant son utilisation immédiate.

L'eau sous pression prise à la chaudière est injectée au moyen de tuyauteries légères de 8 m/m de diamètre intérieur, dans la masse du sable contenu dans la sablière; elle y dissocie le sable et l'entraîne rapidement sur le rail.

Par suite de l'état boueux du mélange, ce dernier n'a aucune tendance à former un nuage suspensif comme le fait le sable sec très fin chassé par la vapeur ou l'air; il n'y a pas projection, mais dépôt sur le rail du mélange qui adhère au rail et aux bandages, ce qui permet, par des sablages alternatifs très courts, de gravir les rampes les plus longues et d'éviter tous les patinages et leurs effets destructifs.

Dans ce système, il n'y a pas de cause d'engorgement de tuyauteries susceptible de paralyser le fonctionnement de la sablière.

Ci-après les avantages du système :

- 1° Atteinte du coefficient maximum d'adhérence;
- 2° Adhérence du sable aux bandages et aux rails;
- 3° Efficacité complète par les plus grands vents;
- 4° Réglage du débit suivant les besoins;
- 5° Pas de projection de sable dans les mécanismes;
- 6° Peu d'entretien;
- 7° Suppression totale du séchage du sable;
- 8° Emploi de tous sables, même argileux.

Instructions générales pour l'emploi des « Sablières Lambert ».

Remplissage de la sablière. — On doit employer du sable tamisé au crible à grosses mailles de 7 à 8 m/m.

Il n'y a pas à faire sécher le sable.

Lorsque la sablière est entièrement vide et que le sable à employer est trop sec, on doit mouiller le premier seau de sable et le répartir au fond de la boîte de façon à couvrir les orifices des tuyaux de descente.

Cette précaution étant prise, on n'a pas à craindre la chute du sable sec sur les rails et on peut continuer à remplir la sablière avec du sable sec ou mouillé, ou même très fin (sable de mer).

Lorsqu'on veut sabler, il faut :

1° Ouvrir le robinet de prise d'eau en grand, puis, dès que mordent les roues, *refermer aussitôt le robinet*. La quantité de sable donnée pendant cette durée d'ouverture est largement suffisante pour garnir toutes les roues de la machine.

2° Lorsque le parcours donnant lieu à patinage est prolongé suivant le profil de la ligne, il faut : soit renouveler la même manœuvre par intervalles, soit régler l'envoi d'eau de façon à

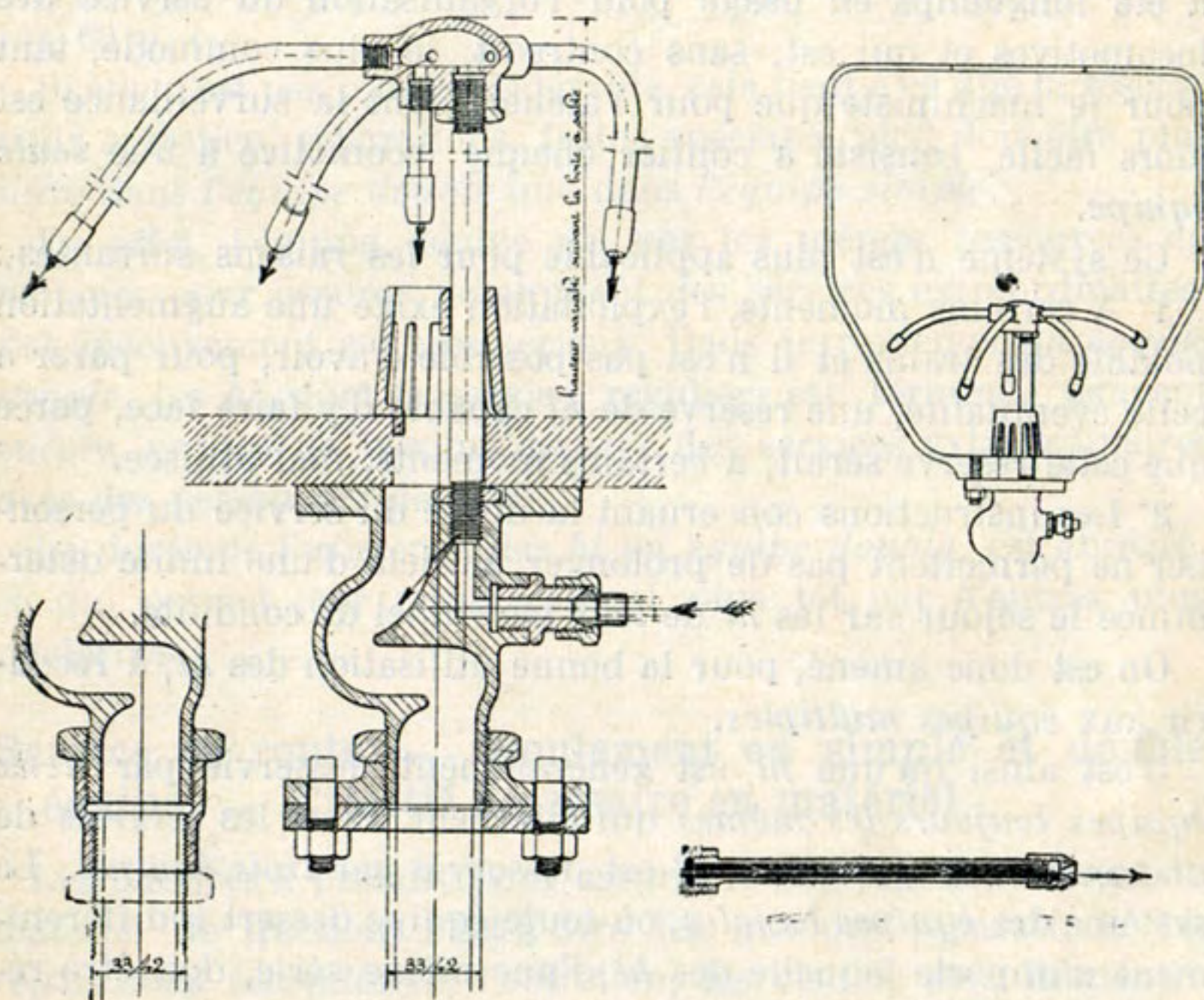


Fig. 313.

limiter la dépense de sable presque au goutte à goutte. La pratique amène vite le mécanicien soucieux de son service, à employer l'appareil en usant peu de sable, tout en évitant absolument le patinage. En effet, puisque, sauf exceptions, les endroits où les machines patinent souvent sont connus tels que : démarrages après mise en tête ou à certaines gares ou garages, aux signaux fixés en pleine voie, il suffit simplement de *sabler pendant les derniers tours de roues avant l'arrêt*.

En procédant ainsi les démarrages sont assurés sans hésitation, même aux trains de voyageurs et ceux très courts à charge maxima, comme les trains de minerais, où la détente des attelages ne facilite pas le départ.

Arrêts précipités. — Il est recommandé de toujours faire usage de la sablière pour les arrêts urgents ou seulement difficiles, afin de combattre l'action du glissement sur les rails de toutes les roues freinées du train.

Organisation du service de roulement des locomotives.

Les locomotives sont conduites par un machiniste et un chauffeur, qui constituent l'équipe de la locomotive. Le système qui a été longtemps en usage pour l'organisation du service des locomotives et qui est, sans contredit, le plus commode, tant pour le machiniste que pour l'atelier, dont la surveillance est alors facile, consiste à confier chaque locomotive à une *seule équipe*.

Ce système n'est plus applicable pour les raisons suivantes :

1° A certains moments, l'exploitation exige une augmentation notable des trains et il n'est pas possible d'avoir, pour parer à cette éventualité, une réserve de *hl* capable d'y faire face, parce que cette réserve serait, à certains moments, mal utilisée.

2° Les instructions concernant la durée du service du personnel ne permettent pas de prolonger au delà d'une limite déterminée le séjour sur les *hl* de leur personnel de conduite.

On est donc amené, pour la bonne utilisation des *hl*, à recourir aux *équipes multiples*.

C'est ainsi qu'une *hl* est généralement desservie par *deux équipes toujours les mêmes* qui alternent. Pour les services de manœuvres de gare, une *hl* est desservie par *trois équipes*. Le système des *équipes banales*, où toute équipe dessert indifféremment n'importe laquelle des *hl* d'une même série, doit être répudié dans l'organisation d'un service régulier. Ce système exige une trop grande surveillance de l'état des *hl*; il diminue de plus la responsabilité des machinistes en cas d'avarie, ceux-ci pouvant toujours imputer à leurs prédécesseurs les causes de ces avaries. Cependant, s'il est plus commode et plus agréable, pour un machiniste, d'avoir une machine attribuée qu'il est seul à conduire, et pour l'atelier d'avoir un seul agent responsable par locomotive, *les nécessités du service et la bonne utilisation du capital représenté par des engins qui atteignent aujourd'hui des valeurs considérables*, exigent des mesures spéciales pour assurer, dans les meilleures conditions possibles d'économie, la bonne marche du service de roulement des *hl*.

(Equipes de machinistes de route, équipe de machinistes
d'atelier pour la préparation des moteurs, etc. (Explications
données au cours.)

L'équipe double, tout en produisant une économie importante d'immobilisation des moteurs exerce encore une heureuse influence sur la conservation des chaudières, sur la consommation du combustible, une réduction de 2 p. c. environ due à la diminution du nombre d'allumages, malgré les heures de stationnement entre deux services à assurer par une même *hl*.

Il n'y a pas de différence sensible au point de vue de la consommation des matières de graissage par service machiniste.

La réduction de l'effectif *hl* par service machiniste est d'environ 60 p. c.

Si elle n'est pas plus considérable, cela tient à ce que la réserve pour entretien, réparations, trains spéciaux, etc., doit être plus forte dans *l'équipe double* que dans *l'équipe simple*.

En effet, l'équipe double n'a pas les mêmes ressources en moteurs pour assurer notamment des services extraordinaires. Cet inconvénient est très sérieux. Dans le roulement à *équipe simple*, les *hl*, dont le service régulier est terminé, peuvent encore, en cas de besoin, assurer des services extraordinaires avec des personnels de relai.

La durée de l'existence des *hl* en *équipe double*, est abrégée, ce qui permet leur remplacement plus tôt par d'autres plus modernes.

Service de route. — Roulement en simple et double équipe. — Effectif nécessaire en matériel.

Les mesures à prendre pour assurer le bon fonctionnement du matériel de traction, c'est-à-dire les grandes réparations, les réparations secondaires, l'entretien, les visites, etc., immobilisent au *minimum* 25 % de l'effectif des *hl*.

Exemples. — Pour un service en *simple équipe* de 60 machinistes, il faut :

Effectifs total = $60 \times 1,4 =$	84 <i>hl</i> .
1°) En réparation dans les ateliers centraux environ 10 % = $\frac{84 \times 10}{100} =$	9
2°) En réparation secondaire à la remise environ 9 % de 84 — 9 = $\frac{(84 - 9) \times 9}{100} =$	7
3°) Entretien, visite pistons et tiroirs, reprendre le jeu au train moteur, etc., environ 5 % de $84 - (9 + 7) = \frac{(84 - 16) \times 5}{100} =$	4

4°) Immobilisation pour visite-épreuve, avaries, entretien courant, environ 4 % de 84 — (9 + 7	
	$[+ 4) = \frac{(84 - 20) \times 4}{100} = 3$
5°) Hl en bon état pour toute éventualité	1
Hl en feu	60
	<hr/>
Total	84 hl.

1° *Réparation.* — Immobilisation moyenne par moteur environ 4,5 mois. Délai entre deux grandes réparations, usure normale, environ 3,5 ans.

2° *Réparation.* — Immobilisation moyenne par moteur, environ 1 mois. Délai entre deux réparations secondaires, environ 1 an.

3° *Entretien.* — Immobilisation moyenne par moteur, environ 10 jours. Délai entre deux visites, environ 6 mois.

Double équipe.

Pour un service en *double équipe* de 120 services machinistes, il faut :

Effectif total = 120 × 0,8 =	96 hl.
1° En réparation dans les ateliers centraux environ 12 % = $\frac{96 \times 12}{100}$ =	12
2° En réparation secondaire à la remise environ 11 % = $\frac{(96 - 12) \times 11}{100}$ =	10
3° Entretien, visite pistons et tiroirs, reprendre le jeu au train moteur, env. 6 % = $\frac{(96 - 22) \times 6}{100}$ =	5
5° Immobilisation pour visite épreuve, avaries entretien courant environ 5 % = $\frac{(96 - 27) \times 5}{100}$ =	4
5° Hl. en bon état pour toute éventualité	5
Hl. en feu	60
	<hr/>
Au total	96 96 hl.

En double équipe, les immobilisations des moteurs pour grandes réparations, réparations secondaires et entretien sont d'environ 30 % des effectifs totaux.

Les délais entre deux réparations reprises au 1°, 2°, 3° ci-dessus sont d'environ 16 % inférieurs à ceux correspondants donnés pour la *simple équipe*. Si cette différence n'est pas plus considérable on en trouvera les raisons dans les causes des avaries aux chaudières; emploi des *hl* de la simple équipe pour les services extraordinaires spéciaux, etc.

Quels sont les types de machines-outils nécessaires et qui conviennent le mieux dans une remise aux *hl* d'un effectif d'environ 80 *hl*. — Donnez leurs principales caractéristiques et la nature des travaux à exécuter par ces machines-outils.

Les remises aux *hl* doivent avoir des machines-outils bien *appropriées aux travaux à effectuer* pour satisfaire entièrement aux nécessités du service avec un minimum de types de machines.

Elles seront ainsi bien utilisées :

- 1° Types de machines-outils.
- 2° Principales caractéristiques.
- 3° Nature des travaux à exécuter.
- 4° Nombre de machines nécessaires.

1° *Machine à fraiser verticale.*

2° Elle sera munie du dispositif permettant le fraisage suivant gabarit, le porte-fraise sera équilibré.

Course longitudinale du chariot, environ 0,700 m.

Course transversale du chariot, environ 1,000 m.

Course verticale de la fraise, environ 0,450 m.

Distance de l'axe de la fraise au bâti, environ 0,750 m.

Dimensions de la table, environ 0,900 × 0,700 m.

La table aura les trois mouvements : longitudinal, transversal et circulaire.

3° Fraiser les boîtes à huile avant et après le placement des appliques en bronze. Redresser les guides des boîtes à huile. Parachever les tiroirs de distributions, les coussinets des grosses têtes de bielles, de boîtes à huile, certaines pièces du mécanisme, etc.

4° Une machine.

1° *Machine à fraiser verticale.*

2° Elle sera d'un modèle plus petit que le précédent et munie des mêmes dispositifs.

Course longitudinale du chariot, environ 0,500 m.

Course transversale du chariot, environ 0,600 m.

Course verticale de la fraise, environ 0,300 m.

Distance de l'axe de la fraise au bâti, environ 0,400 m.

Diamètre de la table, environ 0,500 m.

La table aura les trois mouvements : longitudinal, transversal et circulaire.

3° Parachever certaines pièces du mécanisme, des bielles du

mécanisme, suspension, charnières, douilles, tous les coussinets, moyens et petits, les clefs de bielles, coulisseaux de pistons, etc.

4° Deux machines.

1° *Tour parallèle robuste à cylindrer, à fileter et à dresser automatiquement.*

2° La vis mère, utilisée uniquement pour le filetage; le cylindrage et dressage par tringles et engrenages intermédiaires.

La contre-pointe à déplacement transversal pour tournage conique. Le banc entaillé pour permettre le passage des leviers des différents arbres de la *hl* et du *ht*.

Longueur entre pointes, environ 4,000 m.

Hauteur des pointes, environ 0,400 m.

Profondeur à l'endroit du rompu, environ 0,650 m.

Longueur du rompu, environ 0,600 m.

3° Cylindrer les tiges de pistons à double tige montées sur le corps du piston, rafraîchir les cannelures du corps de piston, rajuster les arbres du mouvement et du frein, le cône des crosses de pistons, etc.

4° Un tour.

1° *Tour parallèle robuste à cylindrer, à fileter et à dresser automatiquement.*

2° Ce tour sera d'un modèle plus petit que le précédent, mais muni des mêmes dispositifs.

Longueur entre pointes, environ 3,000 m.

Hauteur des pointes, environ 0,400 m.

Profondeur à l'endroit du rompu, 0,600 m.

Longueur du rompu, 0,500 m.

3° Cylindrer les tiges de piston à simple tige, montées sur le corps de piston, rafraîchir les cannelures du corps de piston, rajuster certains arbres du mouvement, du frein, cônes de crosses de pistons, etc.

4° Un tour.

1° *Tour parallèle moyen, robuste, à cylindrer, à fileter et à dresser automatiquement.*

2° Il sera muni de dispositif Northon. La vis mère, utilisée pour le filetage, cylindrage et dressage par tringles et engrenages intermédiaires. La contre-pointe à déplacement transversal pour tournage conique.

Longueur entre pointes, environ 2,000 m.

Hauteur entre pointes, environ 0,300 m.

3° Usiner les vis et écrous de leviers de changement de mar-

che, de jette-feu, des tirants de la suspension, boulons de grosse tête de bielle, de crosse de piston, certaines pièces de robinetterie, etc.

4° Deux tours.

1° *Tour en l'air.*

2° Diamètre du plateau, environ 1,000 m.

Course longitudinale du chariot, 0,600 mm.

Course transversale du chariot, 0,600 m.

Deux porte-outils.

3° Usiner les couvercles de cylindres, les corps de pistons, aléser les coliers d'excentriques, etc., au besoin, ce tour est utilisé à l'alésage des boîtes à huile et à la confection des cercles de pistons.

4° Une machine.

1° *Tour à plateau horizontal.*

2° Diamètre du plateau, environ 1,000 m.

Deux porte-outils équilibrés.

3° Usiner les poulies excentriques, notamment les poulies jumelles, confectionner des cercles de pistons, aléser des boîtes à huile, supports divers, coussinets montés dans les étriers, redresser tiroirs de distribution, etc. Ce tour est surtout avantageux pour usiner des pièces lourdes dont leur centre de gravité tombe en dehors de l'axe de la partie à travailler, dans ce cas, l'équilibrage de la pièce n'est pas nécessaire.

En outre, l'emploi simultané des deux outils, par exemple pour la confection des cercles de pistons, etc.

4° Une machine.

1° *Tour à décolleter.*

2° Muni d'une tourelle revolver à 4 outils.

3° Confectionner tous les pivots : de crosse, de mouvement, de bielles, etc. (pivots retirés de barres rondes).

4° Deux machines.

1° *Tour à boulons.*

2° Muni d'une tourelle revolver à 4 outils.

Longueur entre pointes, environ 0,600 m.

Hauteur entre pointes, environ 0,160 m.

3° Confectionner vis, boulons, rondelles, etc. (objets retirés de barres rondes, hexagonales, etc.)

Usiner petites pièces de robinetterie.

4° Deux machines.

1° *Tour à roues.*

2° Longueur maximum à mettre entre pointes, 2,800 m.

Diamètre maximum à tourner, 2,100 m.

3° Tourner les bandages des roues montées, de *hl* à partir de 1,450 m. — fusées de boîtes à huile.

4° Une machine.

1° *Tour à roues.*

2° Longueur maximum à mettre entre pointes. 2,800 m.

Diamètre maximum à tourner, 1,400 m.

3° Tourner les bandages des roues montées de *hl* et *ht* jusqu'à 1,400 m.

4° Une machine.

1° *Machine à mortaiser.*

2° Elle sera munie du dispositif de retour accéléré et le porte-outil équilibré.

Course de l'outil, environ 0,600 m.

3° Faire les mortaises dans les tiges de pistons, tiges de tiroirs, etc. Parachever certaines pièces dont le parachèvement aux machines à fraiser ou à raboter serait difficile, donc onéreux.

4° Une machine.

1° *Machine à raboter.*

2° Course maximum de la table, 1,500 m.

Course transversale de l'outil, 1,000 m.

Course verticale de l'outil, 0,600 m.

3° Redresser les guides des pistons (cependant, meule en émeri convient mieux), *raboter certaines pièces* dont l'usinage à la machine à fraiser serait plus coûteux.

4° Une machine.

1° *Machine limeuse.*

2° Course de l'outil, environ 0.600 m.

3° Usinage de moyennes et petites pièces.

4° 2 machines.

1° *Machine robuste à forer.*

2° A partir de 13 m/m jusqu'à 50 ou 60 m/m.

4° Une machine.

1° *Machine robuste radiale à forer.*

2° A partir de 25 m/m jusqu'à environ 100 m/m.

4° Une machine.

1° *Machine petite à forer.*

2° Jusqu'à 10 à 12 m/m.

4° Deux machines.

1° *Machine spéciale à forer les entretoises de foyers* (horizontale).

2° A deux mèches.

4° Une machine.

1° *Machine spéciale ou petit tour approprié* pour la confection des entretoises de foyers.

4° Une machine.

1° *Machine à tarauder.*

2° Taraudage et retaraudage de différents boulons, écrous, etc.

4° Une machine.

1° *Machine à rectifier les pivots.*

3° Rectification des pivots, cémentés et trempés, au moyen de meules en émeri.

4° Une machine.

1° *Machine à rectifier les trous de pivots.*

3° Rectification des trous de pivots, des charnières et des douilles cémentées et trempées, au moyen de meules en émeri.

4° Une machine.

1° *Machine à affûter*

3° Affûtage des outils : mèches, fraises, alésoirs, au moyen de meules en émeri.

4° Une machine.

Appareils et engins de levage employés dans les ateliers.

Au préalable, rappelons quelques notions de mécanique.

Notions de l'équilibre statique.

On dit que des forces qui sollicitent un corps se font *équilibre* quand, en agissant ensemble, elles ne modifient pas l'état de repos ou de mouvement du corps.

Nous considérons pour le moment *l'équilibre statique*, c'est-à-dire celui dans lequel le corps sollicité est au repos.

Equation des moments par rapport au point O (FIG. 314).

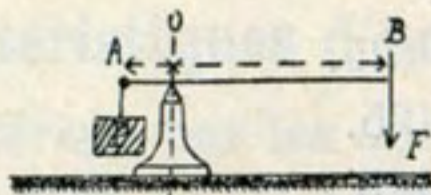


Fig. 314.

On dit que le moment de la force P autour du point O est égal à MoP et HoR celui de la force R autour du point O.

Nous aurons :

$$\begin{aligned} M_oP &= M_oR \\ F \times OB &= P \times OA \\ F \times 5 &= 100 \times 1 \\ F &= \frac{100}{5} \\ F &= 20 \text{ kg.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P &= 100 \text{ kg.} \\ OA &= 1 \text{ mètre.} \\ OB &= 5 \text{ mètres.} \\ F &= ? \end{aligned}$$

Equation des moments par rapport au point O (Fig. 315).

$$\begin{aligned} MOP &= MOR. \\ F \times OB &= P \times OA. \\ OA &= OB. \\ \text{donc } F &= P. \end{aligned}$$

Problème: $F = 100 \text{ kg.}$

$$F' = 50 \text{ kg.}$$

$$l = 200 \text{ cent.}$$

$$l' = 100 \text{ cent.}$$

$$l'' = 125 \text{ cent.}$$

Cherchez P (Fig. 316)

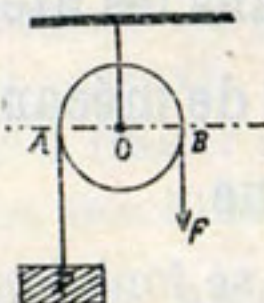


Fig. 316.

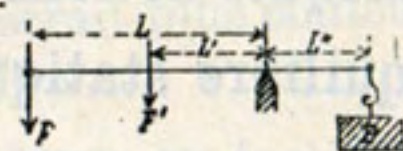


Fig. 315.

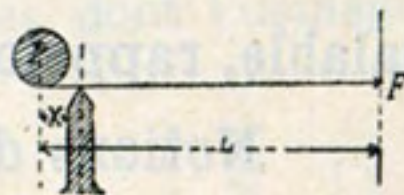


Fig 317.

Solution :

$$MOP = MOR.$$

$$Fl + F'l' = Pl''.$$

$$100 \times 200 + 50 \times 100 = P \times 125.$$

$$20,000 + 5,000 = P \times 125.$$

$$25,000 = P \times 125.$$

$$25,000$$

$$\frac{\quad}{125} = P.$$

$$200 = P.$$

$$200 = P.$$

Problème :

$P = 5,000$ kg.

$l = 100$ cent.

$F = 25$ kg.

Cherchez x (FIG. 317).

Solution :

$$M_oR = M_oP.$$

$$F \times (l - x) = P \times x.$$

$$25 \times (100 - x) = 5,000 \times x.$$

$$2,500 - 25x = 5,000x.$$

$$2,500 = 5,000x + 25x.$$

$$2,500 = 5,025x.$$

$$2,500$$

$$= x.$$

$$5,025$$

$$0.497 = x.$$

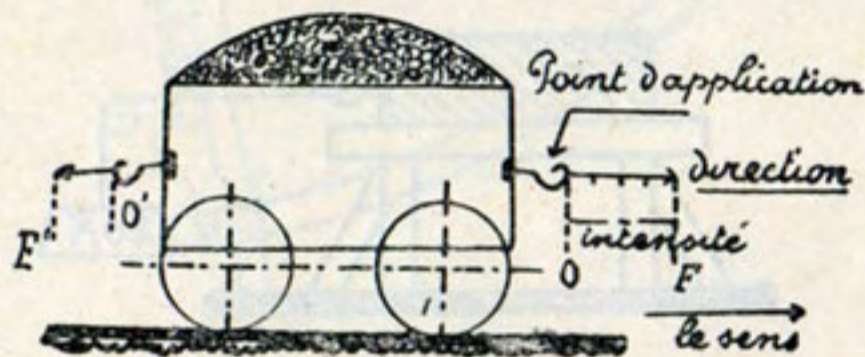


Fig. 318.

Généralités sur les forces.

La force est la cause qui modifie l'état de repos ou de mouvement d'un corps.

Exemples de forces :

- 1° La pesanteur : marteau pilon, chute d'eau, etc.
- 2° La force musculaire des êtres animés : l'homme, le cheval, etc.
- 3° Force due à l'expansion des fluides : moteur à vapeur, etc.
- 4° Force électrique et magnétique : aimant, électro-aimant.

Éléments caractéristiques d'une force (FIG. 318).

Une force est caractérisée par les quatre éléments suivants :

- 1° *Le point d'application* : c'est-à-dire le point où la force exerce son action sur le corps.
- 2° *La direction*, qui est la ligne que suit ou tend à suivre le point d'application en obéissant à la force.
- 3° *Le sens*, qui détermine le côté de la droite suivi par le mobile.

Convention : Les forces affectées du signe + sont appelées *forces positives*; celles affectées du signe — sont appelées *forces négatives*.

Ex.: $OF = +4 \text{ kg.}$

$O'F' = -2 \text{ kg.}$

$(+4) - (-2) = +2 \text{ kg.}$

$4 - 2 = 2 \text{ kg.}$

4° *L'intensité*, qui est la grandeur de la force.

C'est donc le rapport de grandeur de la force considérée à celle que l'on prend comme unité.

Unités de force. — Il existe une force qui s'exerce en tous les endroits de la terre et dont les effets sont facilement appréciables. C'est la *pesanteur* ou force attractive exercée sur les corps par la terre.

En mécanique, on a adopté comme unité de force *le kilogramme* (FIG. 319).

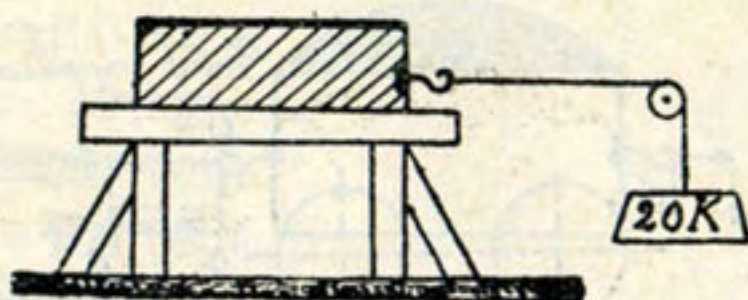


Fig. 319.

A côté de cette *unité fondamentale*, on emploie encore :

1° *La tonne*, qui représente 1,000 kg. employée pour exprimer les grandes forces.

2° *L'atmosphère*, qui vaut 1.033 kg. par cm^2 , utilisée spécialement pour exprimer les pressions des fluides (FIG. 320).

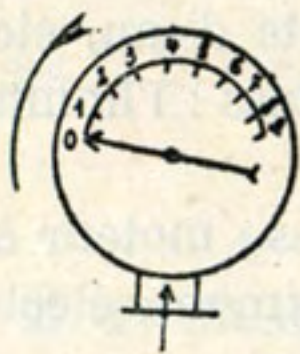


Fig. 320.

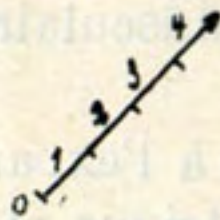


Fig. 321.

Représentation graphique des forces (FIG. 321).

Une force doit être représentée graphiquement par une droite ou *vecteur*, dont la longueur est proportionnelle à la grandeur de la force et à laquelle on attribue un sens en la terminant par une flèche. Comme dans toute représentation graphique, il faut, pour représenter une force, faire choix d'une *échelle de dessin*

arbitraire, mais en rapport avec la grandeur des forces à représenter (soit 1 c/m par kg.; soit 1 c/m par tonne, etc.)

Dynamomètres (FIG. 322). — *Principe* : certains métaux dits *élastiques*, notamment l'acier trempé, subissent des déformations identiques pour des forces égales.

De plus, dans certains appareils, les déformations sont sensiblement proportionnelles aux forces.

Cette dernière propriété est moins importante que la première,

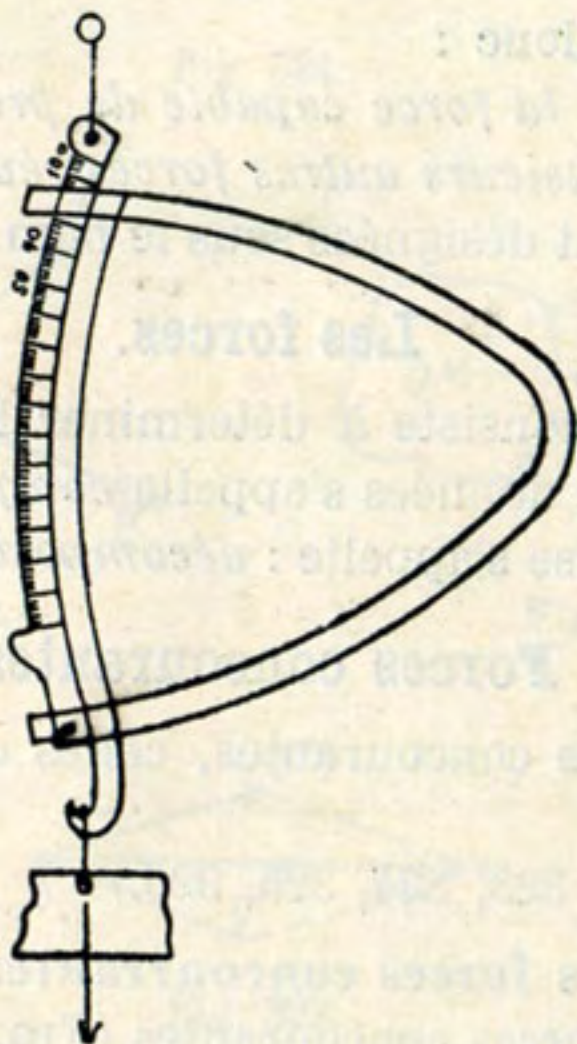


Fig. 322.

parce que la graduation des dynamomètres se fait par *comparaison* en se servant de poids connus.

L'inconvénient commun de tous ces appareils est qu'au bout d'un certain temps, les propriétés élastiques de l'acier se modifient; dès lors les indications qu'ils donnent cessent d'être exactes. On distingue diverses espèces de dynamomètres (voir cours de physique).

Usage des dynamomètres :

- a) Mesure du poids des corps.
- b) Détermination des efforts de traction des véhicules, des tensions dans les courroies, les câbles et les chaînes.
- c) Mesure des forces développées sur les outils des machines-outils, etc.

Définition du problème de la composition et de la décomposition des forces.

L'expérience prouve que lorsqu'un corps est sollicité par plusieurs forces, il se meut suivant *une* direction bien déterminée; l'effet produit par les forces est donc le même que celui que produirait une seule force. On peut donc concevoir la possibilité de remplacer plusieurs forces par une force unique, capable de produire le même mouvement que toutes les forces données réunies. Cette force unique est désignée sous le nom de *résultante* du système donné.

Nous définirons donc :

La résultante est la force capable de produire à elle seule le même effet que plusieurs autres forces réunies.

Ces dernières sont désignées sous le nom de *composantes*.

Les forces.

L'opération qui consiste à déterminer la résultante de plusieurs composantes données s'appelle *composition des forces*.

L'opération inverse s'appelle : *décomposition d'une force*.

Forces concourantes.

On appelle forces concourantes, celles dont les directions se coupent.

Exemples : (FIG. 323, 324, 325, 326.)

Composition des forces concourantes.

1° Cas de deux forces concourantes (FIG. 327).

Règle. — *La résultante de deux forces concourantes F_1 et F_2 est représentée en grandeur et en direction par la diagonale OR du parallélogramme construit sur ces deux forces.*

Le parallélogramme OF_1, RF_2 est appelé parallélogramme des forces.

Démonstration expérimentale (FIG. 328). — Si la règle du parallélogramme des forces est exacte, deux forces AB et AC respectivement égales à 3 et 4 unités quelconques, et *inclinaées à angle droit* doivent avoir pour résultante une force $AD=5$.

En effet, la figure ABCD devient alors un rectangle et donne :

$$\overline{AD}^2 = \overline{AC}^2 + \overline{CD}^2$$

$$\overline{AD}^2 = 4^2 + 3^2 = 16 + 9 = 25.$$

$$\overline{AD}^2 = 25.$$

$$AD = \sqrt{25}$$

$$AD = 5.$$

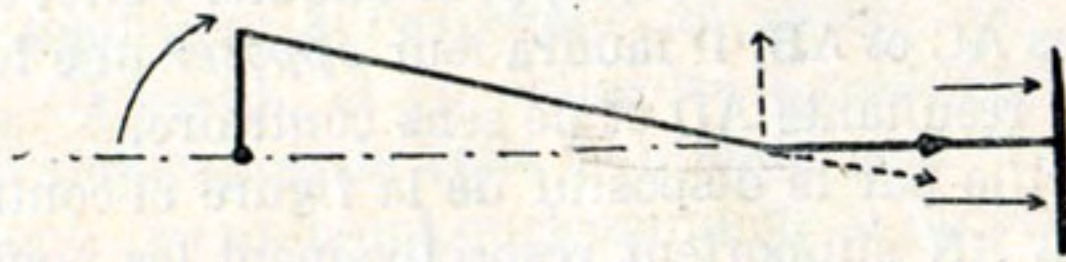


Fig. 323.

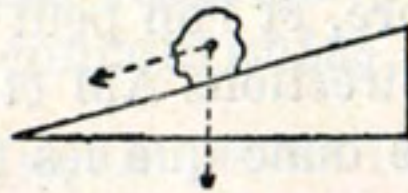


Fig. 324.

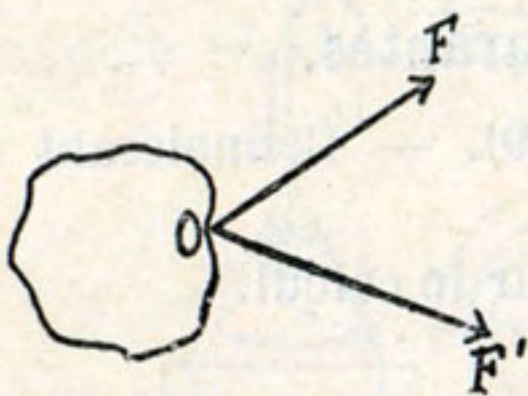


Fig. 325.

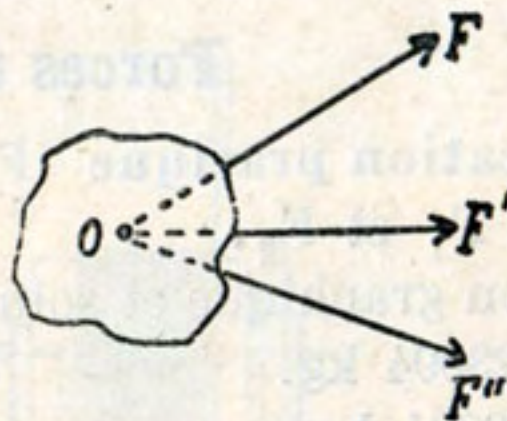


Fig. 326.

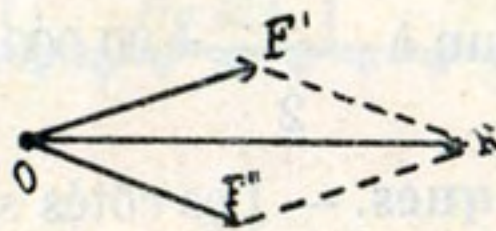


Fig. 327.

Démonstration expérimentale

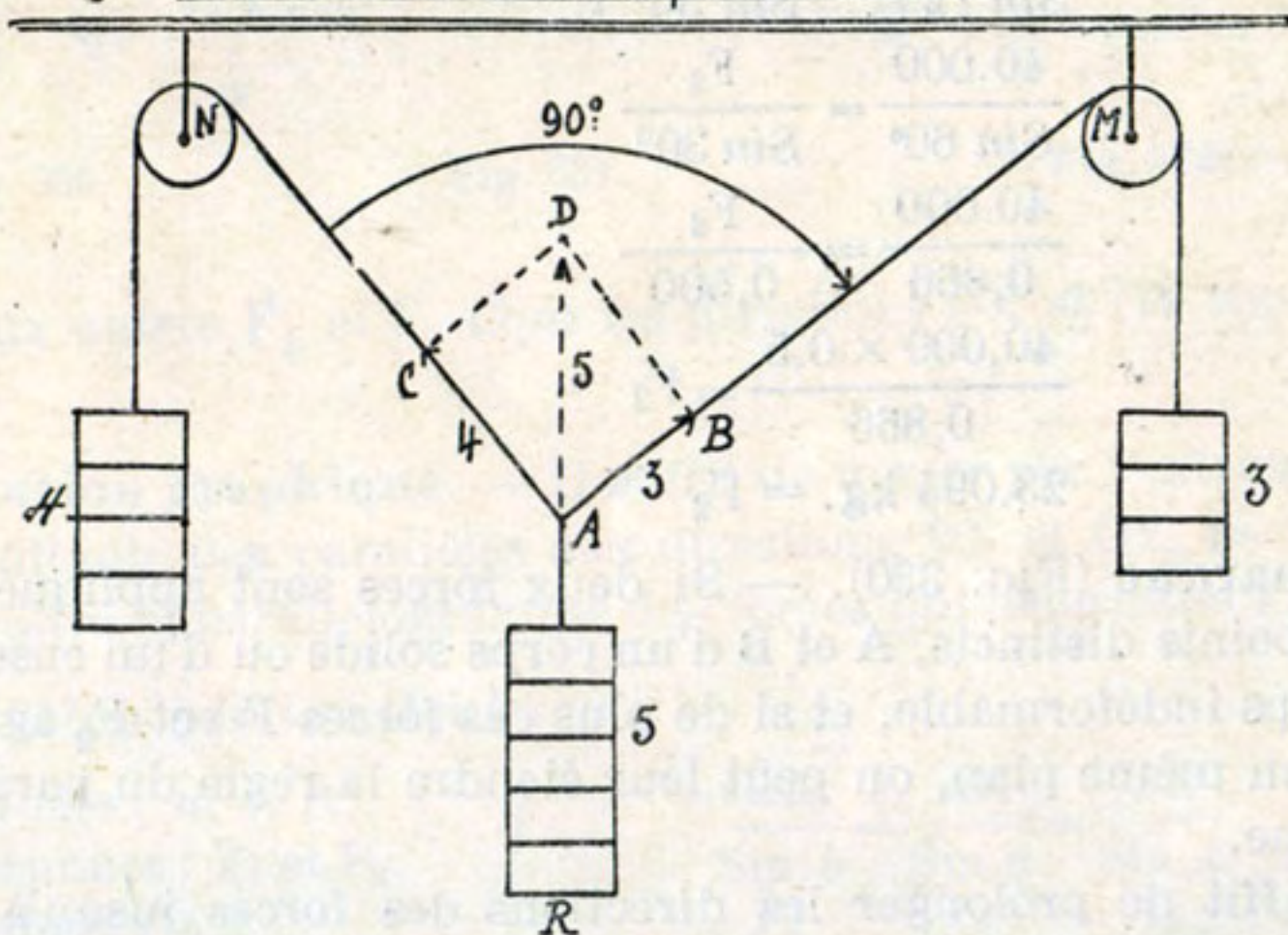


Fig. 328.

Donc $AD=5$. Il suit de là que, pour annuler l'effet combiné des composantes AC et AB, il faudra leur *opposer* une force $AR=5$, égale à leur résultante AD et de sens contraire.

On le vérifie par le dispositif de la figure ci-contre. Les cordons AM et AN supportent respectivement les poids 3 et 4 et passent sur les poulies MN. Le cordon AR supporte, directement, un poids 5. Ce système, abandonné à lui-même, se met spontanément en équilibre, et l'on peut constater alors, à l'aide d'une équerre, que les directions AM et AN font entre elles un angle droit. Nous voyons donc que les forces 3 et 4 inclinées à 90° , sont équilibrées par une force 5. Ce qui est conforme à la règle du parallélogramme.

Forces concourantes.

Application pratique (FIG. 329). — Connaissant R et P, cherchez F_1 et F_2 .

Solution graphique et solution par le calcul.

$$F_1 = 23094 \text{ kg.}$$

$$F_2 = 23094 \text{ kg.}$$

Les câbles F_1 et F_2 doivent résister chacun à un effort de
40000

23.094 kg. et non chacun à $\frac{40000}{2} = 20.000 \text{ kg.}$

Triangles quelconques. — Les côtés sont proportionnels aux sinus des angles opposés.

$$\sin 120^\circ = \sin (180^\circ - 120^\circ) = \sin 60^\circ.$$

$$\begin{aligned} \frac{R}{\sin 120^\circ} &= \frac{F_2}{\sin 30^\circ} \\ \frac{40.000}{\sin 60^\circ} &= \frac{F_2}{\sin 30^\circ} \\ \frac{40.000}{0,866} &= \frac{F_2}{0,500} \\ \frac{40.000 \times 0,5}{0,866} &= F_2 \\ 23.094 \text{ kg.} &= F_2 \end{aligned}$$

Remarque (FIG. 330). — Si deux forces sont appliquées en deux points distincts, A et B d'un corps solide ou d'un ensemble de corps indéformable, et si de plus ces forces F_1 et F_2 agissent dans un même plan, on peut leur étendre la règle du parallélogramme.

Il suffit de prolonger les directions des forces jusqu'à leur rencontre en O, et d'appliquer les 2 composantes en ce point

(même s'ils tombaient à l'extérieur du corps). On fera donc $OF'_1 = AF_1$, $OF'_2 = BF_2$ et on obtiendra la résultante OR.

Le point d'application de cette résultante peut être choisi de même, à volonté, en un point quelconque de sa propre direction. Par exemple en H sur la droite qui joint AB.

Décomposition d'une résultante R en deux forces concourantes.

Problème (FIG. 331). — Une force (considérée comme résultante) étant donnée en grandeur et en direction, la décomposer

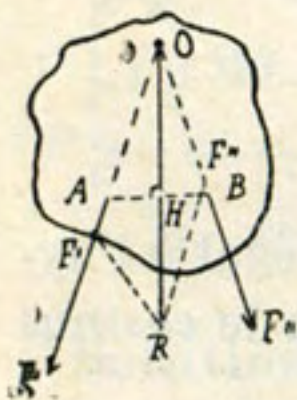
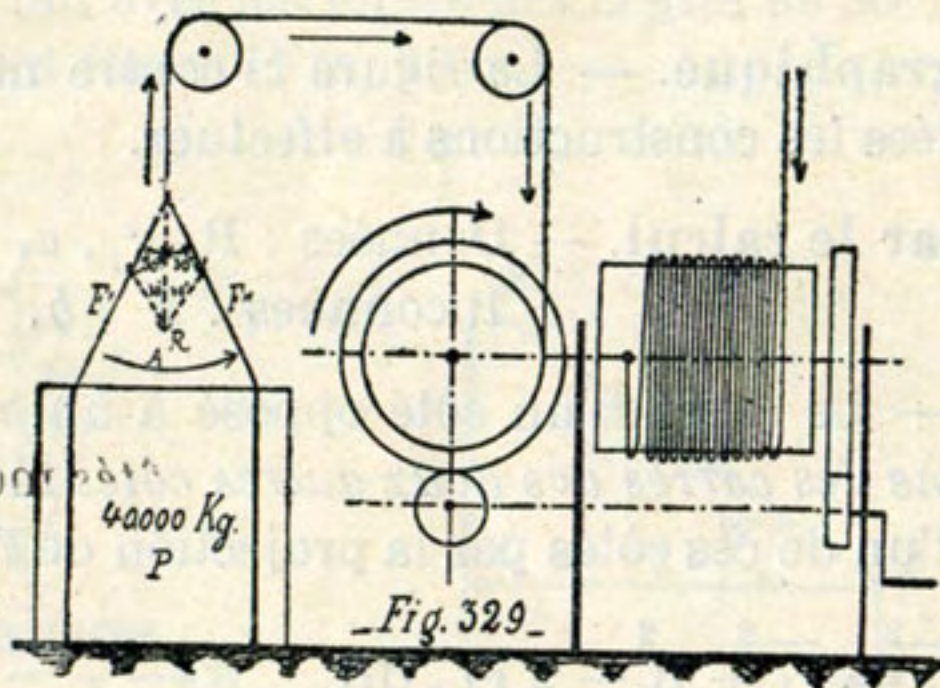


Fig. 330.

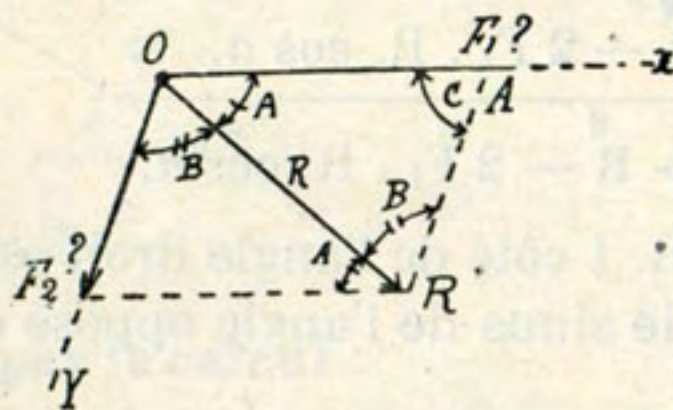


Fig. 331.

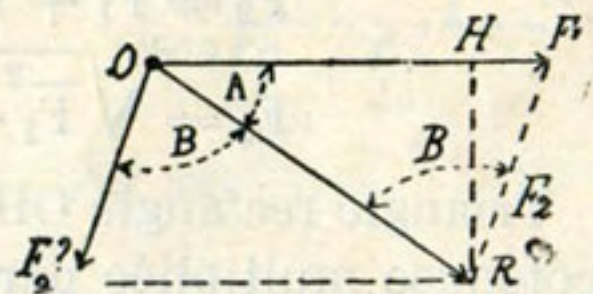


Fig. 332.

en deux autres F_1 et F_2 dont les directions OX et OY sont données.

Solution graphique. — Il suffit de mener par l'extrémité de la résultante des parallèles aux directions OX et OY, pour voir apparaître le parallélogramme des forces qui détermine F_1 et F_2 .

Solution par le calcul :

Données : a, b, R
 Inconnues : F_1 et F_2
 Triangle OAR
 $C = 180^\circ - (a + b)$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{OA}{\sin b} = \frac{AR}{\sin a} = \frac{OR}{\sin c} \\ \frac{F_1}{\sin b} = \frac{F_2}{\sin a} = \frac{R}{\sin c} \end{array} \right\}$$

Triangles quelconques :
 Les côtés sont proportionnels
 aux sinus des angles opposés.

$$\left. \begin{array}{l} \frac{F_1}{\sin b} = \frac{R}{\sin c} \\ F_1 = \frac{R \sin b}{\sin c} \\ \frac{F_2}{\sin a} = \frac{R}{\sin c} \\ F_2 = \frac{R \sin a}{\sin c} \end{array} \right\}$$

Problème (FIG. 332). — Etant données la résultante R de deux forces concourantes F_1 et F_2 , et l'une des composantes F_1 , ainsi que l'angle a de ces deux forces, déterminer l'autre composante.

Solution graphique. — La figure ci-contre montre par les lignes pointillées les constructions à effectuer.

Solution par le calcul. — Données : R, F_1, a .
 Inconnues : F_2, b .

Triangle. — Le carré d'un côté opposé à un *angle aigu* est égal à la *somme des carrés des deux autres côtés* moins deux fois le produit de l'un de ces côtés par la projection de l'autre sur lui.

$$\begin{aligned} \overline{F_2} &= \overline{F_1} + \overline{R} - 2 F_1 \cdot OH. \\ OH &= R \cdot \cos a. \\ \overline{F_2} &= \overline{F_1} + \overline{R} - 2 F_1 \cdot R \cdot \cos a. \\ F_2 &= \sqrt{\overline{F_1} + \overline{R} - 2 F_1 \cdot R \cdot \cos a}. \end{aligned}$$

Triangle rectangle OHR. 1 côté de l'angle droit est égal à l'hypoténuse multipliée par le sinus de l'angle opposé ou le *cosinus de l'angle adjacent*.

$$\begin{aligned} \frac{F_1}{\sin b} &= \frac{F_2}{\sin a} \\ F_1 \cdot \sin a &= F_2 \cdot \sin b. \\ \frac{F_1 \sin a}{F_2} &= \sin b. \end{aligned}$$

Exercices sur les forces concourantes (FIG. 333). — Trouver la résultante de deux forces concourantes respectivement de 4 et 5 kg., sachant que leurs directions font un angle de 55° .

Solution graphique : (Fig. 333).

Solution par le calcul :

$$\begin{aligned} a + b &= 55^\circ. \\ c &= 180 - 55 = 125^\circ. \end{aligned}$$

Dans un triangle, le carré d'un côté opposé à un angle obtus est égal à la somme des carrés des autres côtés plus deux fois le produit de l'un de ces côtés par la projection de l'autre sur lui.

$$R^2 = F_1^2 + F_2^2 + (2 \times F_1 \times x)$$

$$x = 5 \times \sin 35^\circ$$

$$x = 5 \times 0,574$$

$$x = 2,87$$

$$R^2 = 4^2 + 5^2 + (2 \times 4 \times 2,87)$$

$$R^2 = 16 + 25 + 23 = 64$$

$$R = \sqrt{64} = 8 \text{ kg.}$$

La résultante de deux forces concourantes vaut 100 kg. Sachant qu'elle fait avec les forces des angles de 30° et 60° , calculez la valeur de ces forces (FIG. 334).

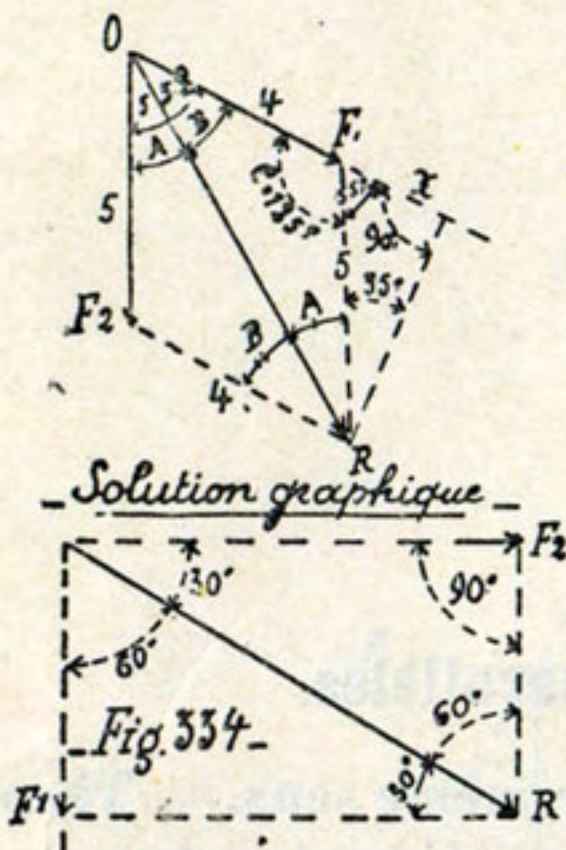


Fig. 333 et 334.

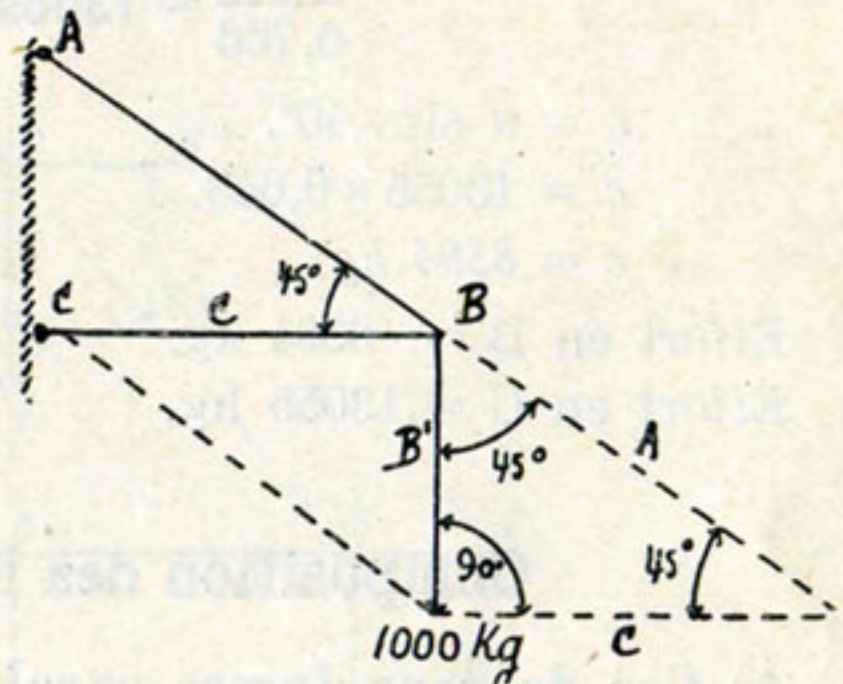


Fig. 335.

Solution par le calcul :

$$F_2 = R. \sin. 60^\circ.$$

$$F_2 = R. \cos. 30^\circ$$

$$F_2 = 100 \times 0,866.$$

$$F_2 = 86,6 \text{ kg.}$$

$$F_1 = R. \sin. 30^\circ.$$

$$F_1 = R. \cos. 60^\circ.$$

$$F_1 = 100 \times 0,500.$$

$$F_1 = 50 \text{ kg.}$$

Déterminer les efforts qui s'exercent dans les barres AB et BC du système ci-contre, étant donné que la charge en B est de 1000 kg.

Les barres sont supposées articulées en A, en B et en C (FIG. 335).

$$b = a \cdot \sin 45^\circ.$$

$$\sin \frac{b}{45^\circ} = a.$$

$$\frac{1000}{0,707} = a = 1414 \text{ kg.}$$

$$c = a \cdot \sin 45^\circ.$$

$$c = 1,414 \times 0,707.$$

$$c = 999,698 \text{ soit } 1,000 \text{ kg.}$$

Une grue d'applique, établie dans les conditions de la figure 336 est chargée en A de 10,000 kg. On demande de déterminer les efforts en B et en C (on négligera le poids de la grue).

$$b = a \cdot \sin 50^\circ.$$

$$\sin \frac{b}{50^\circ} = a.$$

$$\frac{b}{0,766} = 13055 \text{ kg.}$$

$$c = a \sin. 40^\circ.$$

$$c = 13055 \times 0,643.$$

$$c = 8394 \text{ kg.}$$

$$\text{Effort en B} = 8394 \text{ kg.}$$

$$\text{Effort en C} = 13055 \text{ kg.}$$

Composition des forces parallèles.

A) **Cas de deux forces parallèles de même sens.** — **Théorème.** — *La résultante de deux forces parallèles et de même sens est égale à leur somme, parallèle à leur direction, dirigée dans le même sens, et son point d'application divise la droite qui joint les points d'application des composantes en deux parties inversement proportionnelles aux intensités de ces composantes.*

Soient F_1 et F_2 , les deux forces parallèles données (FIG. 337).

$$\text{A démontrer } \left\{ \begin{array}{l} R = F_1 + F_2 \text{ (I).} \\ R, \text{ parallèle aux composantes et de même sens.} \\ \frac{OA}{OB} = \frac{F_2}{F_1} \text{ (II).} \end{array} \right.$$

Les triangles semblables AOQ et $r_1 f_1 Q$ (fig. suivante) donnent :

$$\frac{AO}{r_1 f_1} = \frac{OQ}{Q f_1}$$

$$AO \times Q f_1 = r_1 f_1 \times OQ.$$

$$AO \times f_1 = M \times OQ \text{ (a).}$$

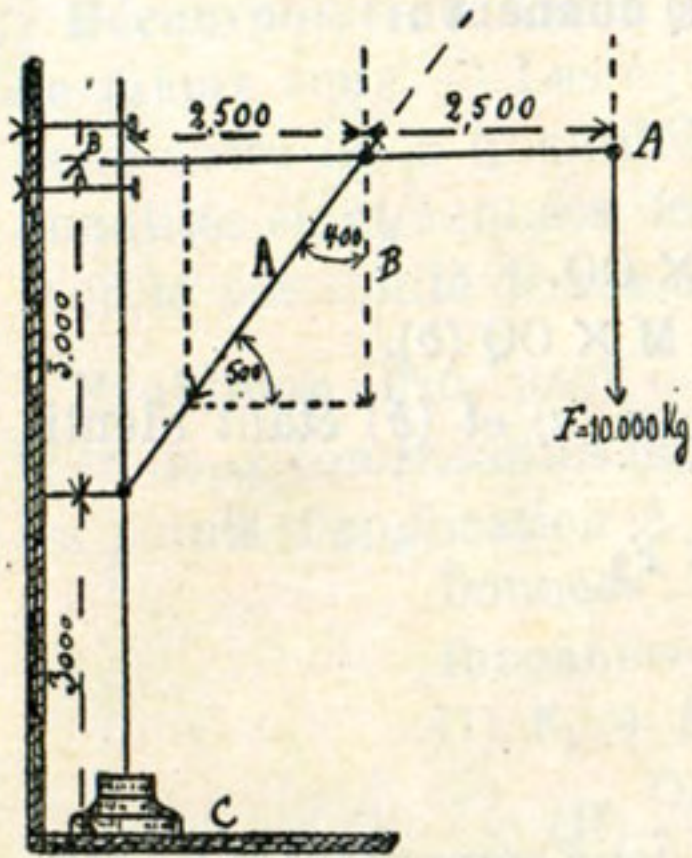


Fig. 336.

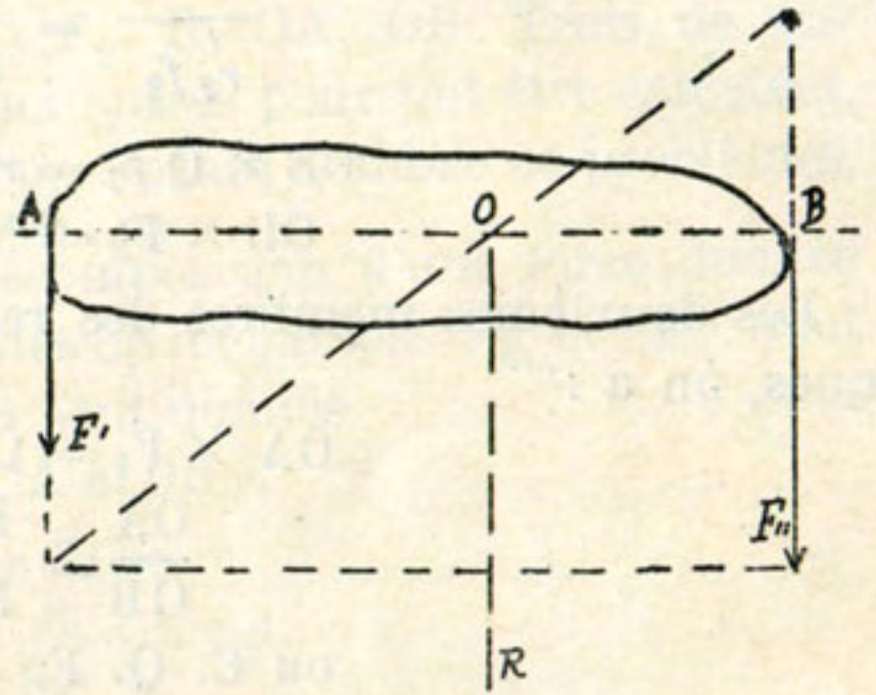


Fig. 337

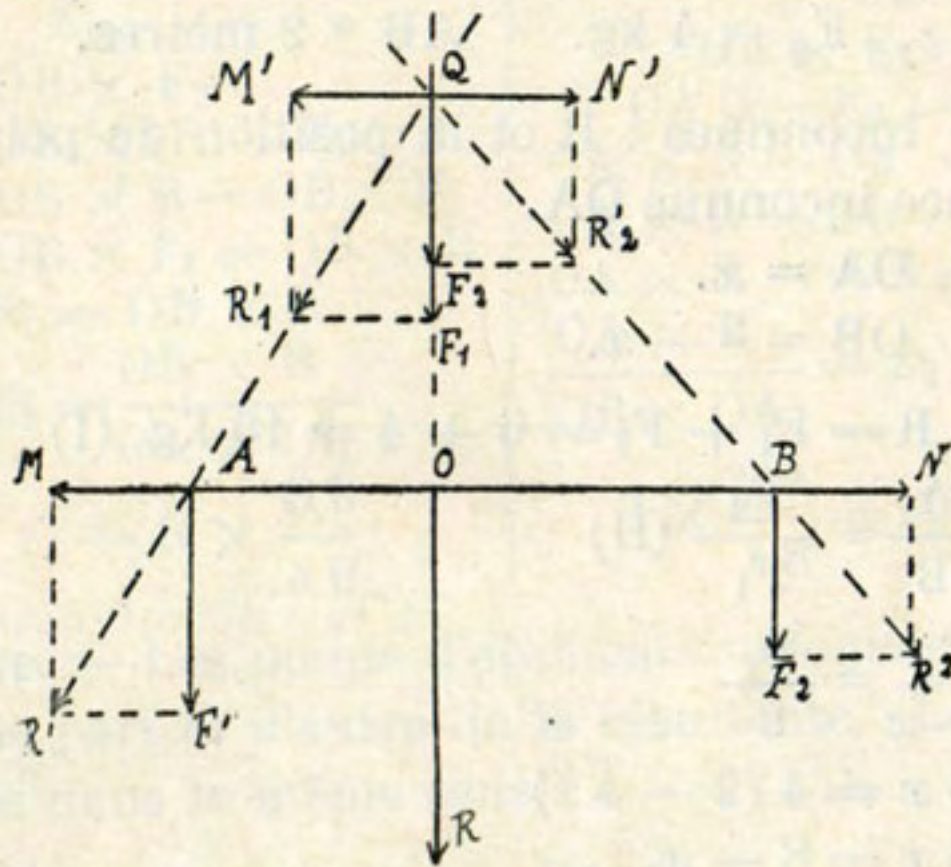


Fig. 338.

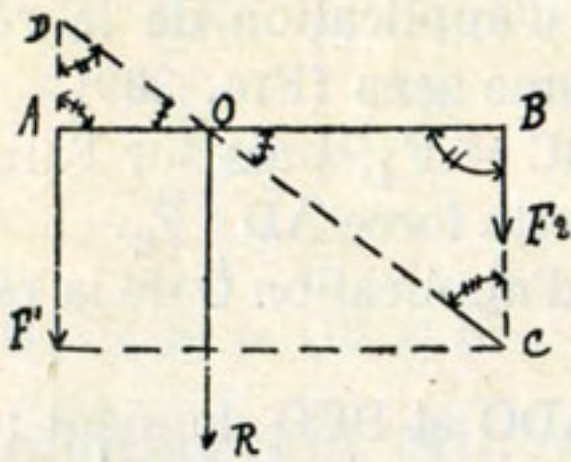


Fig. 339.

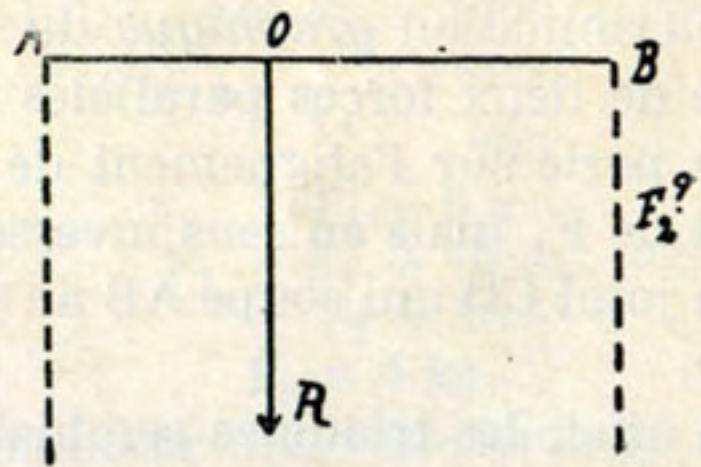


Fig. 340.

Les triangles semblables BOQ et $r_2 f_2 Q$ donnent :

$$\frac{OB}{r_2 f_2} = \frac{OQ}{Q f_2}$$

$$OB \times Q f_2 = r_2 f_2 \times OQ.$$

$$OB \times F_2 = N \text{ ou } M \times OQ (b).$$

Les deuxièmes membres des relations (a) et (b) étant identiques, on a :

$$OA \times F_1 = OB \times F_2.$$

$$\frac{OA}{OB} = \frac{F_2}{F_1}$$

ou C. Q. F. D.

Remarque.— La résultante R et ses deux composantes F_1 et F_2 sont trois forces situées dans un même plan.

Application numérique (FIG. 338). Déterminer la résultante du système des forces représentées ci-dessus dans lequel :

$$F_1 = 6 \text{ kg.} \quad F_2 = 4 \text{ kg.} \quad AB = 2 \text{ mètres.}$$

Solution. — Inconnues : R et la position du point O. Appelons x la distance inconnue OA.

$$OA = x.$$

$$OB = 2 - x.$$

$$R = F_1 + F_2 = 6 + 4 = 10 \text{ Kg. (I)}$$

$$\frac{OA}{OB} = \frac{F_2}{F_1} \text{ (II)}$$

$$\frac{x}{2-x} = \frac{4}{6}$$

$$6x = 4(2 - x)$$

$$6x = 8 - x.$$

$$10x = 8$$

$$x = \frac{8}{10}$$

$$x = 0,80 \text{ m.}$$

Détermination *graphique* du point d'application de la résultante de deux forces parallèles de même sens (FIG. 339).

On porte sur l'alignement de F_2 , $BC = F_1$, puis sur l'alignement de F_1 mais en sens inverse de cette force $AD = F_2$.

On joint CD qui coupe AB au point d'application O de la résultante.

En effet, les triangles semblables ADO et BCO donnent :

$$\frac{OA}{OB} = \frac{AD \text{ ou } F_2}{BC \text{ ou } F_1}$$

Le point O satisfera donc à la relation indiquée.

Décomposition d'une force en deux autres parallèles et de même sens. — Les équations (I) et (II) donnent deux relations entre les 5 quantités F_1 , F_2 , R , OA , OB . Trois de ces quantités étant données, les deux autres pourront être calculées. D'où la possibilité de résoudre un certain nombre de problèmes.

Problème (FIG. 340). — Décomposition d'une force donnée R en deux composantes parallèles de même sens F_1 et F_2 , dont les points d'application A et B sont donnés.

Données : R , OA et OB

Inconnues : F_1 , F_2 .

$$(I) F_1 + F_2 = R$$

$$(II) \frac{OA}{OB} = \frac{F_2}{F_1}$$

$$(I) F_1 + F_2 = R$$

$$F_2 = R - F_1$$

$$(II) \frac{OA}{OB} = \frac{F_2}{F_1}$$

$$OA \times F_1 = OB \times F_2$$

$$OA \times F_1 = OB \times (R - F_1)$$

$$OA \times F_1 = OB \times R - OB \times F_1$$

$$OA \times F_1 + OB \times F_1 = OB \times R$$

$$(OA + OB) F_1 = OB \times R$$

$$F_1 = \frac{OB \times R}{OA + OB}$$

$$F_1 = R \times \frac{OB}{AB}$$

$$(I) F_1 + F_2 = R$$

$$F_1 = R - F_2$$

$$(II) \frac{OA}{OB} = \frac{F_2}{F_1}$$

$$OA \times F_1 = OB \times F_2$$

$$OA (R - F_2) = OB \times F_2$$

$$OA \times R - OA \times F_2 = OB \times F_2$$

$$OA \times R = OB \times F_2 + OA \times F_2$$

$$OA \times R = (OB + OA) F_2$$

$$\frac{OA \times R}{OB + OA} = F_2$$

$$R \times \frac{OA}{AB} = F_2$$

Remarque. — Les points d'application donnés A et B doivent se trouver de part et d'autre de la résultante. (Les composantes sont dirigées dans le même sens).

Application numérique. — Données :

$R = 10 \text{ kg.}$ — $OA = 0,80 \text{ m.}$ — $OB = 1,20 \text{ m.}$

Inconnues : F_1 , F_2 .

$$(I) F_1 + F_2 = 10 \text{ kg.}$$

$$(II) \frac{OA}{OB} = \frac{F_2}{F_1}$$

$$F_1 + F_2 = 10 \text{ kg.}$$

$$F_2 = 10 - F_1$$

$$\frac{OA}{OB} = \frac{F_2}{F_1}$$

$$OA \times F_1 = OB \times F_2$$

$$80 \times F_1 = 120 \times (10 - F_1)$$

$$80 \times F_1 = 1200 - 120 F_1$$

$$80 F_1 + 120 F_1 = 1200$$

$$200 F_1 = 1200$$

$$F_1 = \frac{1200}{200}$$

$$F_1 = 6 \text{ k.}$$

$$F_1 + F_2 = 10 \text{ kg.}$$

$$F_2 = 10 - 6$$

$$F_2 = 4 \text{ kg.}$$

Problème (FIG. 341). — Décomposer une résultante en deux forces parallèles de même sens, dont l'une F est entièrement déterminée en grandeur et en position.

Données : R, F_2, OB .

Inconnues : x, F_1 .

$$(I) \quad R = F_1 + F_2.$$

$$(II) \quad \frac{F_1}{F_2} = \frac{OB}{x}$$

$$F_1 + F_2 = R.$$

$$F_1 = R - F_2.$$

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{OB}{x}$$

$$F_1 \times x = F_2 \times OB.$$

$$x = \frac{F_2 \times OB}{F_1}$$

Application numérique. — Données : $R = 1000 \text{ kg.}$

$F_2 = 400 \text{ kg.}$ $OB = 3 \text{ mètres.}$

Inconnues : x, F_1 .

$$(I) \quad F_1 + F_2 = R.$$

$$F_1 = 1,000 - 400 = 600 \text{ kg.}$$

$$(II) \quad \frac{F_1}{F_2} = \frac{OB}{x}$$

$$x = \frac{F_2 \times OB}{F_1}$$

$$x = \frac{400 \times 300}{600} = 2 \text{ mètres.}$$

Composition de deux forces parallèles et de sens contraires (FIG. 342).

Théorème. — La résultante de deux forces parallèles et dirigées en sens opposés est égale à la différence des composantes et parallèle à celles-ci; son point d'application se trouve sur le prolongement de la droite qui joint les points d'application des deux forces données et du côté de la plus grande; ses distances aux points d'application des forces sont inversement proportionnelles aux intensités de ces forces.

$$BC = F_1$$

$$AD = F_2$$

Joindre CD et prolonger jusqu'en O sur le prolongement de AB .

O est le point d'application cherché.

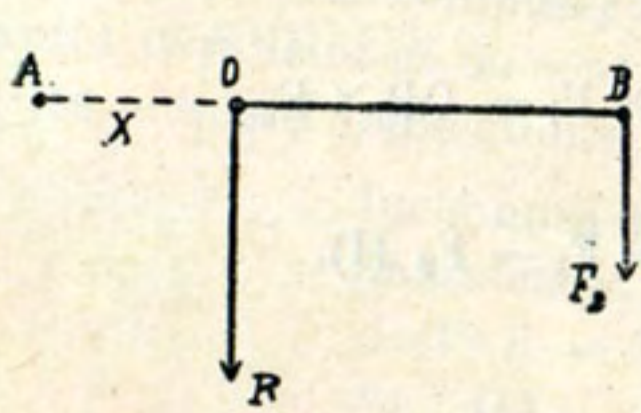


Fig. 341.

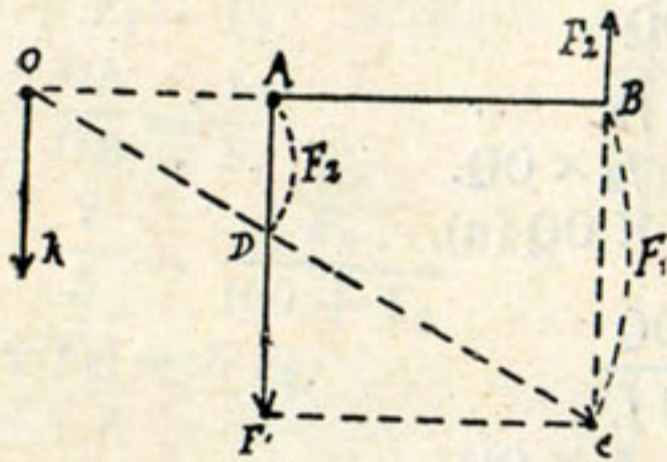


Fig. 342.

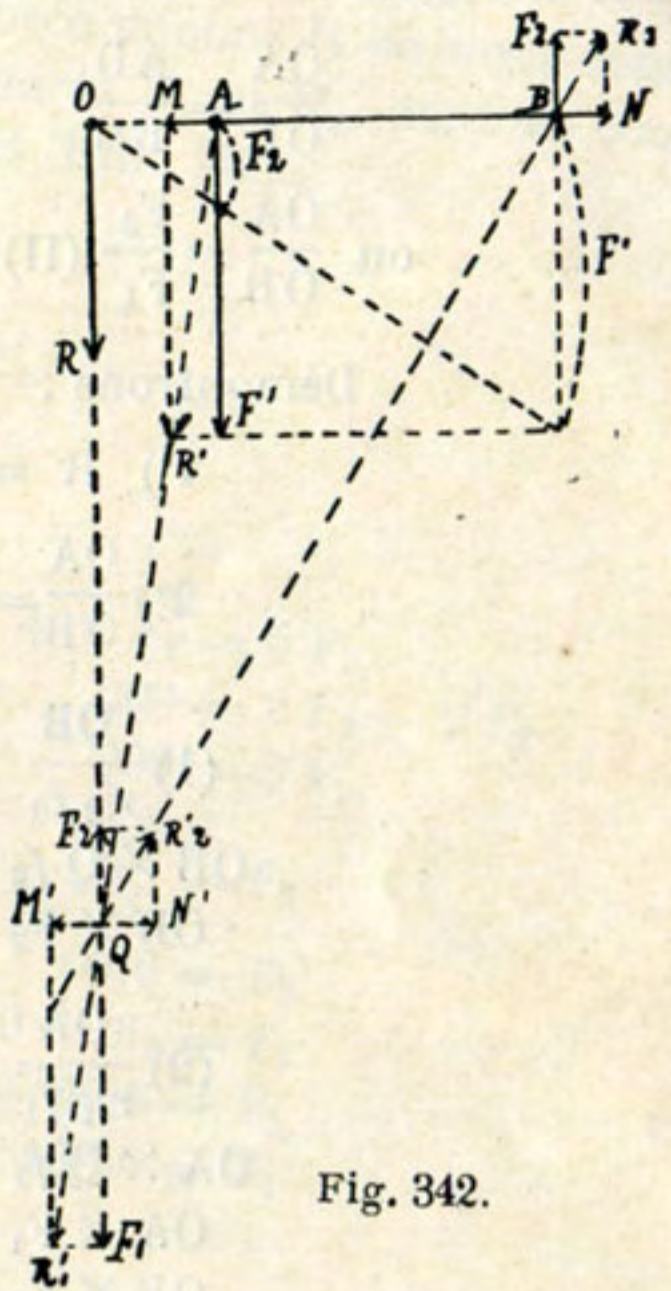


Fig. 342.

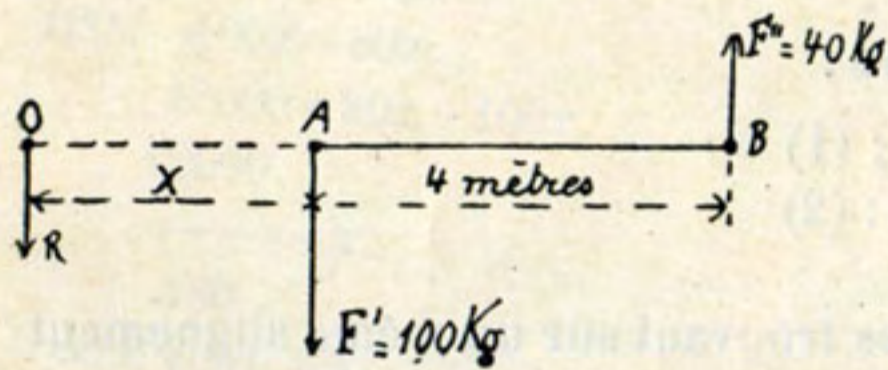


Fig. 343.

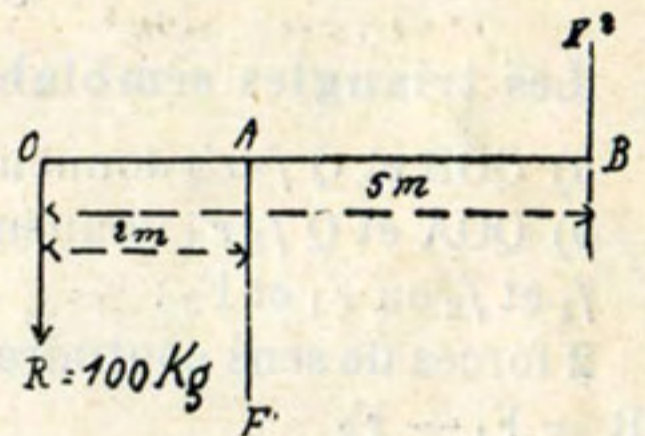


Fig. 344.

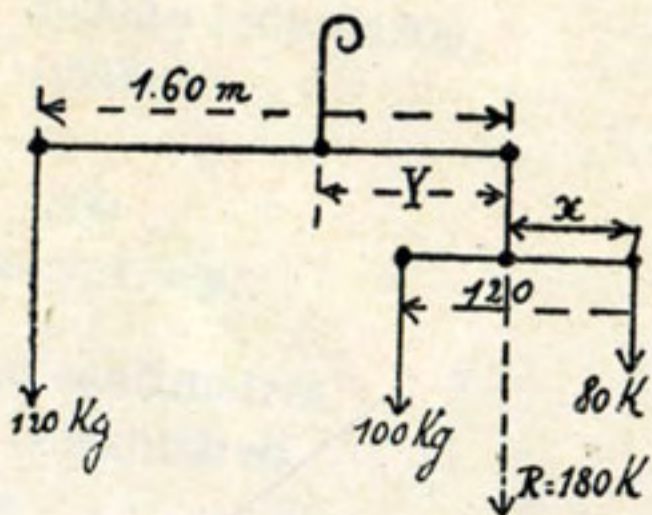


Fig. 345

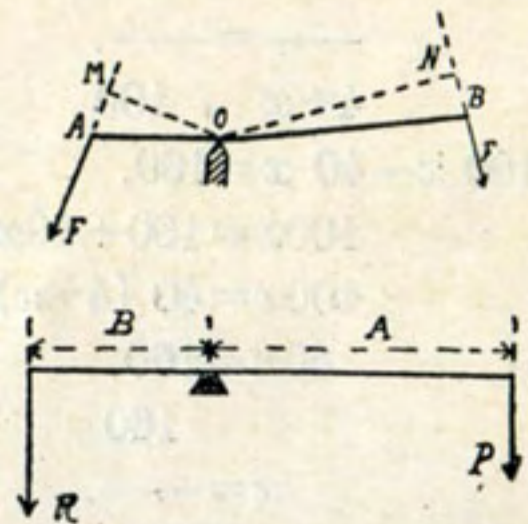


Fig. 346 et 347.

Les triangles semblables OAD et OBC donnent :

$$\frac{OA}{OB} = \frac{AD}{BC} \quad OA \times F_1 = OB \times F_2.$$

$$\text{ou } \frac{OA}{OB} = \frac{F_2}{F_1} \text{ (II)} \quad R = F_1 - F_2 \text{ (I)}.$$

Démontrons :

$$1^\circ) R = F_1 - F_2 \text{ (I')}.$$

$$2^\circ) \frac{OA}{OB} = \frac{F_2}{F_1} \text{ (II')}.$$

$$(1) \frac{OB}{r'_2 f_2} = \frac{OQ}{Q f_2}$$

$$OB \times Q f_2 = r'_2 f_2 \times OQ.$$

$$OB \times F_2 = N \times OQ \text{ (a)}.$$

$$(2) \frac{OA}{r'_1 f_1} = \frac{OQ}{Q f_1}$$

$$OA \times Q f_1 = r'_1 f_1 \times OQ.$$

$$OA \times F_1 = M \text{ ou } N \times OQ \text{ (b)}.$$

$$OB \times F_2 = OA \times F_1.$$

$$\frac{OA}{OB} = \frac{F_2}{F_1}$$

Les triangles semblables :

a) QOB et Q f₂ r'₂ donnent : (1)

b) QOA et Q f₁ r'₁ donnent : (2)

f₁ et f₂ ou F₁ et F₂ :

2 forces de sens contraire se trouvant sur un même alignement .

$$R = F_1 - F_2$$

Application numérique (FIG. 343).

Inconnues R et OA.

$$\frac{x}{4+x} = \frac{40}{100}$$

$$100x - 40x = 160.$$

$$100x = 160 + 40x.$$

$$100x = 40(4+x)$$

$$60x = 160.$$

$$x = \frac{160}{60}$$

$$x = \frac{160}{60}$$

$$x = \frac{160}{60}$$

$$x = 2 \text{ m. } 66$$

Problème. — Décomposer une force donnée R en deux composantes parallèles et de sens contraires F_1 et F_2 , dont on connaît les points d'applications A et B (FIG. 344).

Inconnues F_1, F_2 .

Solutions :

$$(I') R = F_1 - F_2.$$

$$(II') \frac{OA}{OB} = \frac{F_2}{F_1}$$

$$\begin{aligned} R &= F_1 - F_2. \\ 100 &= F_1 - F_2. \\ 100 + F_2 &= F_1. \\ \frac{OA}{OB} &= \frac{F_2}{F_1} \\ \frac{2}{5} &= \frac{F_2}{100 + F_2} \\ 2(100 + F_2) &= 5 F_2. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 200 + 2 F_2 &= 5 F_2. \\ 200 &= 5 F_2 - 2 F_2. \\ 200 &= 3 F_2. \\ \frac{200}{3} &= F_2 \\ 66,6 &= F_2. \\ 100 + F_2 &= F_1. \\ 100 + 66,6 &= F_1. \\ 166,6 &= F_1. \end{aligned}$$

Inconnues x et y (FIG. 345).

Solution :

$$\begin{aligned} 100 \times (120 - x) &= 80x. \\ 1200 - 100x &= 80x. \\ 12000 &= 80x + 100x. \\ 12000 & \\ \hline &= x. \\ 180 & \\ 66,6 \text{ cent.} &= x. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R &= 100 + 80 = 180 \text{ kg.} \\ 120(160 - y) &= 180y. \\ 19200 - 120y &= 180y. \\ 19200 &= 180y + 120y. \\ 19200 & \\ \hline &= y. \\ 300 & \\ 64 \text{ cent.} &= y. \end{aligned}$$

$$x = 66,6 \text{ centimètres.}$$

$$y = 64 \text{ centimètres.}$$

Appareils de levage. Machines simples. — Définition.

On donne le nom de *machine simple* à un assemblage de pièces rigides servant à transmettre l'action de certaines forces dont on dispose, appelées *puissances*, dans le but de vaincre l'action d'autres forces appelées *résistances*, en produisant ou non le déplacement de leur point d'application.

Classification des machines simples. — Suivant que l'obstacle est *un point*, *un axe* ou *un plan*, on distingue les machines simples du genre :

1° *Levier* et ses dérivés, lorsque l'obstacle fixe est un point, un axe, ou un plan ;

2° *Treuil*;

3° *Plan incliné*.

Leviers. — Un levier est une barre rigide courbe ou droite appuyée en un point de sa longueur. *Pour qu'un levier soit en équilibre il faut que la résultante des forces qui l'actionnent passe par le point fixe.*

Si cette condition est remplie, le moment de la force qui tend à faire tourner dans un sens, est égal au moment de la force qui tend à faire tourner en sens contraire. Les forces et le point d'appui sont dans un même plan.

Considérons un levier AOB (FIG. 346) sollicité par deux forces F et F₁, qui tendent à le faire tourner en sens contraires autour d'un point O.

Il y aura équilibre quand les moments de ces deux forces par rapport au point O seront égaux, c'est-à-dire quand on aura :

MOF = FOM, ou bien :

$$F \times OM = F_1 \times ON$$

ce qui peut s'écrire :

$$\frac{F}{F_1} = \frac{ON}{OM}$$

En langage ordinaire : *les deux forces sont en raison inverse de leurs bras de leviers.*

Il est à remarquer que la forme du levier n'est pour rien dans le résultat.

Les trois genres de leviers. — On distingue trois genres de leviers, en tenant compte de la position du point d'appui par rapport aux deux forces désignées sous les noms de *puissance* et *résistance*.

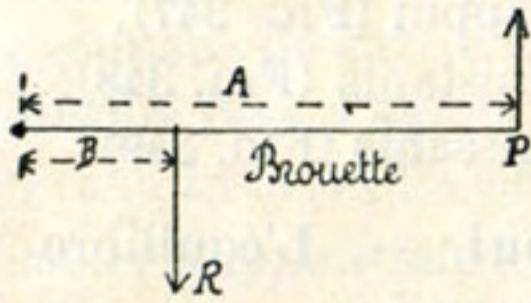


Fig. 348

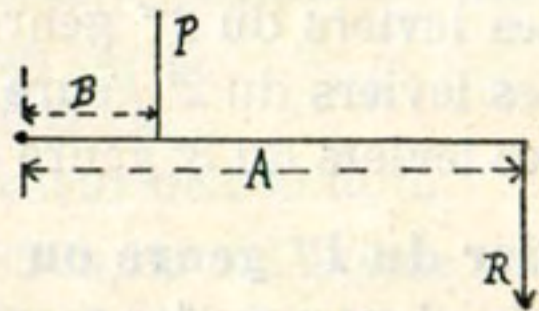


Fig. 349.

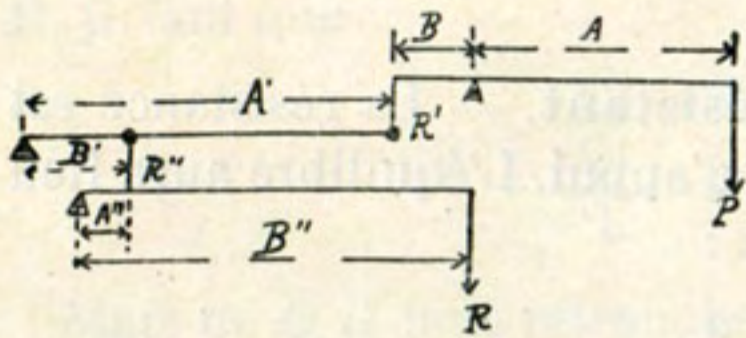


Fig. 350.

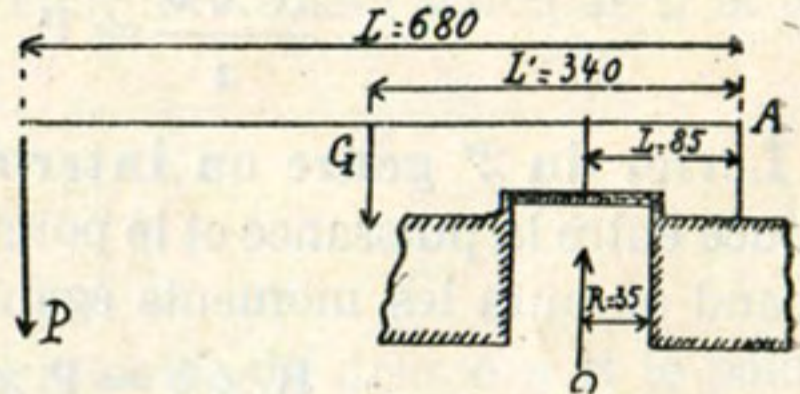


Fig. 351.

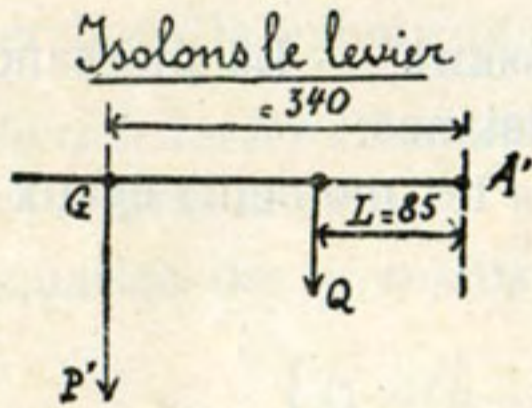


Fig. 352

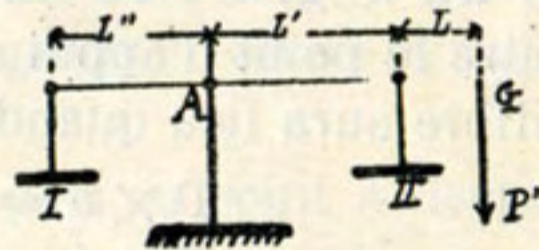


Fig. 353.

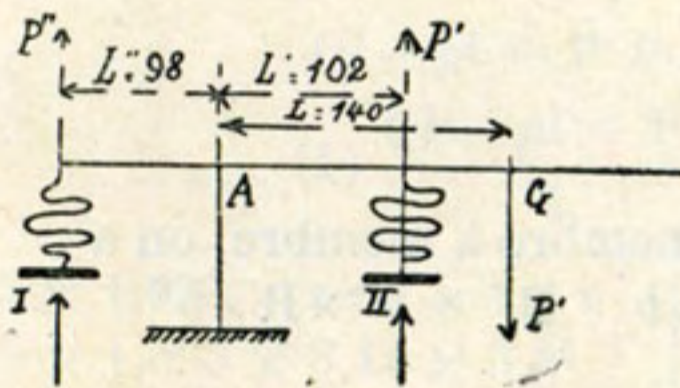


Fig. 354.

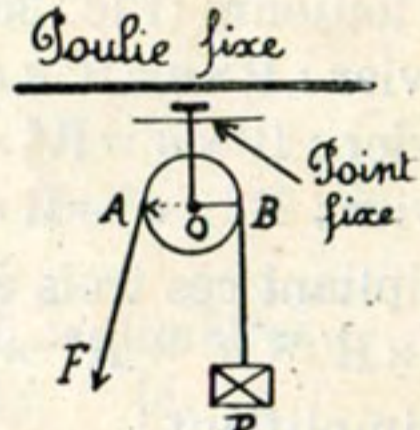


Fig. 355.

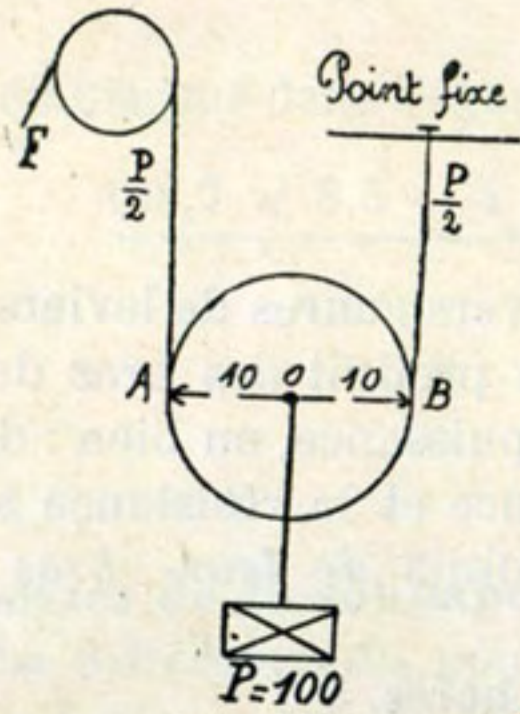


Fig. 356.

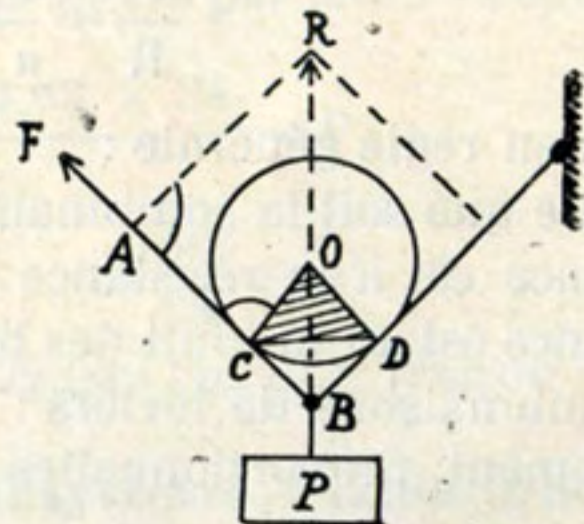


Fig. 357.

1° Les leviers du 1^{er} genre ou inter-appui (FIG. 347).

2° Les leviers du 2^o genre ou inter-résistants (FIG. 348).

3° Les leviers du 3^o genre ou inter-puissants (FIG. 349).

Levier du 1^{er} genre ou inter-appui. — L'équilibre aura lieu quand on aura les moments égaux ou :

$$R \times b = P \times a$$

$$\frac{R \times b}{a} = P$$

Levier du 2^o genre ou inter-résistant. — La résistance est située entre la puissance et le point d'appui. L'équilibre aura lieu quand on aura les moments égaux :

$$R \times b = P \times a$$

$$\frac{R \times b}{a} = P$$

Levier du 3^o genre ou inter-puissant. — La puissance est située entre le point d'appui et la résistance.

L'équilibre aura lieu quand on aura les moments égaux :

$$P \times b = R \times a$$

$$\frac{P \times b}{a} = R$$

Les leviers des trois genres peuvent se combiner entre eux.

On a toujours (FIG. 350):

1^{er} levier : $P \times a = R' \times b$.

2^o levier : $R' \times a' = R'' \times b'$.

3^o levier : $R'' \times a'' = R \times b''$.

Multipliant ces trois égalités membre à membre, on a :

$$P \times a \times R' \times a' \times R'' \times a'' = R' \times b \times R'' \times b' \times R \times b''$$

et en simplifiant :

$$P \times a \times a' \times a'' = R \times b \times b' \times b''$$

d'où :

$$\frac{P}{R} = \frac{b \times b' \times b''}{a \times a' \times a''}$$

D'où en règle générale :

Quelle que soit la combinaison des divers genres de leviers, la puissance est à la résistance comme le produit des bras de la résistance est au produit des bras de la puissance, ou bien : dans les combinaisons de leviers : la puissance et la résistance sont inversement proportionnelles aux produits *de leurs bras de levier*.

Une chaudière est timbrée à 5 atmosphères.

Déterminer le contrepoids P à placer à l'extrémité du levier d'une soupape de sûreté de 3,5 c/m de rayon.

Le disque pèse 4 kg. et le levier 4,630 kg.

Le grand bras du levier a une longueur de 680 m/m.

Le levier s'appuie sur le disque à 85 m/m de l'axe de rotation. Le centre de gravité G est au milieu, donc à 340 m/m de l'axe de rotation (FIG. 351).

Pour que la soupape soit en équilibre sous l'action de Q et de P, il faut que :

$$Ql = Pl$$

$$\frac{Ql}{L} = P$$

Mais de Q il faut retrancher le poids du disque p et le poids qui pèse sur le disque *effort dû au poids du levier agissant à son centre de gravité G*, abstraction faite de P.

Cherchons la valeur de cet effort que nous appelons Q.

Isolons le levier (FIG. 352). — P' poids du levier agissant à son centre de gravité G.

L'équation des moments par rapport au point A devient :

$$\left[Q - \left(p + \frac{P' l'}{l} \right) \right] \times l = Pl$$

$$\left[Q - \left(p - \frac{P' l'}{l} \right) \right] \times l = Pl$$

$$Ql - pl - P' l' = Pl$$

$$(1) \frac{Ql - pl - P' l'}{L} = P$$

$Q = 5 \times 1,033 \times \pi r^2$	$l = 8,5$ centimètres $l' = 34$ id. $L = 68$ id. $P' = 4,630$ kg.
$Q = 5 \times 1,033 \times 3,14 \times 3,5^2$	
$Q = 198,7$ kilog.	
$p = 4$ kg.	

Remplaçons dans l'équation (1) les lettres par leurs valeurs :

$$\frac{198,7 \times 8,5 - 4 \times 8,5 - 4,63 \times 34}{68} = P$$

$$\frac{1498}{68} = P$$

$$22,029 \text{ kg.} = P \text{ (contre poids)}$$

Levier de la soupape de sûreté système Wilson (FIG. 353).
— La différence du poids du levier sur les soupapes due à la

dissymétrie du bras de levier, ce qu'on est convenu d'appeler, l'effort dû au poids du levier sur la soupape se calcule par la formule :

$$Q = \frac{P' (l+l')}{l'}$$

dans laquelle :

P' = poids total du levier rapporté à son centre de gravité G .

l = distance de ce centre à la soupape II.

l' = distance de la soupape II à l'axe de rotation A du levier.

Q est donc positif pour la soupape II et négatif pour la soupape I.

Soient p' et p'' les réactions des ressorts sur le levier. Ces réactions sont connues; elles sont égales à l'effort produit par la vapeur sur la soupape diminué du poids du disque, du poids du ressort, du poids de la gaine protectrice, etc.

L'équation des moments autour du point de rotation A donne (FIG. 354):

$$p'l' = p''l'' + P'l$$

p'' et P' tendent à faire tourner le levier en sens inverse de p' .

Cette équation montre que l' doit être différente de l'' car, en général, les deux soupapes sont identiques, alors $p' = p''$.

Il résulte donc que l'effort dû au poids du levier intervient pour équilibrer la réaction p' du ressort II sur le levier.

Poulie fixe (FIG. 355). — Pour que l'équilibre existe, il faut que :

$$\begin{aligned} \text{MOP} &= \text{MOR} \\ \text{MOP} &= F \times \text{OA} \\ \text{MOR} &= P \times \text{OB} \end{aligned} \left. \vphantom{\begin{aligned} \text{MOP} &= \text{MOR} \\ \text{MOP} &= F \times \text{OA} \\ \text{MOR} &= P \times \text{OB} \end{aligned}} \right\}$$

donc : $P \times \text{OB} = F \times \text{OA}$

$\text{OA} = \text{OB}$

donc : $P = F$

Travail : chemin parcouru = a

$$Pa = Fa \text{ kgm.}$$

$$P = F$$

$\text{MOP} = \text{MOR}$ (fig. 356).

$$\frac{P}{2} \times \text{OA} = \frac{P}{2} \times \text{OB} \quad (\text{OA} = \text{OB}).$$

$$\frac{P}{2} \times \text{OA} = \frac{P}{2} \times \text{OB} = 0.$$

$$\frac{P}{2} \times AB = P \times OB.$$

$$\frac{P}{2} = \frac{P \times OB}{AB}$$

$$\frac{P}{2} = \frac{100 \times 10}{20}$$

$$F \text{ ou } \frac{P}{2} = 50.$$

$a =$ chemin parcouru *100 cent.* travail $= Fa \times P \frac{a}{2}$

$$F = P \frac{a}{2}$$

a

$$F = \frac{P \times 50}{100}$$

$$F = 50 \text{ kilogr.}$$

Poulie mobile. — Câbles divergents (FIG. 357).

$$\frac{AB}{RB} = \frac{OC}{CD}$$

AB = F composante

RB = résultante ou P à soulever; donc :

$$\frac{F}{P} = \frac{OC}{CD} = \frac{\text{rayon poulie}}{\text{corde de l'arc embrassé.}}$$

La puissance est à la résistance comme le rayon de la poulie est à la corde de l'arc embrassé.

$$F \times CD = P \times OC$$

$$F = \frac{P \times OC}{CD}$$

Moufle-palan (FIG. 358, 359). — La moufle est un assemblage de plusieurs poulies montées dans une même chape. Si les poulies sont égales, on les dispose sur le même axe, ce qui donne la *moufle proprement dite*.

Quand les poulies sont inégales, chacune a son axe particulier et, dans ce cas, on a la moufle plate.

Un palan se compose de deux moufles réunies par une corde qui, partant de la chape de la moufle supérieure enveloppe successivement les poulies. Le cordon fixé à la chape ne change pas de place dans le mouvement, *c'est le dormant*.

Le garant est le dernier cordon, celui sur lequel s'exerce la puissance.

Considérons un palan à l'état d'équilibre; tous les cordons qui vont d'une poulie à l'autre seront *également tendus* à cause de la parfaite mobilité des poulies et la tension sera l'effort F appliqué sur le garant. Mais il y a quatre cordons, tous tendus par une force égale à F , et ces cordons soutiennent la charge P , également; donc on a : $4F = P$.

Chaque cordon supporte une charge $F = \frac{P}{4}$.

La puissance est égale à la charge divisée par le nombre de poulies du palan ou par le nombre de cordons.

Comme il y a six cordons, la puissance ne devra donc équilibrer que le $\frac{1}{6}$ de la résistance :

$$F = \frac{P}{6}$$

Cet appareil (FIG. 360) étant formé de *poulies mobiles*, la charge P se répartit sur les cordons des poulies A, B et C, comme ci-après :

Les cordons de la poulie A supportent chacun :

$$P : 2 = \frac{P}{2}$$

Les brins de la poulie B supportent chacun :

$$\frac{P}{2} : 2 = \frac{P}{4}$$

Les brins de la poulie C supportent chacun :

$$\frac{P}{4} : 2 = \frac{P}{8}$$

La puissance F devra équilibrer $\frac{P}{8}$.

Donc :

$$F = \frac{P}{8}$$

La puissance est donc à la résistance comme l'unité est au nombre 2 porté à une puissance égale au nombre de poulies mobiles.

$$\frac{F}{P} = \frac{1}{2^3} \quad 8F = P$$

$$\frac{F}{P} = \frac{1}{8} \quad F = \frac{P}{8}$$

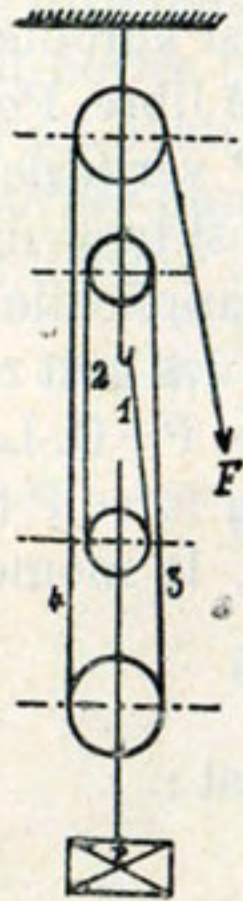


Fig. 358.

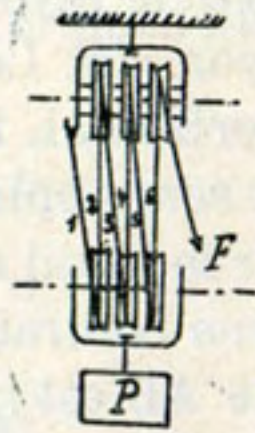


Fig. 359.

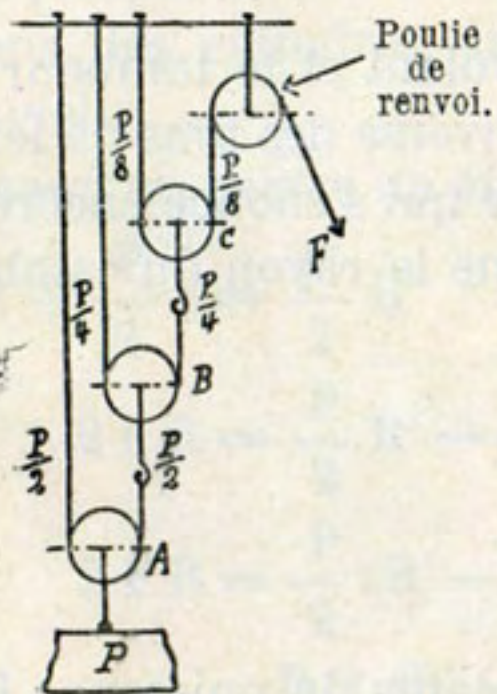


Fig. 360.

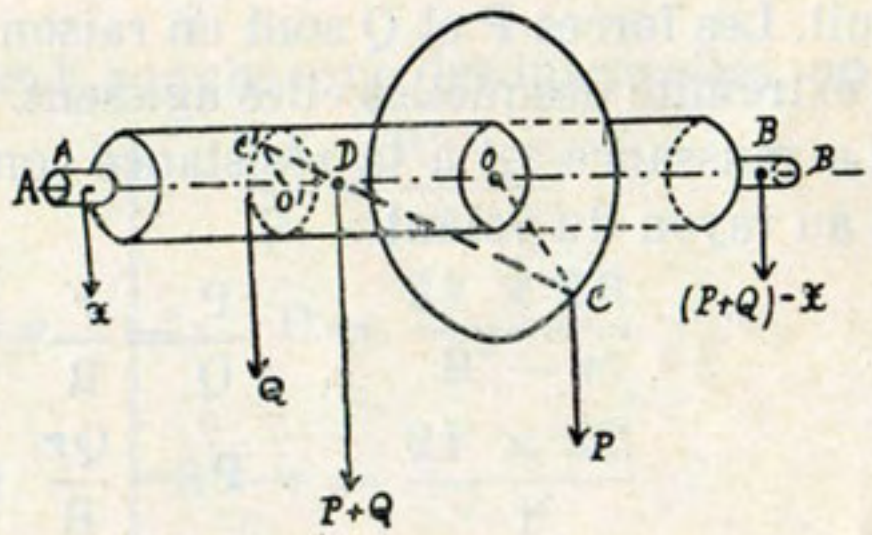


Fig. 361.

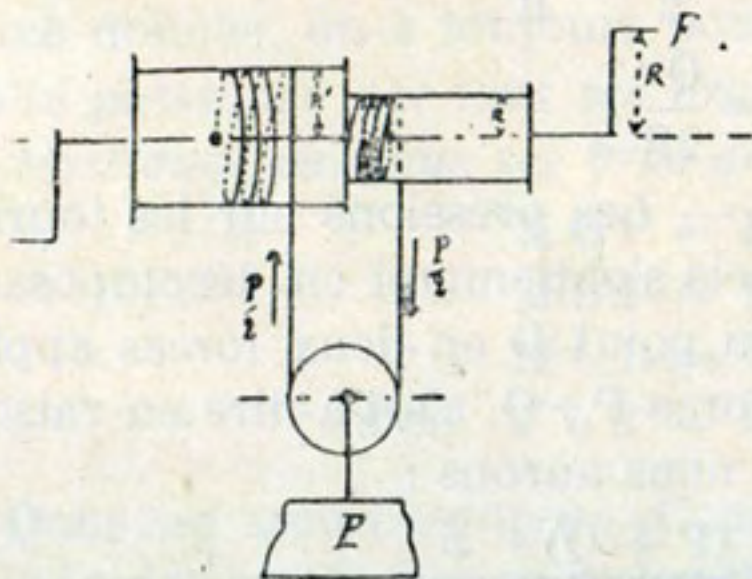


Fig. 362.

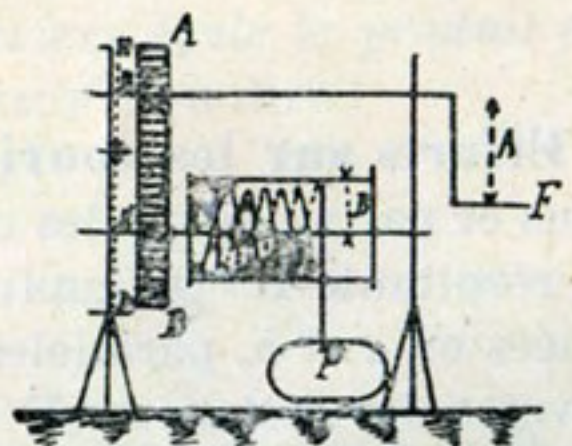


Fig. 363.

Treuil (FIG. 361). — Le treuil est un cylindre horizontal qui tourne sur deux tourillons; une corde est enroulée sur le *tambour* et soutient la charge à son extrémité libre. Pour faire équilibre à ce poids, on applique une force P verticale et tangente à la circonférence de rayon OC . La corde est tangente à la circonférence de rayon $o'c'$. Les deux points d'application sont sur un même plan horizontal. La ligne CC^1 qui les unit coupe l'axe en D . C'est là que sera appliquée la résultante $P + Q$. La force Q tend à faire tourner le treuil dans un sens et la force P tend à le faire tourner en sens contraire. D'autre part, le moment de Q par rapport à l'axe AB est :

$$Q \times C'O'.$$

Celui de P par rapport au même axe est :

$$P \times CO.$$

Ces deux moments sont égaux, puisqu'il y a équilibre et nous avons :

$$P \times CO = Q \times C'O'$$

ou :

$$P \times R = Q \times r$$

en appelant les rayons R et r pour le volant et le tambour du treuil. Les forces P et Q sont en raison inverse des bras de levier à l'extrémité desquelles elles agissent. Ce qui s'énonce encore :

La puissance est à la résistance comme le rayon du tambour est au rayon du volant :

$$\frac{P}{Q} = \frac{r}{R}$$

$$P = \frac{Qr}{R}$$

Remarque. — Dans le cas de deux volants, la puissance P se répartit sur les deux et à chaque extrémité des bras de levier on devra appliquer une force égale à :

$$P = \frac{Q}{2} \times \frac{r}{R}$$

$$P = \frac{Qr}{2R}$$

Efforts sur les tourillons. — Les pressions sur les tourillons et par suite sur les coussinets s'obtiennent en décomposant la résultante $P + Q$, appliquée au point D en deux forces appliquées en a et b , parallèles à la force $P + Q$, c'est-à-dire en raison inverse des distances aD et Db ; nous aurons :

$$\frac{aD}{Db} = \frac{(P + Q) - x}{x}.$$

Treuil différentiel (FIG. 362). — Il se compose de deux cylindres de rayons différents fixés sur un même axe.

La charge est portée par une poulie mobile.

Pour qu'il y ait équilibre, écrivons que les moments qui tendent à faire tourner dans un sens, sont égaux aux moments qui tendent à faire tourner en sens contraire et nous aurons :

$$F R + \frac{P}{2} r = \frac{P}{2} R'$$

$$F R = \frac{P}{2} R' - \frac{P}{2} r$$

$$F R = \frac{P}{2} (R' - r)$$

$$F = \frac{P (R' - r)}{2 R}$$

on en tire :

$$\frac{F}{P} = \frac{R' - r}{2 R}$$

La puissance est donc à la résistance, comme la différence des rayons des cylindres du treuil est au double du rayon de la manivelle.

Quand on exerce un effort F sur chacune des manivelles, on a :

$$\left. \begin{aligned} 2 F R + \frac{P}{2} r &= \frac{P}{2} R' \\ 2 F R &= \frac{P}{2} R' - \frac{P}{2} r \\ 2 F R &= \frac{P}{2} (R' - r) \\ 2 F &= \frac{P \times (R' - r)}{2 R} \end{aligned} \right| \begin{aligned} \frac{2 F}{P} &= \frac{R' - r}{2 R} \\ P &= \frac{2 F \times 2 R}{R' - r} \\ R' - r &= \frac{2 F \times 2 R}{P} \\ R' &= \frac{2 F \times 2 R}{P} + r \end{aligned}$$

Treuil à engrenages (FIG. 363). — **Principe.** — Lorsque plusieurs leviers sont combinés entre eux pour transmettre une force donnée, on a toujours pour l'état d'équilibre : *Le produit de la puissance par tous ses bras de leviers égale le produit de la résistance par tous ses bras de leviers*, c'est-à-dire :

$$M O P = M O R$$

$$M O P = F a a'$$

$$M O R = P b b'$$

$$\text{d'où } F a a' = P b b'$$

Dans un treuil composé d'une paire d'engrenages A et B, il faut, outre le rapport du rayon du tambour au rayon de la mani-

velle, faire figurer dans l'équation d'équilibre le rapport des rayons des engrenages A et B. Au lieu d'une paire d'engrenages on peut en mettre plusieurs et alors on fera encore entrer dans l'équation les nouveaux rapports des pignons et des engrenages.

Application. — Quelle est la force F nécessaire pour mettre en équilibre une charge P de 1200 kg. au moyen d'un treuil à une paire d'engrenages.

Le rayon de la manivelle = 40 c/m.

Le rayon du tambour = 15 c/m.

Le rayon du pignon = 8 c/m.

Le rayon de l'engrenage = 56 c/m.

Solution. — Pour qu'il y ait équilibre il faut que :

$$MOP = MOR$$

$$Faa' = Pbb'$$

Remplaçons les lettres par leur valeur numérique, nous aurons :

$$F \times 40 \times 56 = 1200 \times 15 \times 8$$

$$F = \frac{1200 \times 15 \times 8}{40 \times 56}$$

$$F = 64,28 \text{ kg.}$$

S'il y avait une manivelle de chaque côté, on n'aurait à exercer à chaque manivelle qu'un effort moitié, c'est-à-dire 32,14 kg.

Au rapport des rayons des engrenages, on peut substituer le rapport du nombre des dents. Si n et N représentent le nombre des dents du pignon et de l'engrenage nous aurons :

$$Fa N = Pbn$$

$$\frac{F}{P} = \frac{bn}{aN}$$

c'est-à-dire que la puissance est à la résistance comme le produit du rayon du tambour par le nombre de dents du pignon est au produit du rayon de la manivelle par le nombre de dents de l'engrenage. Quand il y a plusieurs paires d'engrenages :

La puissance est à la résistance comme le produit du rayon du tambour par les rayons ou le nombre de dents des pignons est au produit du rayon de la manivelle par les rayons ou le nombre de dents des engrenages. Pour rendre plus facile la solution des questions dans lesquelles on combine plusieurs machines, on peut énoncer cette règle :

La puissance multipliée par le produit du rayon de la manivelle par les rayons ou le nombre de dents des grands engrenages est égale à la résistance multipliée par le produit du rayon du tambour par les rayons ou le nombre de dents des pignons.

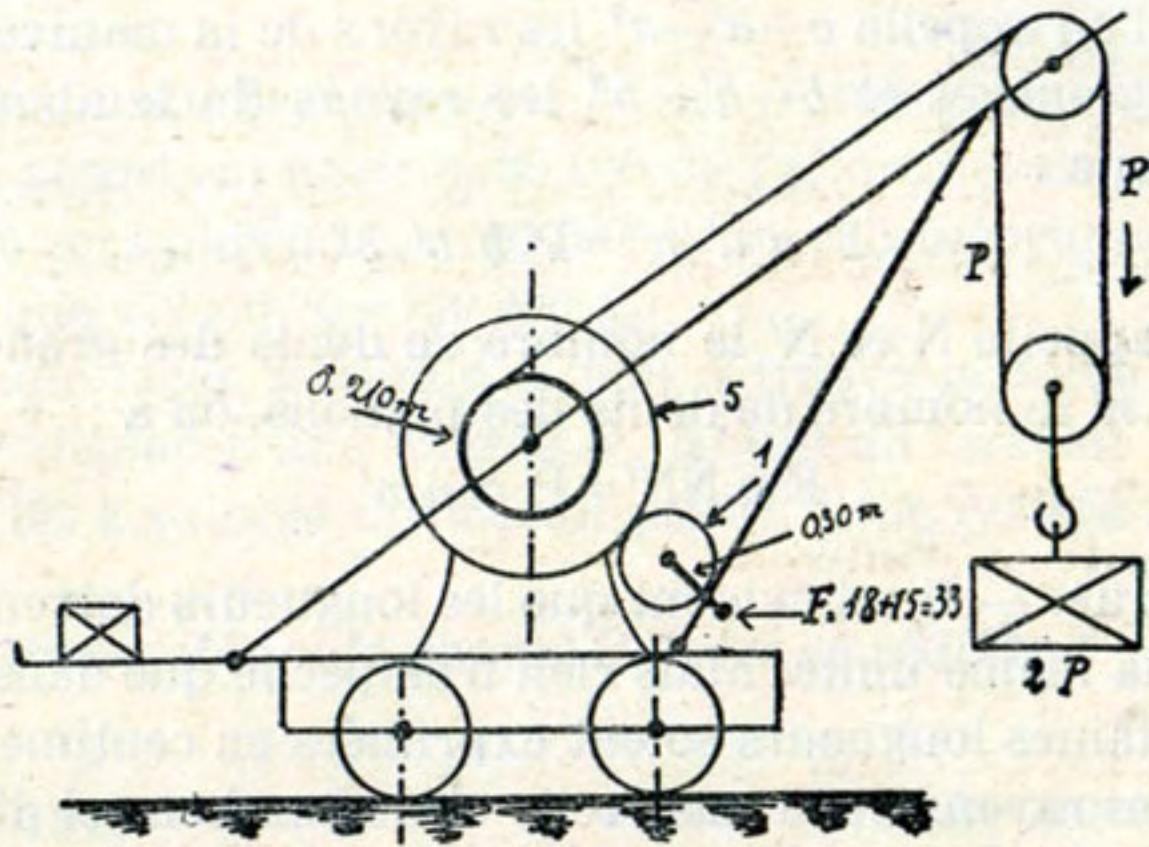
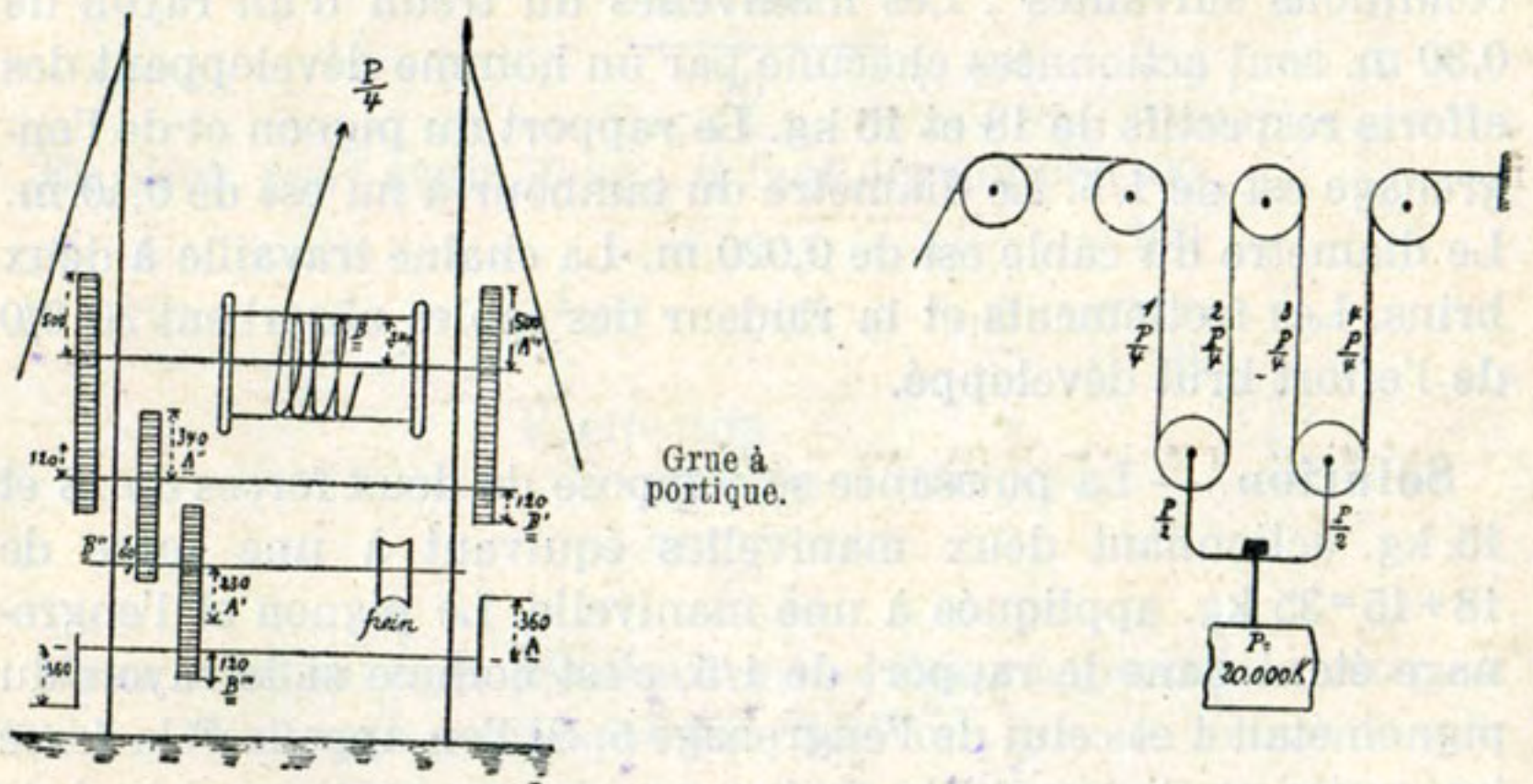


Fig. 364.

Grue roulante de 20 T pour atelier de montage. Vue de face des poulies.



Grue à portique.

Fig. 365.

Vue de face des poulies.

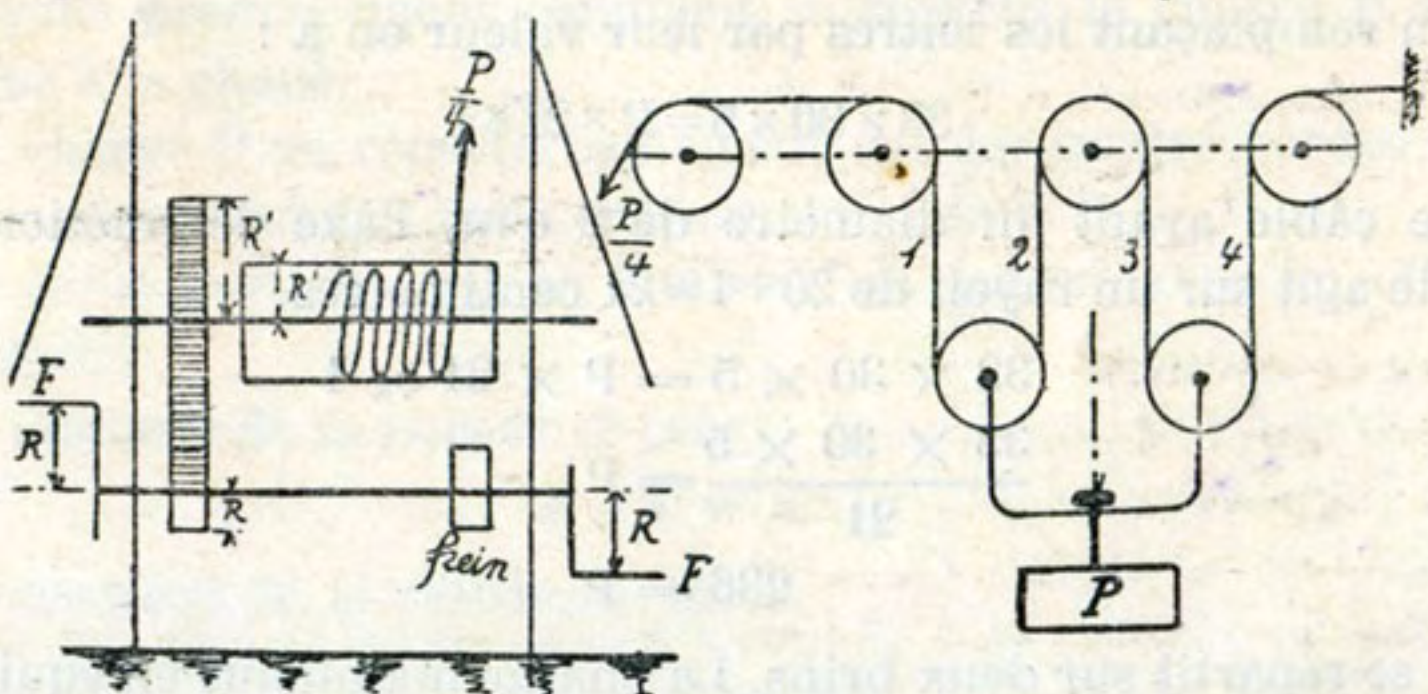


Fig. 366.

Ainsi si l'on appelle $a—a'—a''$ les rayons de la manivelle et des grands engrenages et $b—b'—b''$ les rayons du tambour et des pignons, on a :

$$F a a' a'' = P b b' b''$$

Si l'on appelle N et N' le nombre de dents des grands engrenages n et n' le nombre de dents des pignons, on a :

$$F a N N' = P b n n'$$

Remarque. — Il est évident que les longueurs doivent s'exprimer avec la même unité. Mais rien n'empêche que dans une machine, certaines longueurs soient exprimées en centimètres ; par exemple les rayons de la manivelle et du tambour et d'autres en nombre de dents, pour les pignons et les engrenages.

Calculez le poids que pourra soulever un *wagon grue* (FIG.364) se composant d'un treuil et d'une chaîne travaillant dans les conditions suivantes : Les manivelles du treuil d'un rayon de 0,30 m. sont actionnées chacune par un homme développant des efforts respectifs de 18 et 15 kg. Le rapport du pignon et de l'engrenage est de 1/5. Le diamètre du tambour à nu est de 0,40 m. Le diamètre du câble est de 0,020 m. La chaîne travaille à deux brins. Les frottements et la raideur des câbles absorbent 30 0/0 de l'effort brut développé.

Solution. — La puissance se compose de deux forces de 18 et 15 kg. actionnant deux manivelles équivaut à une force de $18+15=35$ kg. appliquée à une manivelle. Le pignon et l'engrenage étant dans le rapport de 1/5, c'est comme si le rayon du pignon était 1 et celui de l'engrenage 5. Si l'on appelle F la force transmise par le treuil à la chaîne, on aura en appliquant la règle du treuil à engrenages :

$$F \times a \times a' = P \times b \times b'$$

En remplaçant les lettres par leur valeur on a :

$$33 \times 30 \times 5 = P \times 21 \times 1$$

Le câble ayant un diamètre de 2 c/m, l'axe de traction du câble agit sur un rayon de $20+1=21$ centimètres.

$$33 \times 30 \times 5 = P \times 21 \times 1$$

$$\frac{33 \times 30 \times 5}{21} = P$$

$$236 = P$$

P se répartit sur deux brins. La charge maintenue en équilibre sera égale à $236 \times 2 = 472$ kg.

Application du frottement. — Les frottements et la raideur des câbles absorbent environ 30 0/0 de l'effort développé, le travail réel ne sera plus que les 70 0/0 du travail théorique et on ne soulèvera que $472 \times 0,70 = 330,400 \text{ kg}$.

Donc d'une façon générale si l'on a trouvé la force F nécessaire pour déplacer une charge P , 30 0/0 du travail puissant étant affectés à vaincre un travail passif, il ne restera que 70 %

du travail disponible et la charge P devra se réduire à $\frac{P \times 70}{100}$

Réciproquement : Quand on a déterminé la puissance F , sans tenir compte des résistances passives pour déplacer une résistance P , il faudrait dans les conditions présentes multiplier la puissance par $100/70$ et on aurait :

$$\frac{F \times 100}{70}$$

En effet, pour avoir 70 kg., il faut développer 100

$$\begin{array}{ccccccc} & & & & & & 100 \\ & & & & & & \text{---} \\ \text{»} & & \text{»} & 1 & \text{»} & & \text{»} \\ & & & & & & 70 \end{array}$$

$$\begin{array}{ccccccc} & & & & & & \\ & & & & & & \\ \text{»} & & \text{»} & F \text{ effectifs} & & & \text{»} \\ & & & & & & \\ & & & & & & \frac{F \times 100}{70} \end{array}$$

Grue roulante de 20 tonnes. — Grue à portique (croquis 365). — Pour qu'il y ait équilibre, écrivons que les moments qui tendent à faire tourner dans un sens sont égaux aux moments qui tendent à faire tourner en sens contraire et nous aurons :

$$MoP = MoR.$$

Voyons premièrement comment se répartit la charge P suspendue à la chape.

La charge P se répartit également sur les quatre cordes des deux poulies mobiles; une corde supporte donc $P/4$.

La corde enroulée sur le tambour est tendue avec un effort égal à $P/4$.

Le moment de la puissance est :

$$F a a' a'' a'''$$

Le moment de la résistance est :

$$\frac{P}{4} b b' b'' b'''$$

donc :

$$F a a' a'' a''' = \frac{P}{4} b b' b'' b'''$$

Remplaçons les lettres par leurs valeurs numériques figurées au croquis 270 :

$$F \times 36 \times 23 \times 34 \times 50 = \frac{P}{4} \times 24 \times 12 \times 6 \times 12$$

$$F = \frac{\frac{P}{4} \times 24 \times 12 \times 6 \times 12}{36 \times 23 \times 34 \times 50}$$

$$F = \frac{57600}{782}$$

$$F = 74 \text{ kg. approximativement.}$$

L'effort à exercer à chaque manivelle sera de $\frac{74}{2} = 37$ kg. plus 30 % pour les frottements, soit 50 kg. approximativement.

La grue roulante de 4 tonnes (croquis 366) grue à portique, n'a qu'un rapport d'engrenages.

Chèvre de 12 tonnes (Croquis 367). — Pour qu'il y ait équilibre, écrivons :

$$M_oP = M_oR.$$

Examinons comment se répartit la charge P suspendue à la chape.

Comme la moufle-palan à huit cordons, la charge P se répartit également sur les huit brins du palan.

Une corde supporte donc $\frac{P}{8}$ et la corde enroulée sur le tambour est tendue avec le même effort.

Le moment de la puissance est :

$$F a a' a''$$

Le moment de la résistance est :

$$\frac{P}{8} b b' b''$$

donc

$$F a a' a'' = \frac{P}{8} b b' b''$$

$$F = \frac{\frac{P}{8} b b' b''}{a a' a''}$$

L'effort à exercer à chacune des manivelles sera égal à $\frac{F}{2}$

Palan différentiel (FIG. 368). — Un palan différentiel se compose de deux poulies et d'une chaîne sans fin. L'une des pou-

liés A est fixe, l'autre B est mobile, cette dernière supporte le poids P.

La poulie supérieure est double, elle comprend deux gorges inégales en diamètre, mais peu différentes cependant. Ces gorges

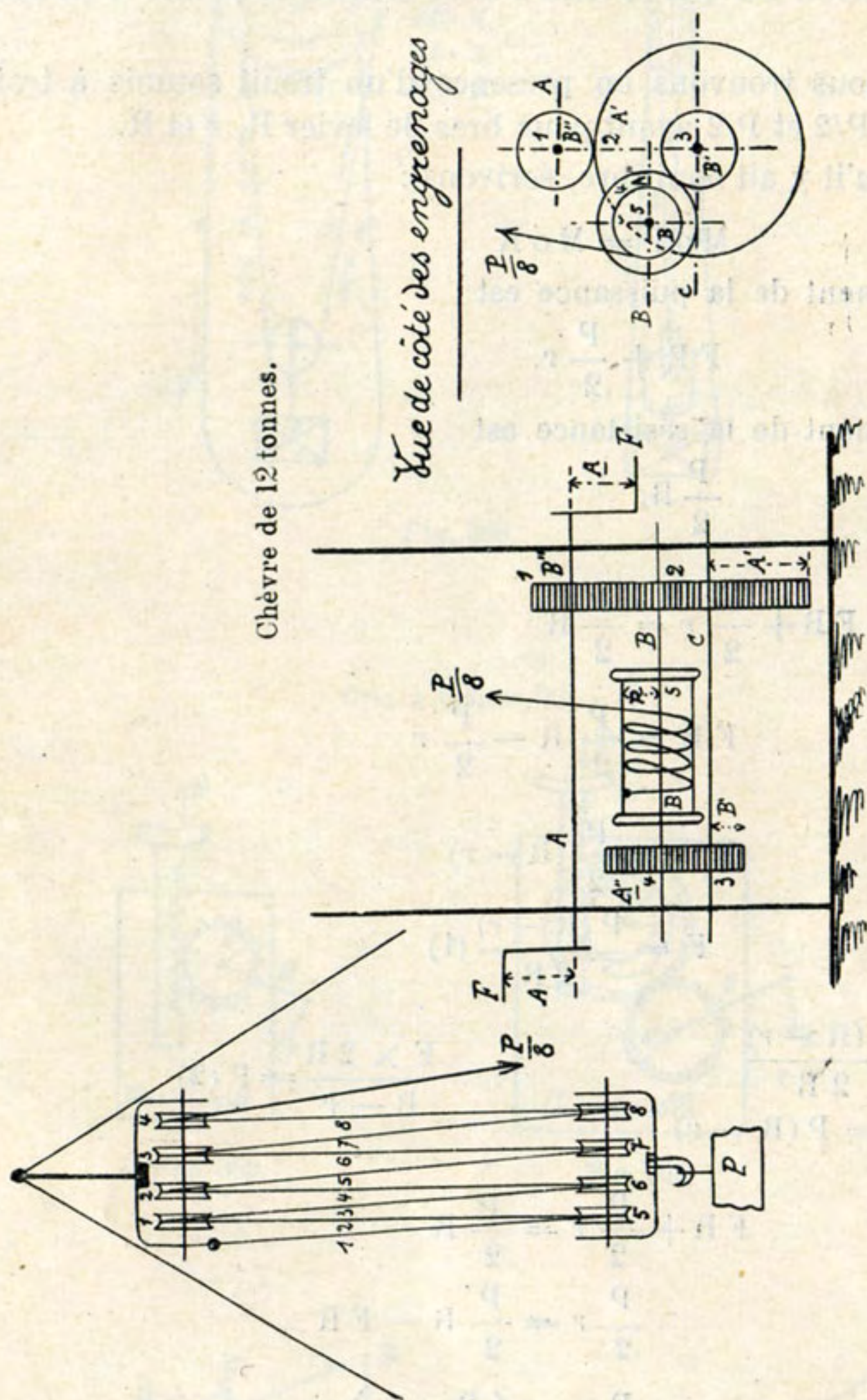


Fig. 367.

sont garnies d'empreintes qui reçoivent les maillons pour empêcher la chaîne de glisser. Cette chaîne sans fin passe sur les trois poulies comme l'indique la figure 273. La charge étant P et la poulie B mobile, les tensions sur les brins 2 et 3 sont égales entre elles et à $P/2$. Le brin 4 n'est soumis à aucun effort mais le brin 1 est actionné par la force F.

Il en résulte que la poulie A est sollicitée par trois forces : F appliquée à l'extrémité du rayon $OC=R$; $P/2$ a pour bras de levier le rayon $OD=r$. Ces deux efforts tendent à faire tourner l'appareil dans le sens de la flèche F. Enfin, $P/2$ est appliquée au bout du rayon $OC'=R$ et tend à faire tourner la poulie A en sens inverse.

Nous nous trouvons en présence d'un treuil soumis à trois forces F, $P/2$ et $P/2$ ayant pour bras de levier R, r et R.

Pour qu'il y ait équilibre, écrivons :

$$M_o P = M_o R$$

Le moment de la puissance est

$$F R + \frac{P}{2} r.$$

Le moment de la résistance est

$$\frac{P}{2} R.$$

donc :

$$F R + \frac{P}{2} r = \frac{P}{2} R$$

$$F R = \frac{P}{2} R - \frac{P}{2} r$$

$$F R = \frac{P}{2} (R - r)$$

$$F = \frac{P (R - r)}{2 R} \quad (1)$$

$$F = \frac{P (R - r)}{2 R}$$

$$F \times 2 R = P (R - r)$$

$$\frac{F \times 2 R}{R - r} = P \quad (2)$$

$$F R + \frac{P}{2} r = \frac{P}{2} R$$

$$\frac{P}{2} r = \frac{P}{2} R - F R$$

$$\frac{P}{2} r = \left(\frac{P}{2} - F \right) R$$

$$\frac{\frac{P}{2} r}{\frac{P}{2} - F} = R \quad (3)$$

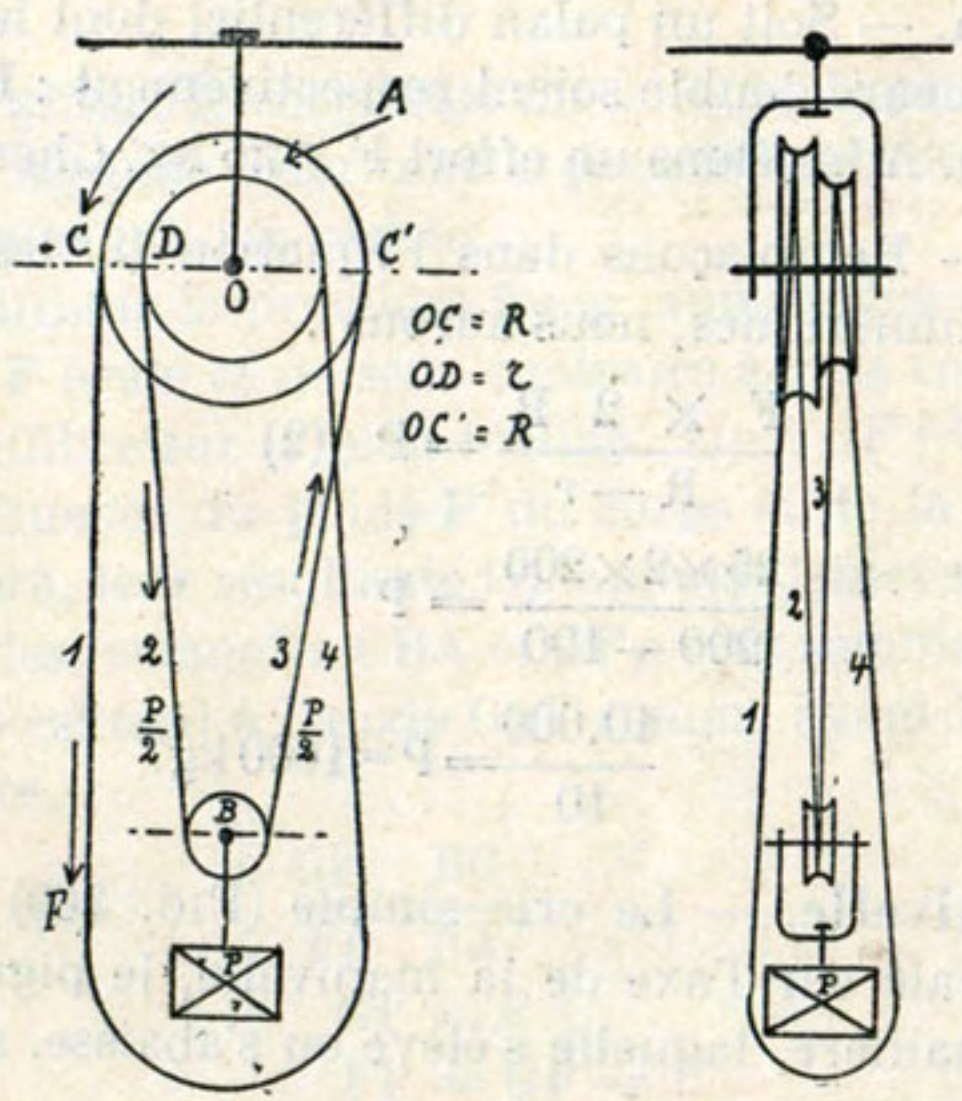


Fig. 368.

Cric à manivelle.

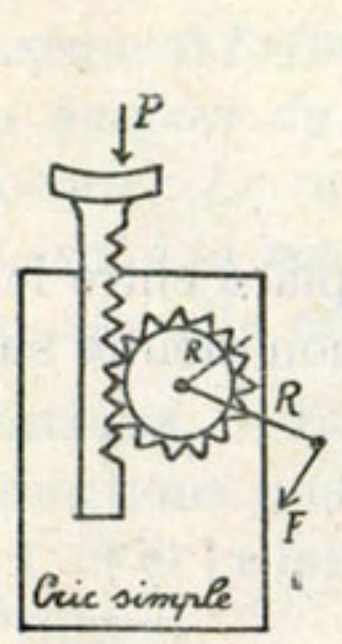


Fig. 369.

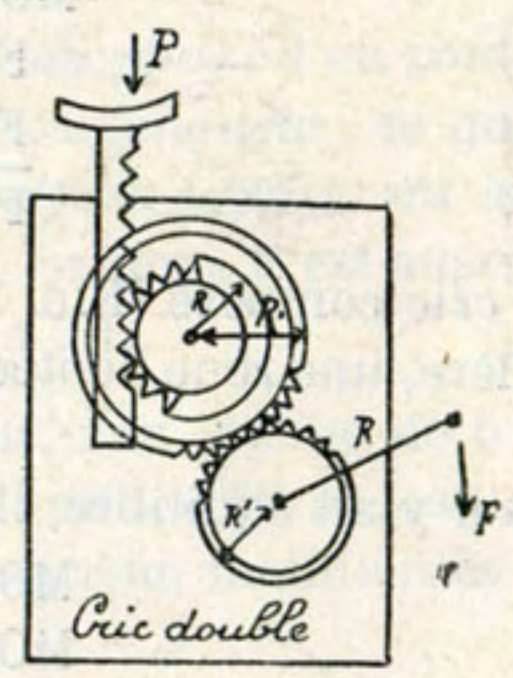


Fig. 370

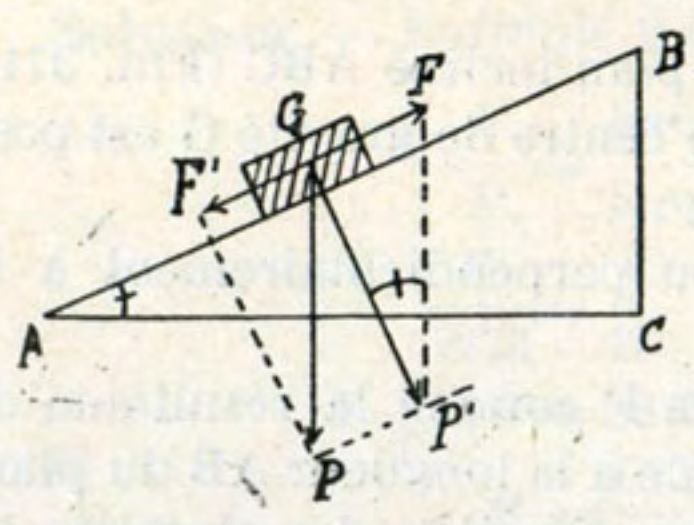


Fig. 371.

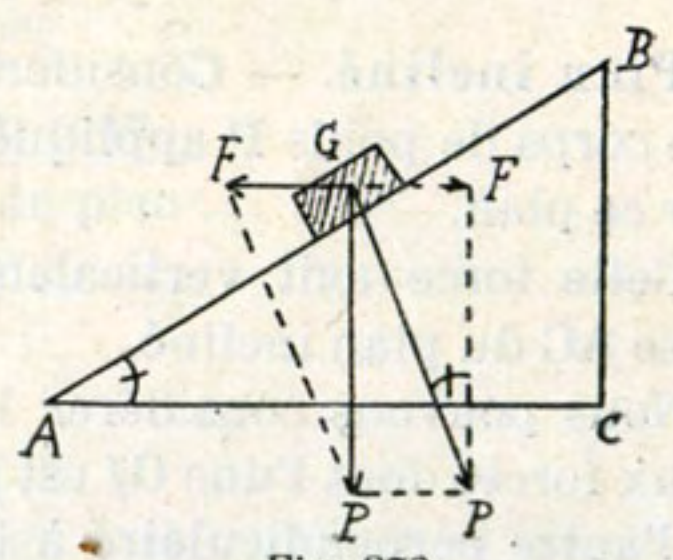


Fig. 372.

Application. — Soit un palan différentiel dont les rayons de la poulie supérieure double soient respectivement : $R=200$ m/m et $r=190$ m/m. Admettons un effort $F=25$ kg. Cherchez P .

Solution. — Remplaçons dans l'équation (2) les lettres par leurs valeurs numériques, nous aurons :

$$\frac{F \times 2 R}{R - r} = P \quad (2)$$

$$\frac{25 \times 2 \times 200}{200 - 190} = P$$

$$\frac{10,000}{10} = P = 1000 \text{ kg.}$$

Cric à manivelle. — Le cric simple (FIG. 369) se compose d'un pignon calé sur l'axe de la manivelle, le pignon engrène avec une crémaillère, laquelle s'élève ou s'abaisse, selon le sens de rotation du pignon.

Pour qu'il y ait équilibre, il faut que :

$$MOP = MOR$$

$$MOP = FR$$

$$MOR = Pr$$

donc :

$$FR = Pr$$

$$\frac{F}{P} = \frac{r}{R}$$

Dans le cric composé (FIG. 370), on a placé entre le pignon et la crémaillère, une roue dentée et un pignon montés sur le même axe.

Pour qu'il y ait équilibre, il faut que :

$$MOP = MOR$$

$$MOP = FRR'$$

$$MOR = Prr'$$

donc :

$$FRR' = Prr'$$

$$\frac{F}{P} = \frac{r r'}{R R'}$$

Plan incliné. — Considérons le plan incliné ABC (FIG. 371). Un corps de poids P appliqué à son centre de gravité G est posé sur ce plan.

Cette force agit verticalement ou perpendiculairement à la base AC du plan incliné.

Nous pouvons considérer la force F comme la résultante de deux forces dont l'une Gf est parallèle à la longueur AB du plan, et l'autre perpendiculaire à la même direction. La première Gf

tend à faire glisser le corps suivant la ligne de plus grande pente du plan. La seconde détermine la pression de l'objet sur le plan, c'est ce dernier qui lui résiste.

Pour équilibrer la première force, appliquons au point G une autre force F égale et de sens contraire à f , le corps sera maintenu en équilibre sur le plan incliné. Ainsi $GF = Gf$.

Sous l'influence du poids P du corps et de la force F qui se font équilibre, leur résultante Gp appuie l'objet sur le plan. Les deux triangles rectangles CBA et GFp sont semblables parce que l'angle CAB est égal à l'angle GpF comme ayant leurs côtés perpendiculaires,

il en résulte que : $\frac{GF}{Fp} = \frac{BC}{BA}$

Mais : $GF = F$

et : $FP = GP = P$

donc on a : $\frac{F}{P} = \frac{BC}{BA}$

c'est-à-dire : $\frac{F}{P} = \frac{\text{hauteur du plan}}{\text{longueur du plan}}$

Par conséquent *l'effort parallèle au plan est au poids du corps, comme la hauteur du plan est à sa longueur*; ce qui peut s'énoncer encore : *Le rapport de l'effort équilibrant au poids du corps, est égal à la pente du plan*. La force F est aussi petite que possible quand elle est parallèle à AB.

Applications. — Supposons un plan incliné de 5 m. de longueur, admettons que sa hauteur soit 0.50 m., sa pente sera $0.50/5$ ou $1/10$ et la force F nécessaire au maintien de l'équilibre sera de $P/10$ kg.

Quelle est la force nécessaire pour équilibrer une charge de 5275 kg. sur un plan incliné dont la longueur est de 15 m. et la hauteur verticale 4 m.

Solution. — Formule d'équilibre :

$$\frac{F}{P} = \frac{\text{hauteur du plan}}{\text{longueur du plan}}$$

$$\frac{F}{5275} = \frac{4}{15}$$

$$F \times 15 = 5275 \times 4$$

$$F = \frac{5275 \times 4}{15}$$

$$F = 1406 \text{ k. } 66.$$

Un effort de 525 kg. est appliqué sur un plan incliné de 25 m. de long sur 3 m. de haut : déterminer le poids qu'il peut équilibrer.

Solution :

$$\frac{F}{P} = \frac{\text{hauteur du plan}}{\text{longueur du plan.}}$$

$$\frac{525}{P} = \frac{3}{25}$$

$$P \times 3 = 525 \times 25$$

$$P = \frac{525 \times 25}{3}$$

$$P = 4375 \text{ kilogr.}$$

Si la force F agit horizontalement (FIG. 372), c'est-à-dire parallèlement à la base AC du plan, son rapport à la résistance P est égal au rapport de la hauteur CB du plan à sa base AC .

Ce qui s'écrit :

$$\frac{F}{P} = \frac{BC}{AC} \quad \text{c'est-à-dire}$$

$$\frac{F}{P} = \frac{\text{hauteur du plan}}{\text{base du plan}}$$

$$\frac{GF}{Fp} = \frac{BC}{AC}$$

$$\left. \begin{array}{l} CF = F \\ Fp = P \end{array} \right\} \left\{ \begin{array}{l} BC = H \\ AC = B \end{array} \right.$$

$$\frac{F}{P} = \frac{BC}{AC} = \frac{F}{P} = \frac{H}{B}$$

Grue roulante de 4 T, à portique pour atelier de montage.
Fig. 366.

$$2FR \times R' = \frac{P}{4} \times r' \times r$$

$$2F = \frac{\frac{P}{4} \times r' \times r}{R \times R'}$$

$$F = \frac{\frac{P}{4} \times r' \times r}{R \times R' \times 2}$$

Presse hydraulique (FIG. 373). — Princip. de la presse et appareils hydrauliques. — Les liquides transmettent également dans tous les sens une pression exercée en un point quelconque de leur masse. La force totale, que supporte une surface est proportionnelle à son étendue. Seulement ce que l'on gagne en force on le perd en vitesse.

Elle se compose de deux corps de pompe inégaux A et B garnis de pistons justes et unis par un tube C de communication, de clapets d'aspiration et de refoulement. Un levier LI permet d'actionner le petit piston. Soient S l'aire de la section du piston B et S' l'aire de la section du piston A.

P et P' les pressions qui sont exercées sur le grand et le petit piston.

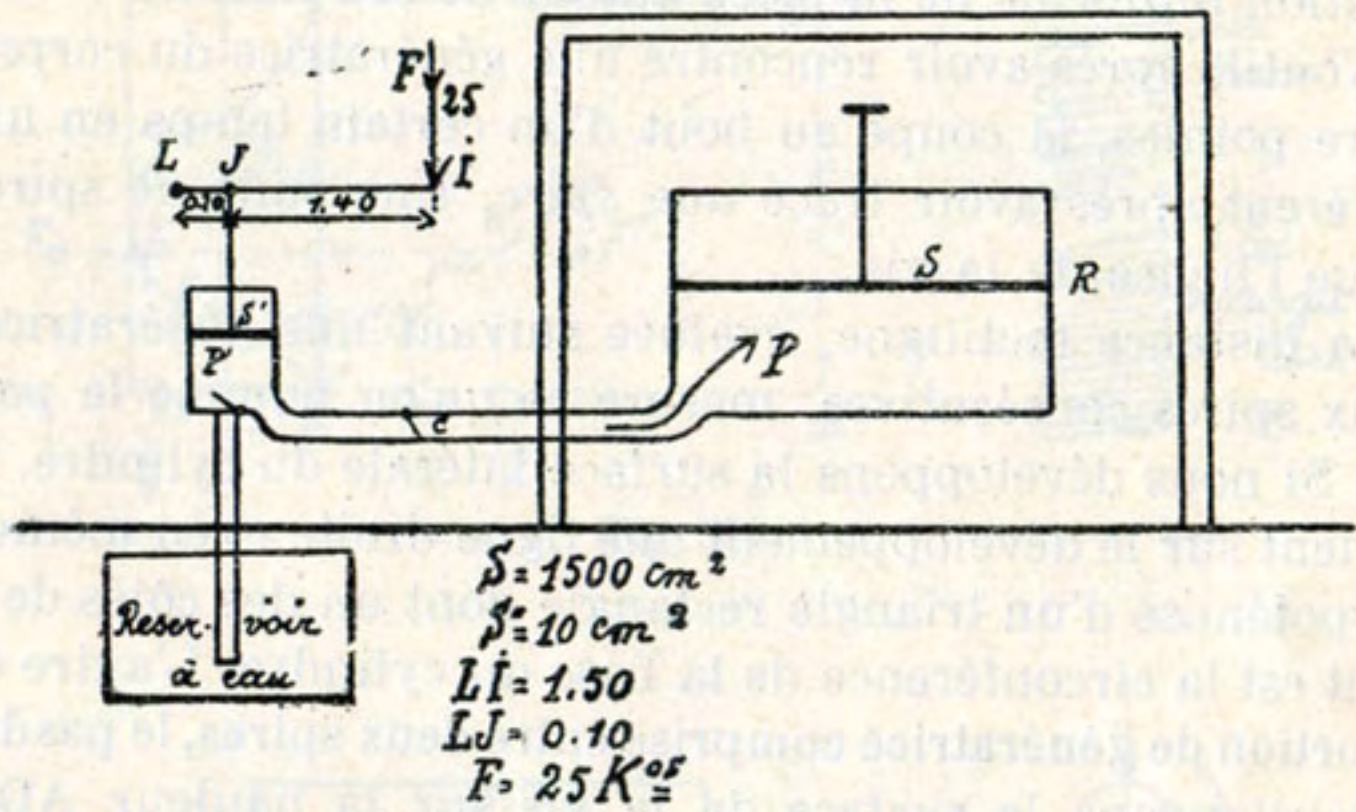


Fig. 373.

Formule d'équilibre : $\frac{P}{P'} = \frac{S}{S'}$

Cherchons P'.

$$\frac{FIL}{JL} = \frac{P'}{1} = \frac{25 \times 1.50}{0,10} = 375 \text{ k}^{\text{os}}$$

Cherchons P.

$$\frac{P}{P'} = \frac{S}{S'} \quad P = \frac{P' \times S}{S'} = \frac{375 \times 1,500}{10} = P = 56,250 \text{ k}^{\text{os}}$$

Elle est employée pour des tractions et des compressions considérables, pour faire fonctionner certaines machines-outils à river, à poinçonner, à cisailer etc., pour le calage et décalage d'un grand nombre de pièces; les centres et manivelles des roues.

Vis (FIG. 374-375). — On obtient une vis en creusant sur le tour une rainure en hélice, dans un cylindre, un cône, etc., dont les formes sont symétriques par rapport à un ou plusieurs axes de figure. La forme de la rainure peut d'ailleurs être quelconque.

Elle peut avoir une section de forme carrée ou une section triangulaire. Ces deux formes sont les plus usitées dans l'industrie : c'est-à-dire les vis à filet carré et celles à filet triangulaire. La portion cylindrique de métal qui subsiste au fond du filet porte le nom de noyau de la vis.

Dans tous les cas, la vis est une application de la courbe géométrique appelée *hélice*.

L'*hélice* est engendrée par un point qui se meut d'un mouvement uniforme suivant la génératrice d'un cylindre pendant la rotation uniforme de la pièce autour de son axe.

L'outil, après avoir rencontré une génératrice du corps monté entre pointes, la coupe au bout d'un certain temps en un point différent après avoir tracé une *spire*. Une suite de spires constitue l'hélice de la vis.

La distance rectiligne, évaluée suivant une génératrice entre deux spires consécutives, mesure ce qu'on nomme le *pas* de la vis. Si nous développons la surface latérale du cylindre, l'hélice devient sur le développement une ligne droite et en même temps l'hypoténuse d'un triangle rectangle dont un des côtés de l'angle droit est la circonférence de la base du cylindre. L'autre côté est la portion de génératrice comprise entre deux spires, le pas de la vis.

Développons la surface de la vis sur la hauteur AD d'une spire, nous obtiendrons le rectangle ADCB; la spire deviendra la diagonale AC du rectangle. Il est évident que nous avons un plan incliné ABC ayant pour longueur AC, ou la spire; pour hauteur AD ou CB ou le pas de la vis et pour base AB ou la circonférence de la vis. Dans le développement, si nous prenons deux points F et K de l'hélice, les *avancements* AI' et AH' suivant la circonférence sont proportionnels aux montées IK' et H'F' suivant les génératrices à cause de la similitude des triangles K'AI' et F'AH'.

Equilibre de la vis. — L'équilibre de la vis sera donc le même que celui du plan incliné, la puissance étant appliquée parallèlement à la base. Soit un point matériel K placé sur l'hélice. Il est situé sur un plan incliné qui fait le tour du noyau de la vis. En développant sa position en K'. Dès lors ce point est sollicité verticalement par son poids P et par une force *f* horizontale, et nous avons d'après ce qui précède

$$\frac{f}{P} = \frac{\text{Hauteur}}{\text{base}} \quad (1).$$

La hauteur est le pas p de la vis.

La base est le développement $2 \pi r$ de la circonférence de base du cylindre.

Donc (1) devient :

$$\frac{f}{P} = \frac{p}{2 \pi r} \quad (2).$$

Nous supposons ici l'effort f placé sur la vis elle-même, mais nous pouvons considérer un effort F situé à l'extrémité d'un levier de longueur L comme dans le vérin (cric à vis) et dans ce cas $2 \pi r$ devient $2 \pi L$. Il en résulte que (2) devient :

$$\frac{F}{P} = \frac{p}{2 \pi L} \quad (3).$$

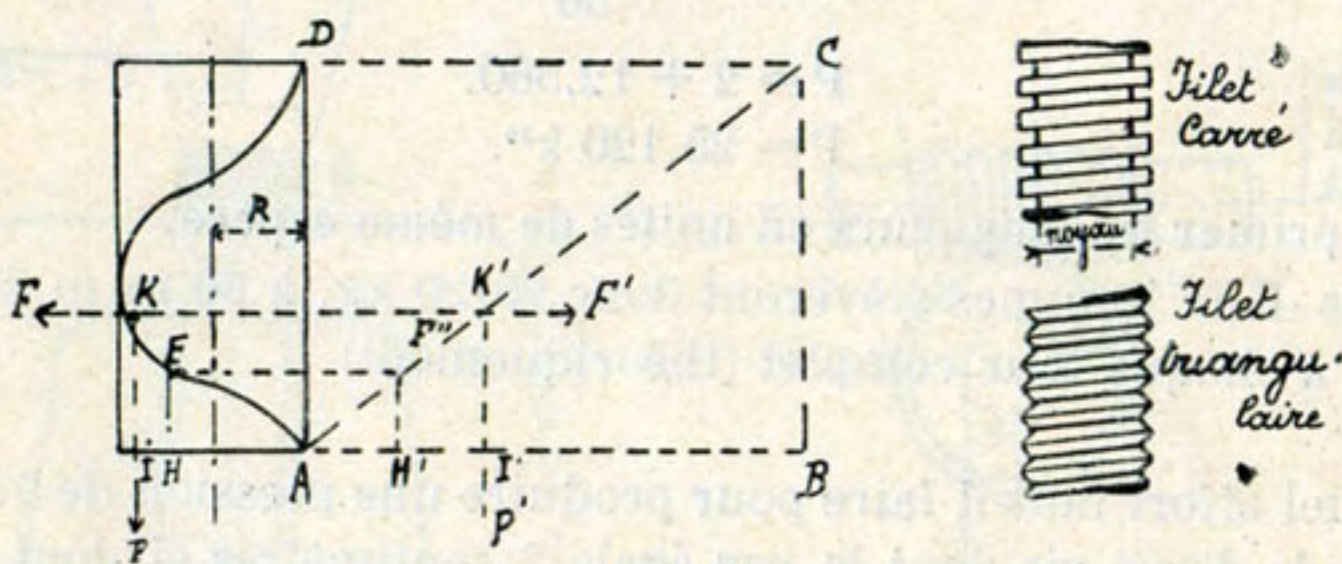


Fig. 374.

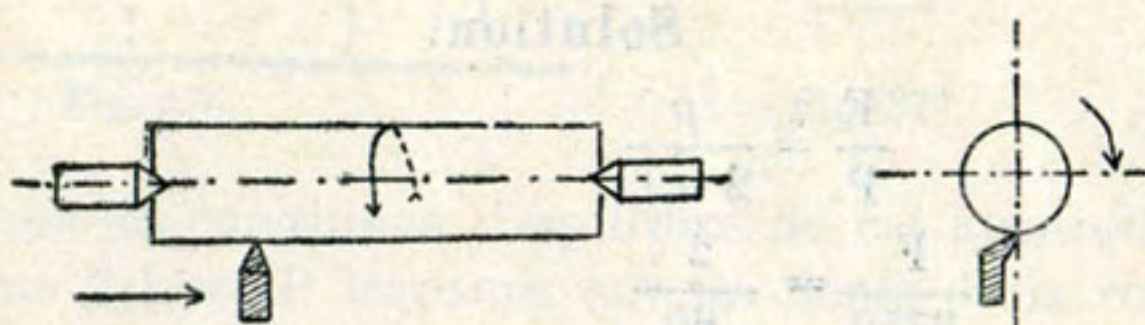


Fig. 375.

Dans une vis en équilibre, la puissance F est à la résistance P comme la longueur du pas p est à la circonférence décrite par le point d'application de la puissance.

La vis reçoit un très grand nombre d'applications dans la pratique. Les vérins, les tendeurs, les boulons d'assemblage, etc., en sont des exemples.

Application. — Quelle sera la charge à laquelle pourra faire équilibre deux hommes agissant sur un vérin (cric à vis) avec un levier de 2 mètres de longueur, sachant que l'effort produit par chaque homme est de 30 kg. et que le pas de la vis est de 30 m/m (Fig. 376).

Solution.

Formule d'équilibre :

$$\frac{F}{P} = \frac{p}{2 \pi L} \quad (3).$$

Remplaçons dans la relation (3) les lettres par leurs valeurs numériques :

$$\frac{2 \times 30}{P} = \frac{30 \text{ m/m}}{2 \times 3,14 \times 2,000 \text{ m/m}}$$

$$\frac{60}{P} = \frac{30}{12,560}$$

$$P \times 30 = 60 \times 12,560.$$

$$P = \frac{60 \times 12,560}{30}$$

$$P = 2 + 12,560.$$

$$P = 25,120 \text{ k}^{\text{os}}.$$

Exprimer les longueurs en unités de même espèce.

Les deux hommes élèveront donc 25120 kg. à 30 m/m de hauteur à chaque tour complet (théoriquement).

Quel effort faut-il faire pour produire une pression de 6750 kg. à l'aide d'une vis dont le pas égale 2 centimètres et dont la circonférence est 60 centimètres.

Solution.

$$\frac{F}{P} = \frac{p}{2 \pi L}$$

$$\frac{F}{6750} = \frac{2}{60}$$

$$F \times 60 = 2 \times 6750$$

$$F = \frac{2 \times 6750}{60}$$

$$F = 225 \text{ kgr. (effort théorique abstraction faite du frottement.)}$$

Quelle serait la force à appliquer pour obtenir la même pression en faisant mouvoir la vis avec un levier de 36 c/m de rayon.

Solution.

$$\frac{F}{P} = \frac{p}{2 \pi L}$$

$$\frac{F}{6750} = \frac{p}{2 \times 3,14 \times 36}$$

$$\frac{F}{6750} = \frac{2}{226}$$

$$F \times 226 = 2 \times 6750$$

$$F = \frac{2 \times 6750}{226}$$

$$F = 60 \text{ kgr. (effort théorique.)}$$

Treuil à vis sans fin (FIG. 377). — Une vis qui ne peut se déplacer dans le sens longitudinal ou suivant son axe et qui agit en tournant sur une roue dentée pour lui imprimer la rotation, nous donne un exemple de la *vis sans fin*.

Sur l'axe de la roue dentée est placé un tambour autour duquel s'enroule une corde chargée à son extrémité d'un poids Q .

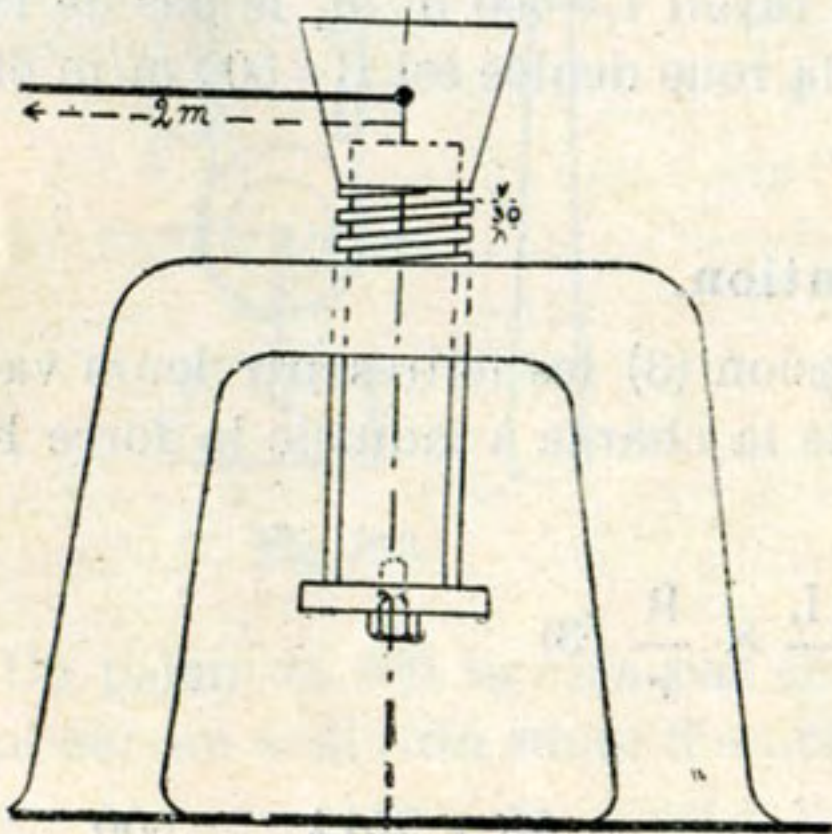


Fig. 376.

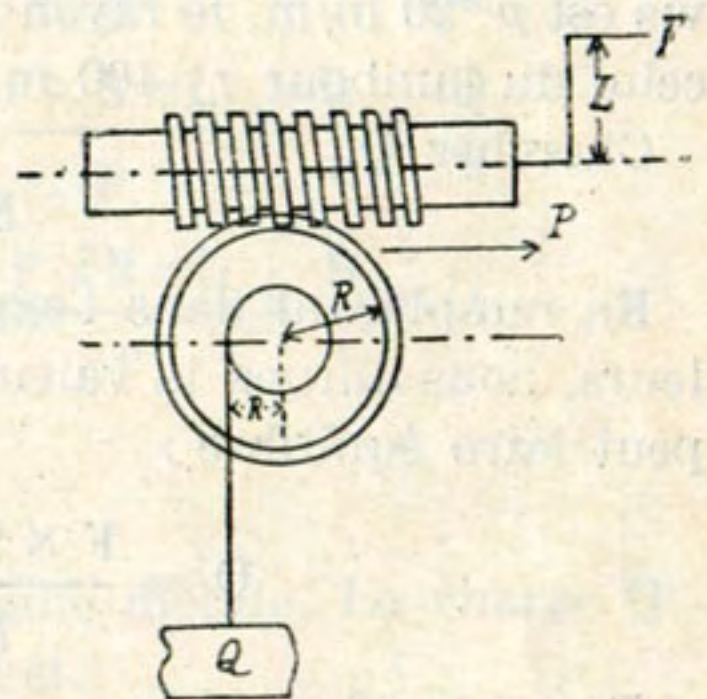


Fig. 377.

Examinons les conditions d'équilibre de cet appareil.

Cherchons l'effort P transmis sur les dents de la roue; connaissant p = pas de la vis sans fin, L = rayon de la manivelle, F effort appliqué à l'extrémité de la manivelle.

Formule d'équilibre de la vis :

$$\frac{F}{P} = \frac{p}{2 \pi L}$$

$$F \times 2 \pi L = P \times p$$

$$\frac{F \times 2 \pi L}{p} = P \quad (1)$$

La roue dentée de rayon R reçoit cette force P sur sa denture et la transmet au tambour de rayon r . Nous sommes ici dans les conditions d'un treuil ordinaire qui possède une manivelle de rayon R et un tambour de rayon r . Un effort P est appliqué au bout du rayon R .

Pour qu'il y ait équilibre, il faut que :

$$Q \times r = PR.$$

Mais si nous remplaçons P par sa valeur déjà trouvée (1), il vient :

$$Q \times r = \frac{F \times 2 \pi L}{p} \times R$$

$$Q = \frac{F \times 2 \pi L}{p} \times \frac{R}{r} \quad (3)$$

Application. — Soit un treuil à vis sans fin, dans lequel la vis portant une manivelle à chaque extrémité est manœuvrée par deux ouvriers, exerçant chacun un effort de 20 kg. Les manivelles ont toutes deux un rayon $L=400$ m/m, le pas de la vis est $p=20$ m/m, le rayon de la roue dentée est $R=500$ m/m et celui du tambour $r=100$ m/m.

Cherchez Q.

Solution.

En remplaçant dans l'expression (3) les lettres par leurs valeurs, nous aurons la valeur de la charge à laquelle la force F peut faire équilibre :

$$Q = \frac{F \times 2 \pi L}{p} \times \frac{R}{r} \quad (3)$$

$$F = 2 \times 20 = 40 \text{ kg.}$$

$$2\pi L = 2 \times 3,14 \times 400 = 2512 \text{ m/m}$$

$$p = 20 \text{ m/m (filet simple)}$$

$$R = 500 \text{ m/m}$$

$$r = 100 \text{ m/m}$$

$$Q = \frac{40 \times 2512}{20} \times \frac{500}{100}$$

$$Q = 2 \times 2512 \times 5$$

$$Q = 25120 \text{ k}^{\text{os}}$$

La vis est une combinaison mécanique très avantageuse tant au point de vue de la force qu'au point de vue de la précision, mais la perte en frottements est importante.

Il y a des vis sans fin à double ou à triple filet; dans ce cas le pas le plus rapide, c'est-à-dire à spires plus longues, faisant avancer la roue dentée de 2 ou 3 dents à chaque révolution de la vis sans fin.

Palan Lùders à vis sans fin et enrayage automatique
(FIG. 378).

Cherchons :

1° L'effort P transmis sur les dents de la roue.

2° La charge Q.

Formule d'équilibre de la vis :

$$\frac{F}{P} = \frac{p}{2\pi L}$$

$$F \times 2\pi L = P \times p$$

$$\frac{F \times 2\pi L}{p} = P$$

$$P \times R = \frac{Q}{2} r$$

$$\frac{F \times 2\pi L}{p} \times R = \frac{Q}{2} r$$

$$\frac{F \times 2\pi L}{p} \times \frac{R}{r} = \frac{Q}{2}$$

$$2 \times \frac{F \times 2\pi L}{p} \times \frac{R}{r} = Q$$

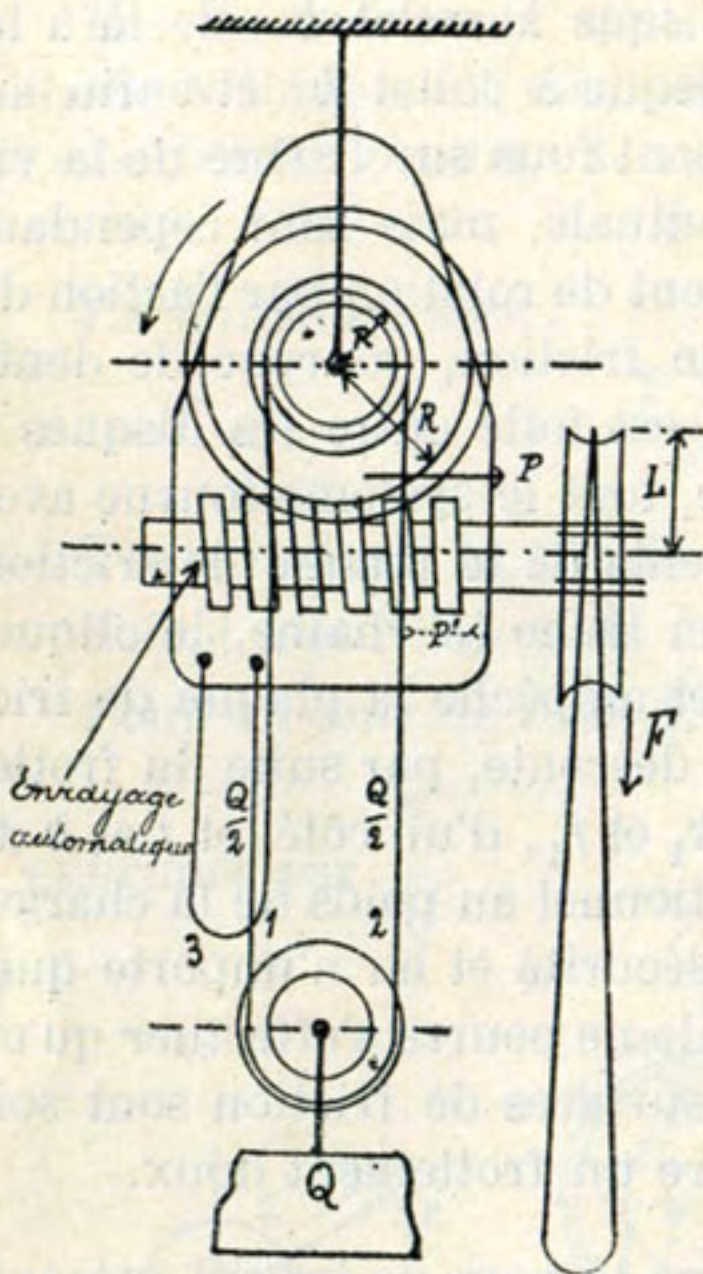


Fig. 378.

Un palan de 500 kg. n'a pas de poulie mobile. La charge Q agit sur un seul brin muni d'un crochet.

Enrayage automatique. — L'enrayage agit comme suit : la charge suspendue produit sur la vis sans fin C (voir croquis ci-dessous) une pression longitudinale qui se transmet de la vis

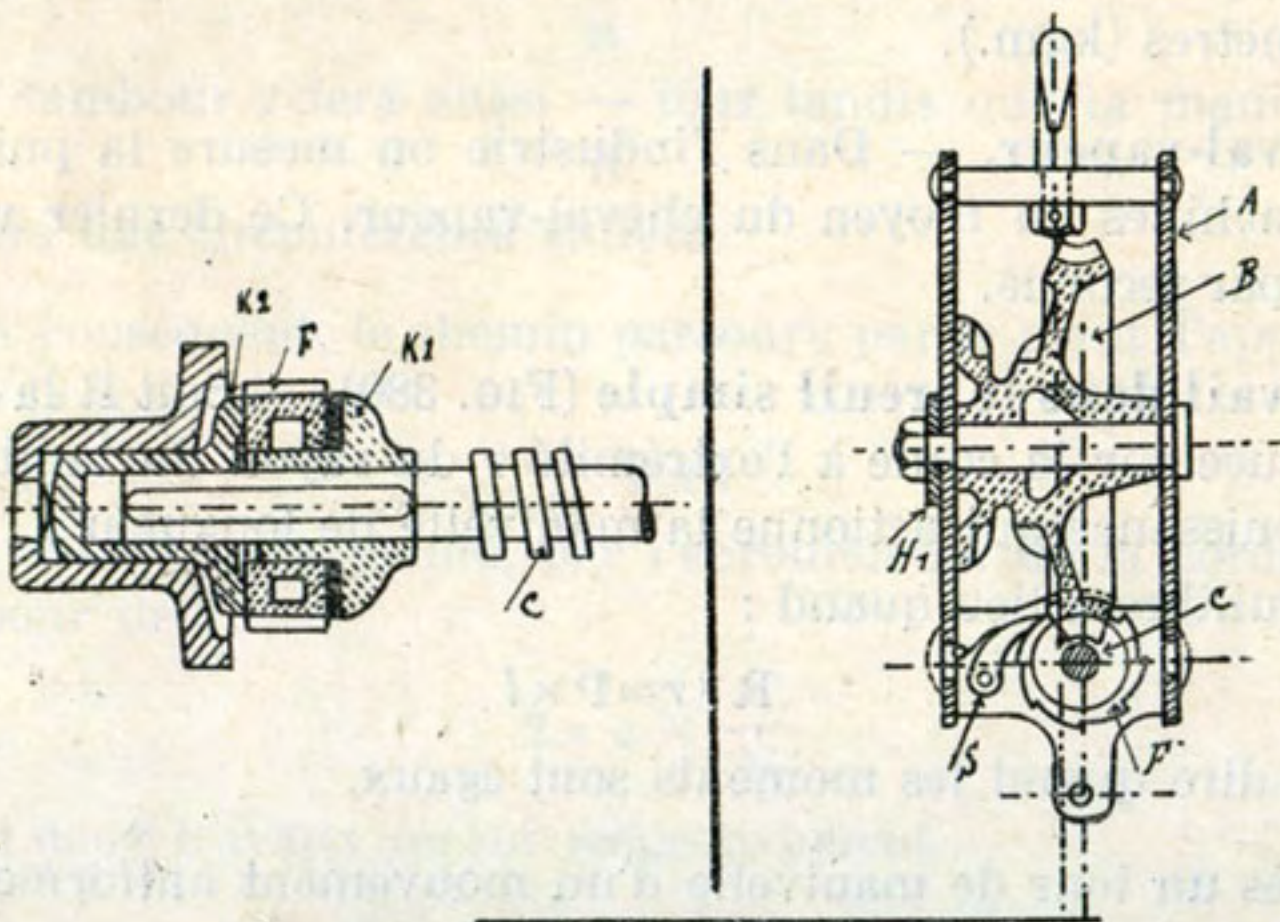


Fig. 379.

sans fin par l'axe de celle-ci au disque à collet k ; de là à la plaque de friction f , et puis au disque à collet k et enfin au palier. Les deux disques à collets sont fous sur l'arbre de la vis sans fin dans la direction longitudinale, mais sont cependant forcés de prendre part au mouvement de rotation par l'action du ressort. Au contraire, la plaque de friction, pourvue de dents d'arrêt à sa périphérie extérieure, est folle entre les disques à collet. Lorsqu'on soulève la charge, tout le système tourne avec l'arbre de la vis sans fin et les dents de la plaque de friction tournent sous le cliquet. Lorsqu'on lâche la chaîne, le cliquet entre immédiatement en fonction et empêche la plaque de friction de tourner encore. Pendant la descente, par suite du frottement à vaincre entre les surfaces k_1 et f_1 , d'un côté, et f et k de l'autre, frottement toujours proportionnel au poids de la charge, cette dernière peut donc en toute sécurité et en n'importe quel point, rester stationnaire; sa descente ne pourra s'effectuer qu'en tirant sur la chaîne à main. Les surfaces de friction sont soigneusement lubrifiées, ce qui assure un frottement doux.

Travail mécanique. — On donne le nom de travail mécanique au produit d'une force par le chemin parcouru. Le chemin parcouru doit être compté suivant la direction de la force.

Kilogrammètre. — *Le kilogrammètre est l'unité de travail, c'est le travail qu'il faut développer pour élever 1 kg. à 1 mètre de hauteur.*

Un travail est le produit d'un certain nombre de kilogrammes par un certain nombre de mètres. Le résultat donne des kilogrammètres (kgm.).

Cheval-vapeur. — Dans l'industrie on mesure la puissance des machines au moyen du cheval-vapeur. Ce dernier vaut 75 kgm. par seconde.

Travail dans le treuil simple (FIG. 380). — Soit R la charge appliquée sur la corde à l'extrémité r du rayon du tambour et P la puissance qui actionne la manivelle de longueur l .

L'équilibre a lieu quand :

$$R \times r = P \times l$$

c'est-à-dire quand les moments sont égaux.

Après un tour de manivelle d'un mouvement uniforme, nous aurons :

$$R \times 2 \pi r = P \times 2 \pi l$$

Les deux travaux sont égaux. Admettons que la manivelle fasse N tours en 1 minute.

Le travail pendant 1 minute sera :

$$P \times 2 \pi l \times N$$

La puissance sera :

$$\frac{P \times 2 \pi l \times N}{60 \times 75}$$

Travail dans le treuil à engrenages (FIG. 381).

Soient n et N les dents des roues b et B .

Pour un tour de roue b , la roue B fera une fraction de tour

exprimée par $\frac{n}{N}$.

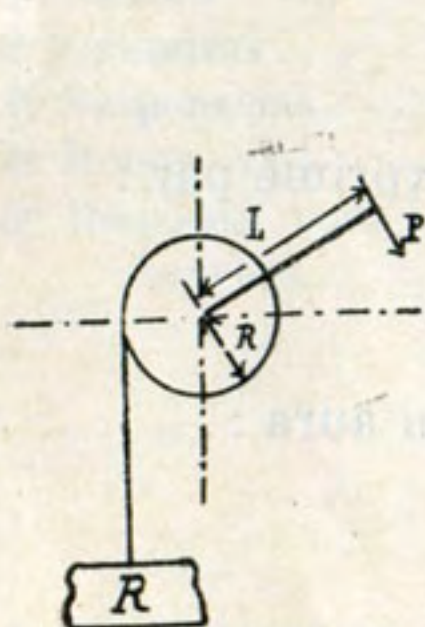


Fig. 380.

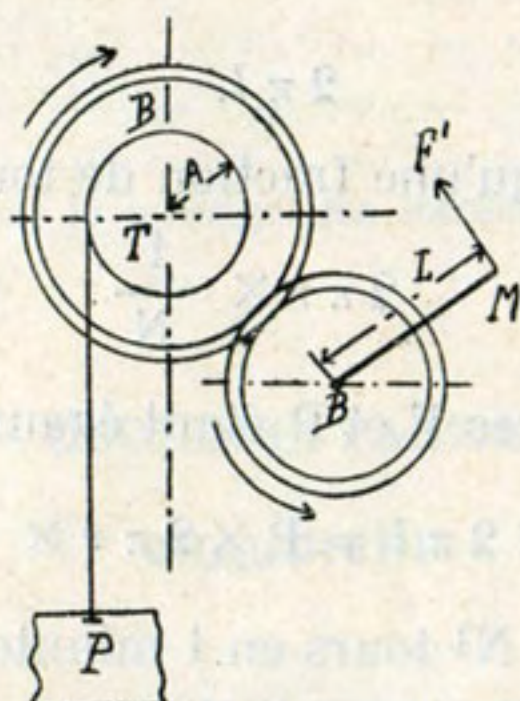


Fig. 381.

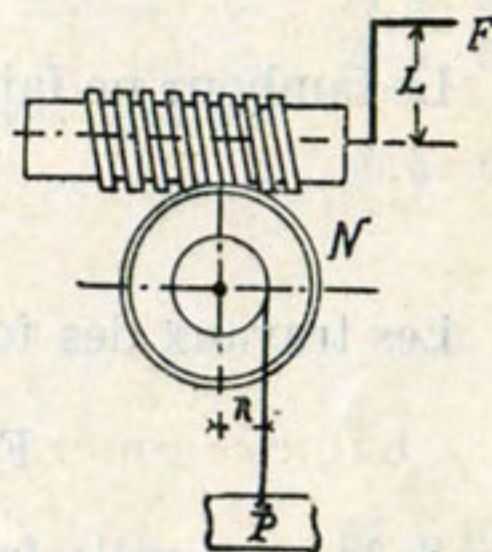


Fig. 382.

Le tambour t fera aussi $\frac{n}{N}$ tour tandis que la manivelle M N décrira une circonférence entière.

Par conséquent, le chemin parcouru par le point d'application M de la force sera :

$$2 \pi l$$

La charge aura monté, par l'enroulement de la corde sur le tambour de :

$$2 \pi a \times \frac{n}{N}$$

Les deux travaux seront respectivement :

$$F \times 2 \pi l \text{ et } P \times 2 \pi a \times \frac{n}{N}$$

Mais comme ils sont égaux, on a :

$$F \times 2 \pi l = P \times 2 \pi a \times \frac{n}{N}$$

Si la manivelle fait N' tours en 1 minute, on aura :

$$F \times 2 \pi l \times N' \text{ kgm.}$$

et la puissance :

$$\frac{F \times 2 \pi \times N'}{60 \times 75}$$

Travail dans le cas de la vis tangente (FIG. 382).

Soient N le nombre des dents de la roue; r le rayon du tambour, l la longueur de la manivelle, F puissance appliquée sur cette manivelle.

Un tour de manivelle fait décrire à la force F un chemin égal à

$$2 \pi l.$$

Le tambour ne fait qu'une fraction de tour exprimé par :

$$2 \pi r \times \frac{1}{N}$$

Les travaux des forces F et P étant égaux, on aura :

$$F \times 2 \pi l = P \times 2 \pi r \times \frac{1}{N}$$

Si la manivelle fait N' tours en 1 minute, on aura :

$$F \times 2 \pi l \times N' \text{ kgm.}$$

et la puissance :

$$\frac{F \times 2 \pi l \times N'}{60 \times 75}$$

RÉPERTOIRE

PREMIERE PARTIE

CHASSIS

	Pages
1° Châssis	1 à 6
2° Cylindres	6 à 14
3° Suspensions..	14 à 29
4° Roues	29 à 59
5° Dispositif pour faciliter le passage des locomotives dans les courbes... ..	59 à 63

DEUXIEME PARTIE

CHAUDIÈRE

1° Chaudière	65 à 102
2° Echappement	102 à 104
3° Appareils de sécurité	104 à 120
4° Appareils d'alimentation	120 à 144
5° Prises de vapeur	144 à 147
6° Surchauffe... ..	147 à 176

TROISIEME PARTIE

MECANISME

1° Cylindres	176 à 181
2° Chapelles de distribution, piston moteur... ..	182 à 202
3° Bielles	202 à 210
4° Action de la vapeur sur le piston moteur	210 à 217
5° Tiroirs de distribution avec appareils compensateurs... ..	217 à 220
6° Pistons distributeurs	220 à 226
7° Graissage	226 à 236
8° Distribution de vapeur..	236 à 256
9° Appareils de changement de marche	256 à 260
10° Frein à contre-vapeur	260 à 262

	Pages
11° Note sur le principe du compoundage. Locomotive à vapeur saturée... ..	263 à 270
12° Conduite du feu	270 à 271
13° Locomotives à grande vitesse	271 à 272
14° Puissance de traction des locomotives	272 à 274
15° Puissance de la machine à vapeur	274 à 281

QUATRIEME PARTIE

ACCESSOIRES.

1° Attelages	283 à 284
2° Freins... ..	284 à 310
3° Sablières	310 à 312
4° Service de roulement des locomotives..	312 à 314
5° Types de machines-outils nécessaires dans un atelier de lignes	315 à 319
6° Appareils et engins de levage employés dans les ateliers centraux et ateliers de lignes	319 à 368



Clichés et Dessins
de la
Photogravure Nationale
Bruxelles.
