

CHAPITRE VI

SUSPENSION (ENSEMBLE)

A. — FONCTIONNEMENT THÉORIQUE DE LA SUSPENSION

La suspension est un intermédiaire élastique dans le sens vertical entre le poids non suspendu constitué par les essieux et leurs boîtes et le poids suspendu constitué par le châssis. Son rôle est double :

— Elle amortit les chocs dus aux inégalités de la voie et subis par le poids non suspendu. S'ils étaient transmis non amortis au châssis il fatiguerait anormalement — des chocs répétés amènent toujours à la longue des ruptures — et par moments pourrait être soulevé dangereusement pour la sécurité.

— Elle permet la répartition de la charge et son réglage sur chaque essieu. Si les essieux étaient solidaires du châssis sans ressorts interposés, il suffirait que l'un d'eux se trouvât au-dessus d'un très faible point bas de la voie, pour qu'il restât suspendu et ne supportât plus aucune charge. Par contre s'il existe un ressort il faut que la profondeur de ce point bas soit au moins égale à la flexion de charge du ressort pour que l'essieu soit complètement déchargé. Plus grande est la flexibilité des ressorts, plus faibles sont les variations de charge des essieux pour une dénivellation donnée, ce qui est avantageux pour l'adhérence des roues couplées (1), mais aussi plus grands sont les déplacements verticaux moyens des boîtes dans les glissières. Les ressorts de locomotive sont moins flexibles que ceux des autres véhicules et ceux des roues porteuses souvent plus flexibles que ceux des roues couplées. Pour ces derniers une flexion sous charge de 50 à 60 mm. est suffisante pour empêcher le déchargement complet de l'essieu.

L'organe essentiel de la suspension sera donc le ressort.

La répartition de la charge entre les essieux à suspension individuelle d'un véhicule est indéterminée dès qu'il y a plus de 2 essieux. Les ressorts permettent dans ce cas par le réglage de leur tension de réaliser pratiquement la répartition que l'on aura choisie (en particulier égalité sur les 2 roues d'un même essieu et égalité dans le cas général sur les différents essieux couplés).

On peut modifier cette répartition à volonté et elle se modifie constamment d'elle-même entre des limites assez faibles ($\pm 25\%$ environ) lorsque la machine circule sur une voie mal nivelée.

Pour conserver en permanence la répartition prévue, malgré les conditions défavorables de la voie ou malgré les altérations intempestives dues à des manœuvres maladroites des agents chargés du réglage on relie entre eux les ressorts voisins par des balanciers de répartition.

(1) A l'origine des chemins de fer, avec machines non suspendues, la variabilité de l'adhérence était telle que de nombreuses tentatives ont été faites pour prendre appui ailleurs que sur le rail de roulement (roues motrices à gorges biconiques, dispositifs à adhérence magnétique). L'application d'une suspension élastique et les améliorations apportées ont permis de se contenter du dispositif simple de traction par adhérence utilisé dès l'origine.

1° Balancier simple à répartition invariable.

Ce balancier est un levier articulé au châssis en un point intermédiaire et chargeant les extrémités voisines des ressorts.

a) Rôle statique.

Toutes les fois que la charge de l'une des extrémités du balancier varie d'une certaine quantité celle de l'autre varie d'une quantité proportionnelle aux longueurs des bras de levier.

Le rapport des charges sur les 2 roues conjuguées est alors invariable. Il est à remarquer que le ressort libre d'osciller autour de sa bride centrale, constitue lui aussi un balancier assurant l'égalité des charges sur ses 2 tiges de suspension.

Soit (*fig. 82*) un châssis de poids P suspendu à 2 roues par 2 ressorts conjugués par un balancier; les points d'appui sont A, B, C, les longueurs des bras de levier du balancier a et b . Les poids P_1 et P_2 suspendus sur chaque roue seront tels que :

$$P_1 + P_2 = P$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{b}{a}$$

d'où
$$P_1 = \frac{Pb}{b+a} \text{ et } P_2 = \frac{Pa}{b+a}$$

Les poids suspendus aux points A, B, C, sont :

en A :
$$\frac{P_1}{2} = \frac{Pb}{2(b+a)}$$

en B :
$$\frac{P_1}{2} + \frac{P_2}{2} = \frac{P}{2}$$

en C :
$$\frac{P_2}{2} = \frac{Pa}{2(b+a)}$$

L'on peut considérer le poids du châssis comme reposant tout entier sur un point virtuel O qui est le point d'application de la résultante des trois forces verticales appliquées en A, B, C. Pour que le châssis soit en équilibre dans cette position il faut que O et le centre de gravité G du châssis soient sur la même verticale. Si G est au-dessus de O, et c'est le cas général, l'équilibre est instable, s'il se confond avec O l'équilibre est indifférent, s'il est au-dessous l'équilibre est stable.

Lorsque plus de deux roues sont conjuguées par balanciers longitudinaux ou transversaux, les charges de ce groupe se composent de même en un seul point virtuel d'application de la résultante.

b) Rôle dynamique.

Soit (*fig. 83a*) 2 roues conjuguées par un balancier à bras égaux. Supposons que la roue A passe sur une dénivellation isolée de profondeur (h). Si cette dénivellation est brusque, si l'inertie du châssis et celle du balancier sont suffisantes pour que le premier ne s'affaisse pas et que le second ne joue pas pendant la dénivellation de la roue A, le seul ressort A fléchit et on a la position de la *figure 83b* identique à celle d'une suspension indépendante des deux essieux. Si le balancier ne présente aucune inertie susceptible de retarder son action régulatrice, le châssis ayant toujours l'inertie suffisante pour l'empêcher de s'affaisser on a la position de la *figure 83c*. Les 2 ressorts se détendent également. La variation proportionnelle de charge du ressort de la roue A est diminuée de moitié du fait du balancier et c'est là un premier rôle important. Si l'inertie du châssis est faible ou si la dénivellation est prolongée on a finalement la position de la *figure 83d* à laquelle le châssis arrive par une série d'oscillations

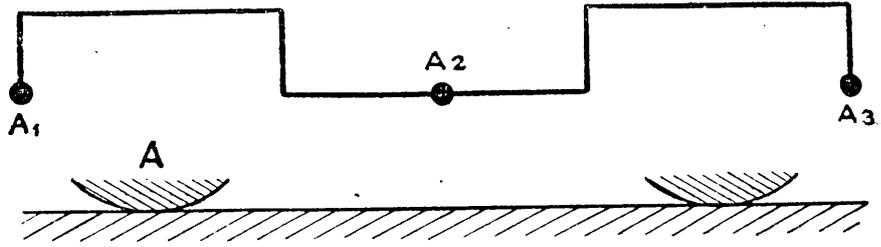


FIG. 83 a

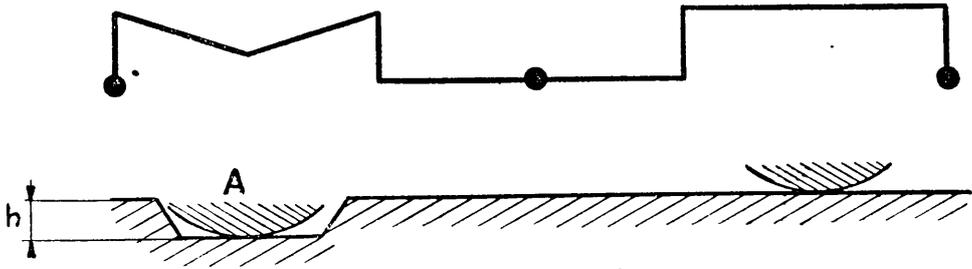


FIG. 83 b

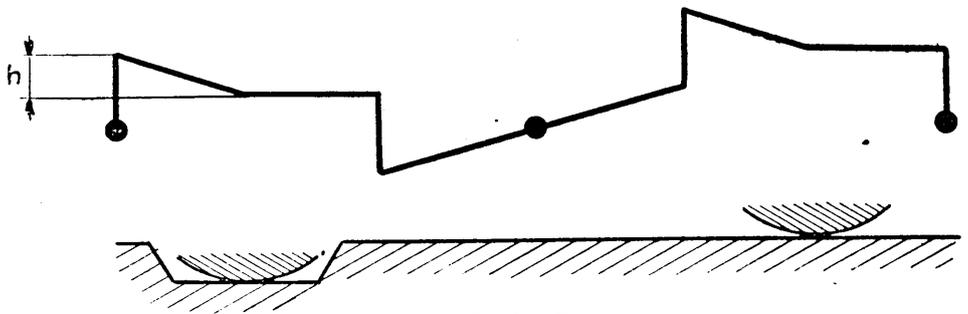


FIG. 83 c

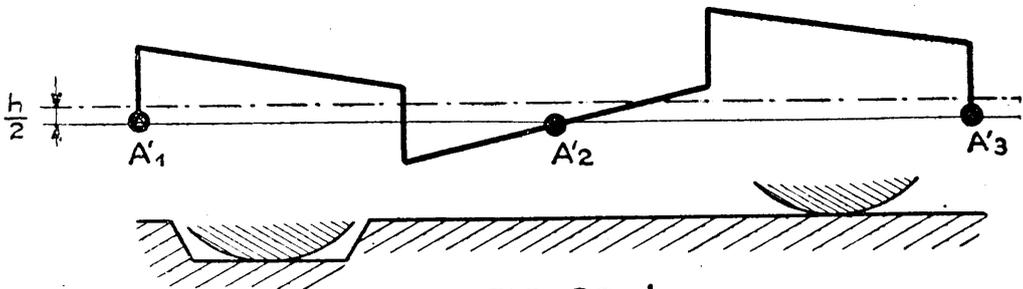


FIG. 83 d

verticales. Le châssis s'est affaissé parallèlement à lui-même de $\frac{h}{2}$, le balancier et les ressorts ont pris des positions inclinées et la charge des 2 roues est restée égale malgré leur dénivellation relative h .

En plus de l'inertie propre des organes mobiles il existe aussi des frottements considérables dans les articulations et entre les lames de ressort qui retardent l'action des balanciers. C'est pourquoi on peut voir une locomotive passer à petite vitesse sur une dénivellation sans que les balanciers ne bougent, cela n'ôte rien à l'utilité des balanciers qui remplissent leur office pour les grandes dénivellations, les seules dangereuses. Si le balancier est placé entre 2 ressorts chargeant directement les essieux, il ne joue qu'avec un certain retard comme on vient de

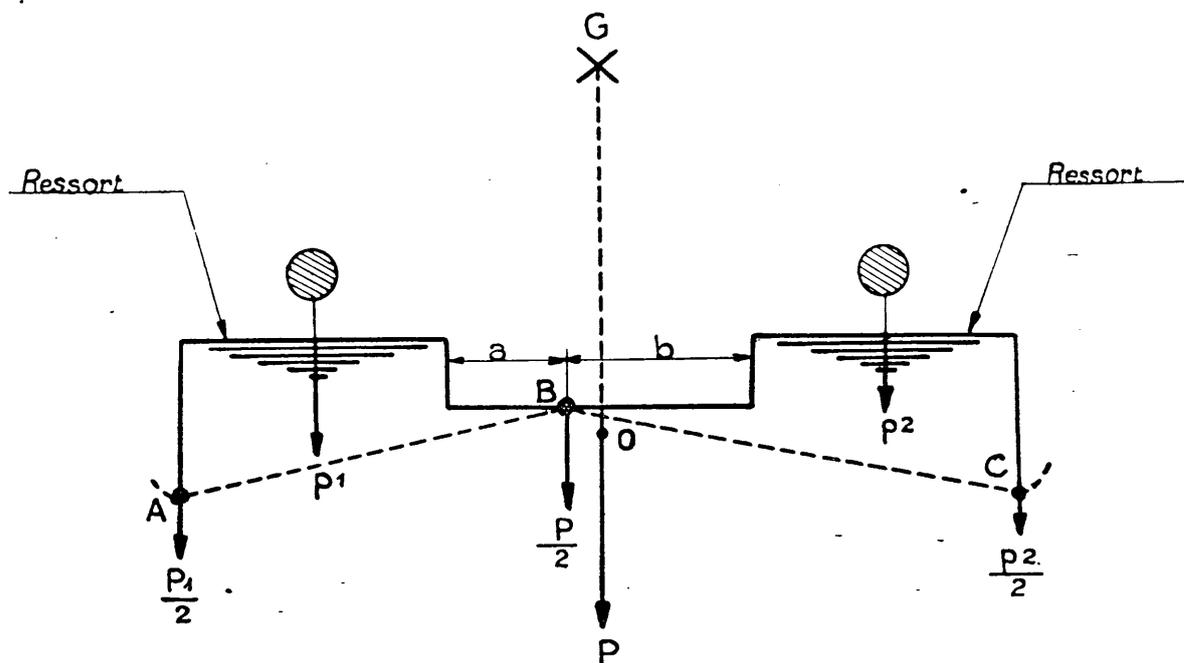


FIG. 82

l'expliquer alors que le ressort flexible subit immédiatement seul la déformation imposée par l'irrégularité de la voie. Dans la disposition américaine de la *figure 93* où c'est un balancier qui charge le 4^e essieu couplé le partage de la surcharge avec le 3^e essieu est au contraire immédiate.

Les balanciers ordinaires dont le plus grand poids, d'ailleurs relativement faible, est placé au voisinage de l'axe ont une faible inertie, par contre les bogies « faisant fonction de balancier » ont une inertie beaucoup plus considérable.

Lorsque plusieurs essieux sont conjugués, on ne peut du fait de l'inertie et des frottements, escompter le fonctionnement avantageux de tous les balanciers quand une seule roue entre dans une dénivellation instantanée, il ne faut alors compter que sur la roue elle-même et les 2 roues voisines. Dans le cas où la machine attaque en vitesse une courbe, la pente du raccordement de surhaussement crée des perturbations statiques et dynamiques prolongées dans la répartition des charges. On peut alors considérer la machine comme placée sur une surface gauche. Alors que si la suspension est indépendante les variations maxima de compression des différents ressorts sont proportionnelles à l'empattement réel, si la suspension est conjuguée cet empattement se réduit comme il sera expliqué au § B 1^o suivant.

On fait aussi usage de balanciers transversaux à bras égaux (*fig. 83e*) reliant les 2 ressorts des 2 roues d'un même essieu couplé extrême. Ce balancier est articulé en son centre au châssis ou à un autre balancier longitudinal (*fig. 84 ter*).

Le balancier transversal assure l'égalité des charges des 2 roues de chaque essieu du groupe et place le point virtuel de suspension de ce groupe dans le plan vertical de l'axe longitudinal du véhicule. Le pivot central sphérique d'un bogie tient lieu à la fois de balancier transversal et longitudinal. Les appuis latéraux sphériques d'un bogie tiennent lieu de balancier longitudinal.

En résumé les balanciers assurent l'invariabilité des charges, d'autant plus avantageuse qu'elle régularise mieux l'adhérence motrice et que les poids par essieu approchent des maxima autorisés ; ils diminuent dynamiquement beaucoup les variations de compression des ressorts dues aux dénivellations brusques et isolées ou aux raccords de dévers (1).

2° Palonnier à répartition variable.

La *figure 84a* montre la disposition d'un palonnier transversal qui joue partiellement le rôle d'un balancier (suspension AR de 141 R).

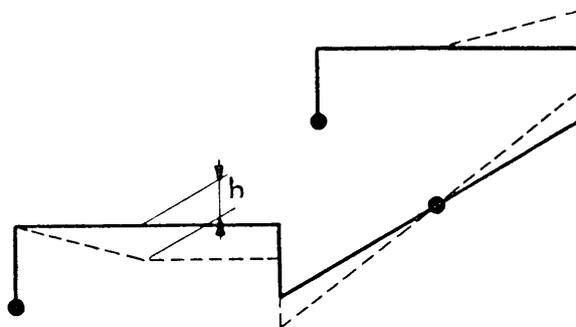


FIG. 83 e

a) Rôle statique.

Si la charge varie en l'un des quatre points d'attache des tiges de ressorts et tiges de suspension à ce palonnier, la répartition de la surcharge ou décharge entre les trois autres points est indéterminée (on a en effet un système de deux équations à trois inconnues).

Statiquement le balancier est en général symétriquement en équilibre sous quatre charges égales $P_1 = P_2 = P_3 = P_4$ (*fig. 84b*).

Si l'on se donne deux valeurs différentes de P_2 et P_3 on devra avoir pour que le palonnier reste en équilibre :

$$P_1 = \frac{P_2 + P_3}{2} + \frac{m}{p} \frac{P_2 - P_3}{2}$$

$$P_4 = \frac{P_2 + P_3}{2} - \frac{m}{p} \frac{P_2 - P_3}{2}$$

Application :

$$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = 5t \text{ et } \frac{m}{p} = \frac{4}{5}$$

Le palonnier reste en équilibre sous les quatre charges inégales :

$$P_2 = 5t \text{ et } P_3 = 3,5t \quad \text{d'où} \quad P_1 = 6,2t \quad \text{et} \quad P_4 = 3,8t.$$

Le rapport $\frac{P_1}{P_2}$ est passé de 1 à 1,24 et le rapport $\frac{P_4}{P_3}$ de 1 à 1,08.

Le palonnier n'a pas conservé le rapport des charges.

(1) Voir étude de M. Herdner (n° juin 1905 de la *Revue Générale des Chemins de Fer*) sur le fonctionnement des organes de la suspension des locomotives.

b) Rôle dynamique.

Si la roue A seule passe sur une dénivellation brusque et isolée de hauteur (h) et que nous supposons le palonnier restant immobile du fait de son inertie, la charge P_2 décroît et devient égale à :

$$P'_2 = P_2 - P_2 \frac{h}{2a}$$

a étant la flexion statique des ressorts.

Le balancier n'est plus en équilibre, il tend à osciller comme indiqué *figure 81c* autour du point O entre P_3 et P_4 en déchargeant la roue B et en chargeant au minimum et également les roues A' et B'. Pour un déplacement h' du point P_2 on a, en ne tenant pas compte de l'inertie des organes mobiles ni des frottements, les charges suivantes des ressorts :

Roue B :	$C'_1 = C_1 - C_1 \cdot \frac{h'}{2a} \cdot \frac{OP'_1}{OP'_2};$
Roue A :	$C'_2 = C_2 - C_2 \cdot \frac{2h - h'}{2a};$
Roue A' :	$C'_3 = C_3 + C_3 \cdot \frac{h'}{2a} \cdot \frac{OP'_3}{OP'_2};$
Roue B' :	$C'_4 = C_4 + C_4 \cdot \frac{h'}{2a} \cdot \frac{OP'_4}{OP'_2};$

Application : La roue A passe sur une dénivellation h égale au cinquième de la flexion statique de son ressort.

Si $h' = 0$	$C'_1 = 5t$	$C'_2 = 4t$	$C'_3 = 5t$	$C'_4 = 5t;$
Si $h' = h$	$C'_1 = 4,44t$	$C'_2 = 4,5t$	$C'_3 = 5,06t$	$C'_4 = 5,06t;$
Si $h' = 2h$	$C'_1 = 3,89t$	$C'_2 = 5t$	$C'_3 = 5,11t$	$C'_4 = 5,11t.$

Les réactions sur les points d'appui $A_1, A_2 \dots A_6$ varient dès l'abaissement de la roue puis à nouveau quand le palonnier oscille; mais non plus proportionnellement à leurs valeurs primitives statiques comme dans le cas de balanciers. Il en résulte une oscillation oblique du châssis.

En fait les deux mouvements du palonnier et du châssis se produisent simultanément jusqu'à ce que le châssis retrouve une nouvelle position d'équilibre $A'_1, A'_2 \dots A'_6$. Les deux plans $A_1 A_2 \dots A_6$ et $A'_1 A'_2 \dots A'_6$ ont pris une position relative oblique.

Le seul fait du passage d'une roue sur une dénivellation isolée a rompu l'équilibre horizontal du châssis (cet équilibre ayant pu être précédemment instable, indifférent ou stable suivant la position du centre de gravité sur la verticale passant par le point d'application de la résultante des forces appliquées aux points d'appui réels).

En résumé, le palonnier n'assure pas, lorsque les essieux passent sur des dénivellations, une proportionnalité invariable des charges entre les roues; toutefois, il fait participer inégalement en sens et valeur chaque roue à la variation de charge de l'une quelconque des autres. Il ne fait que partiellement l'office d'un balancier transversal et longitudinal.

Si m et p diffèrent peu, on peut pratiquement considérer que les roues A et B sont conjuguées par balancier longitudinal, ainsi que A' et B', mais qu'il n'existe pas de balancier transversal, c'est-à-dire que le châssis peut être considéré comme reposant sur 2 points d'appui virtuels latéraux. Cette suspension est d'un type intermédiaire entre une suspension indépendante sur les 4 roues et une suspension conjuguée par balanciers transversal et longitudinal.

Ces palonniers trouvent leur utilité pratique lorsque les ressorts des essieux voisins AA' et BB' ou les points d'application des charges à ces essieux ne sont pas dans les mêmes plans.

c) Lorsque le palonnier de la *figure 84 b* n'est plus en équilibre entre 4 ressorts et que comme dans le cas du bissel AR des 241-A par exemple à suspension indépendante les réac-

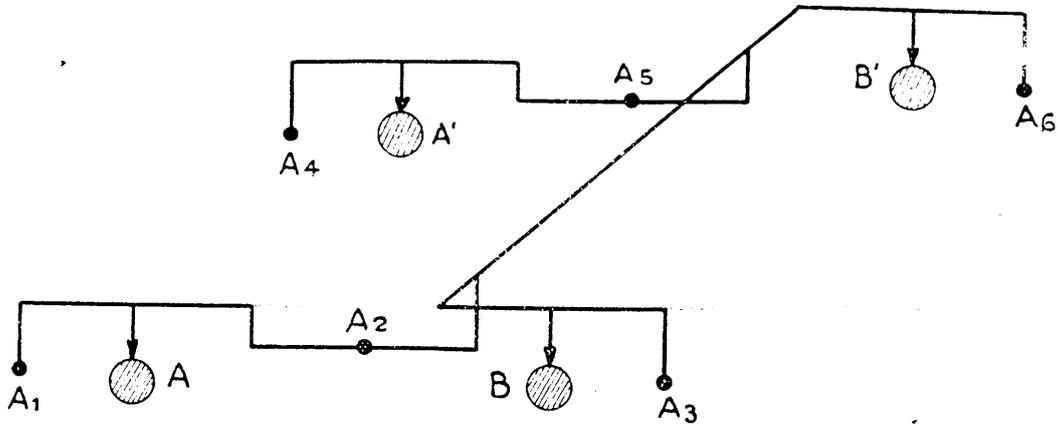


FIG. 84 a

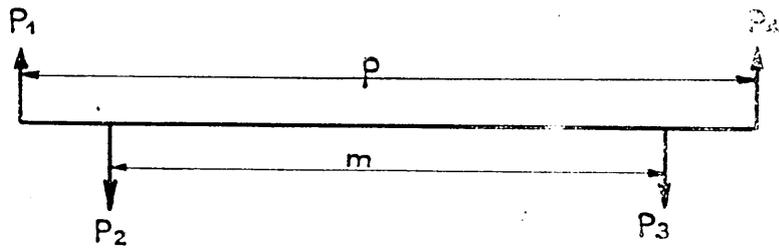


FIG. 84 b

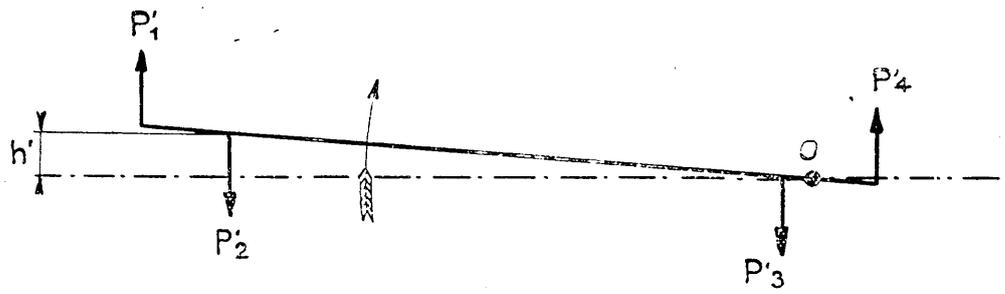


FIG. 84 c

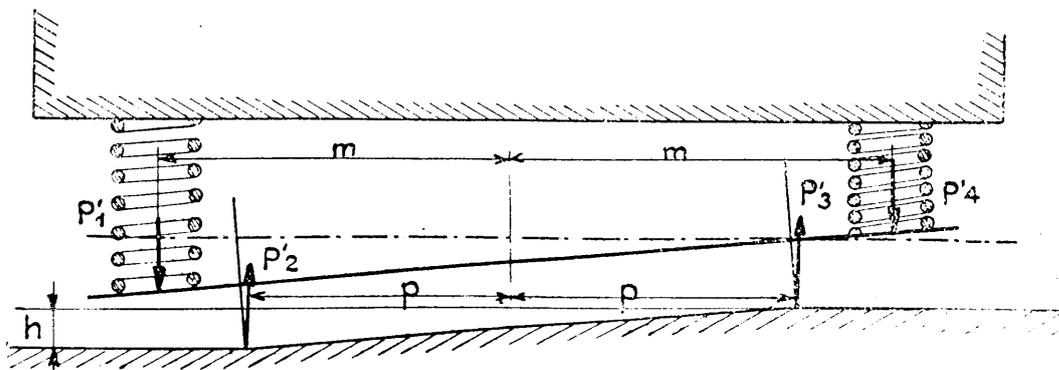


FIG. 84 d

tions P_2 et P_3 correspondent à celles des roues sur les rails on a les réactions suivantes quand la roue P_2 subit un affaissement isolé très court de hauteur h (fig. 84 d).

Charge du ressort P_1 :

$$P_1 - P_1 \cdot \frac{h}{a} \cdot \frac{m + p}{2m}$$

Charge du ressort P_4 :

$$P_4 + P_4 \cdot \frac{h}{a} \cdot \frac{p - m}{2m}$$

Réaction du rail sur la roue P_2 :

$$P'_2 = P_2 - P_2 \cdot \frac{h}{a} \cdot \frac{m^2 + p^2}{2m^2}$$

et sur la roue P_3 :

$$P'_3 = P_3 + P_3 \cdot \frac{h}{a} \cdot \frac{p^2 - m^2}{2m^2}$$

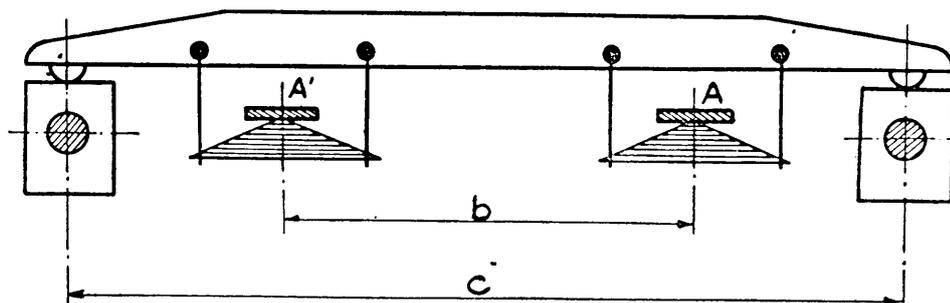


FIG. 84 (e)

Application : $\frac{h}{a} = \frac{1}{5}$ et $\frac{m}{p} = \frac{4}{5}$

$$P'_1 = 3,88t - P'_4 = 5,12t - P'_2 = 4,18t - P'_3 = 5,18t$$

Ces variations de charges ne tiennent compte ni du poids ni de l'inertie de l'essieu monté ni du frottement des ressorts.

d) La figure 84 représente un système de suspension de bogie dans lequel la charge du châssis de bogie est transmise par 2 pièces A et A' qui lui sont solidaires à 2 ressorts qui transmettent à leur tour la charge à un joug qui le transmet aux boîtes. Le joug B ne fait que partiellement l'office de balancier. La variation proportionnelle de pression des roues sur les rails (V) quand la roue d'avant franchit une dénivellation instantanée est donnée par les mêmes formules que celles du § précédent :

$$V \text{ (roue d'avant)} = \frac{h}{a} \cdot \frac{b^2 + c^2}{2c^2}$$

$$V \text{ (roue d'arrière)} = \frac{h}{a} \cdot \frac{b^2 - c^2}{2c^2}$$

Cette disposition donne une valeur de V supérieure à celle dans laquelle les 2 ressorts seraient confondus en un seul au milieu du joug, mais par contre elle ne rend pas le châssis de bogie fou autour d'un axe horizontal, inconvénient d'ailleurs léger et que l'on peut combattre par d'autres dispositions de détail (chapitre X, paragraphe 4^o a).

3° Balancier double à répartition invariable.

La *figure 84 bis* est la représentation simplifiée d'un balancier double de bissel de 131 TA et 141 TC. Il est articulé au châssis en ses 2 points intermédiaires A_3 et A_4 , l'extrémité commune charge le pivot de bissel, les autres extrémités chargent les extrémités avant des 2 ressorts du premier essieu couplé AB.

Toutes les fois que la charge sous le pivot de bissel varie d'une certaine quantité, celle sous chacune des 2 roues de l'essieu couplé varie d'une quantité proportionnelle aux longueurs des bras de levier et inversement (le balancier oscille autour de $A_3 A_4$). Mais si la charge ne varie que sous une seule roue de l'essieu couplé, les charges sous le pivot de bissel et sous la deuxième roue de l'essieu couplé ont bien tendance à varier de quantités proportionnelles mais en sens contraires. Si par exemple la roue A passe sur une dénivellation isolée le ressort A se détend et le balancier double a tendance à détendre les ressorts du bissel mais à surcharger le ressort de la roue B. Le balancier ne peut donc osciller autour de l'axe fixe $A_3 A_4$ en se maintenant en équilibre, mais il peut osciller autour de l'axe xy (*fig. 84 bis a*) jusqu'à ce que la charge des 2 roues de l'essieu AB soient égalisées à la condition d'admettre un mouvement de roulis du châssis provoqué d'ailleurs par la diminution des réactions sur les points d'appui A_1 et A_3 . Le plan horizontal $A_1 A_2 A_3 A_4$ a pris la position oblique $A'_1 A'_2 A'_3 A'_4$. Si le châssis a peu d'inertie ou si la dénivellation est prolongée, le châssis s'affaisse en plus parallèlement à lui-même de $\frac{h}{3}$ et prend la nouvelle position de la *figure 84 bis b*.

Statiquement on voit que ce balancier double assure une proportionnalité invariable des charges entre les roues comme un balancier simple à la condition d'admettre un mouvement de roulis du châssis. L'on peut considérer le poids du châssis comme reposant tout entier sur le point d'appui virtuel O qui est le point d'application de la résultante des 4 forces verticales appliquées en $A_1 A_2 A_3$ et A_4 .

Dynamiquement on voit que l'équilibre du poids suspendu est rompu par le passage d'une roue sur une dénivellation comme dans le cas du palonnier alors qu'il peut être conservé dans le cas de balanciers simples articulés (*fig. 84 ter a* et *b*). Pour une même dénivellation de hauteur h , dans le cas du balancier double le châssis prend une oscillation de roulis d'amplitude moyenne $\frac{(h)}{2}$ et une oscillation verticale d'amplitude moyenne $\frac{h}{3}$ alors que dans le cas de balanciers simples il ne prend que cette dernière oscillation verticale.

4° Dispositions générales différentes des organes de la suspension par rapport à l'essieu.

La suspension peut être par en-dessus (*fig. 85*), le ressort chargeant le dessus de boîte directement ou par l'intermédiaire d'une tige de pression venue de forge avec sa bride. L'arrangement de la suspension est facile et il n'est pas nécessaire de la démonter en cas de retrait d'essieu.

La suspension peut être par en dessous (*fig. 86*) le ressort étant suspendu aux branches du corps de boîte par un étrier. Elle se prête mal à l'installation de coins de boîtes Franklin et est d'arrangement difficile si les roues sont de petit diamètre.

La hauteur du polygone des points d'appui réels du châssis, différente suivant que la suspension est par en dessus ou par en dessous et suivant le mode d'attache, n'influe pas, contrairement à ce qu'on pourrait croire à première vue, sur la position en hauteur de l'axe d'oscillation de roulis du poids suspendu. Cet axe O reste à hauteur de l'essieu du fait de la liaison existant entre le poids suspendu et l'essieu par les glissières de boîte (*fig. 42*) (la somme de la compression des 2 ressorts reste constante).

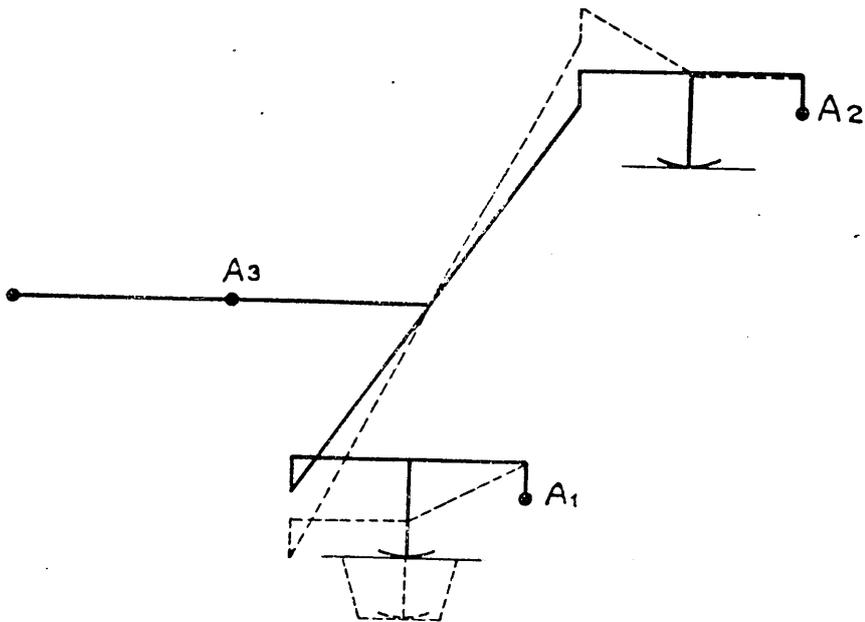


FIG. 84^{ter} (a)

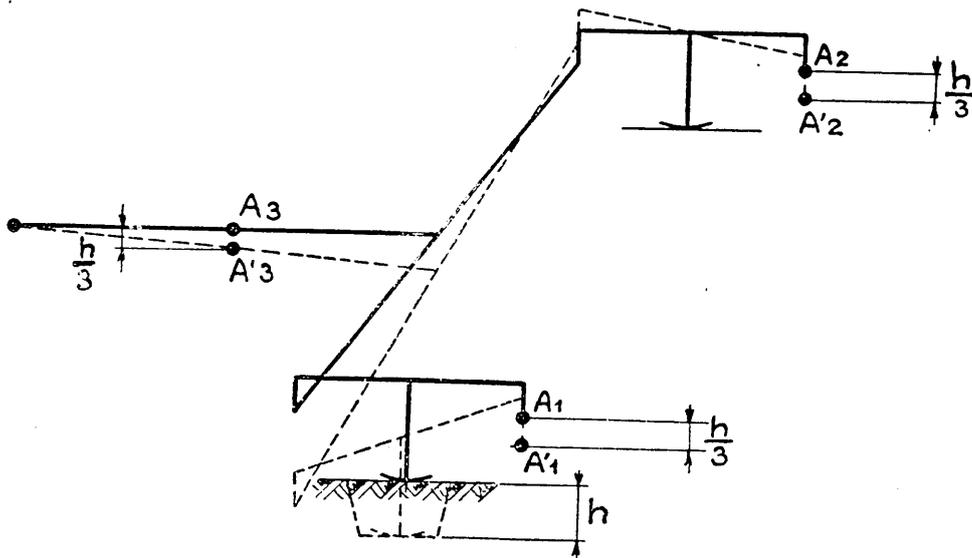


FIG. 84^{ter} (b)

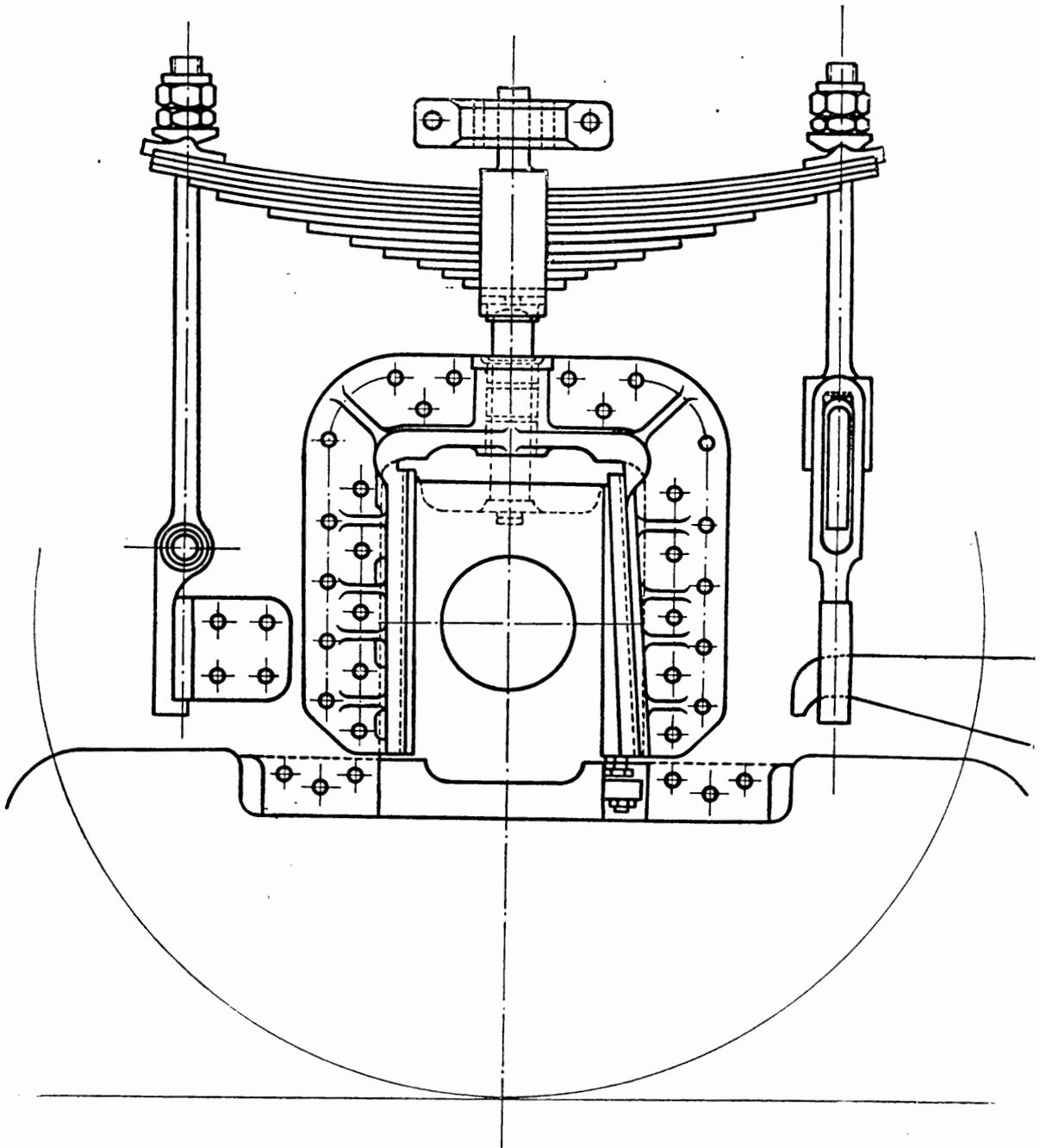


FIG. 85

Les ressorts sont chargés à leurs extrémités par des tiges qui travaillent soit à la compression (suspension directe (*fig. 87*) soit à la traction (suspension renversée *fig. 85* et *86*). On évite autant que possible la première disposition qui a tendance à déverser longitudinalement la suspension et à causer des ruptures des maîtresses-lames et des tiges.

Les balanciers et les ressorts peuvent être d'équilibre indifférent, stable ou instable (*fig. 88*). Les balanciers et ressorts stables ont tendance à revenir à leur position initiale lorsqu'un de leur côté subit une variation de charge momentanée. On évite le plus possible d'établir un système général instable.

B. — TYPES SCHÉMATIQUES DIFFÉRENTS DE SUSPENSION

Nous avons défini au § précédent ce que l'on entendait par point virtuel de suspension d'un groupe de ressorts conjugués par balanciers. Le poids total suspendu de la locomotive repose sur plusieurs points virtuels pour être en équilibre (certains de ces points virtuels pouvant d'ailleurs se confondre avec des points d'appui réels).

1° Avantages comparés des suspensions sur 2, 3 ... n points.

Nous allons examiner ces différentes suspensions du triple point de vue de la répartition des charges, de la stabilité et de la variation de charge des roues due à la pente de surhaussement.

a) Suspension sur 2 points.

La répartition du poids suspendu P considéré appliqué au centre de gravité est invariable sur ces 2 points. Cette suspension est instable ou folle. Sous l'effet d'une très faible force appliquée au centre de gravité le poids suspendu basculera autour de l'axe joignant les 2 points sans qu'aucune variation de charge des ressorts n'ait tendance à le redresser; l'amplitude ne pourra être limitée que par les frottements divers ou l'appui direct du châssis sur les dessus de boîte. Cette suspension ne peut donc être employée que si elle se transforme pratiquement, en cas d'oscillation du poids suspendu, en une suspension sur plus de 2 points.

La variation proportionnelle de pression des roues sur les rails due à la pente de surhaussement est nulle ici quelle que soit la pente.

b) Suspension sur 3 points.

Cette suspension est théoriquement idéale parce qu'à l'état statique la répartition du poids suspendu P considéré appliqué au centre de gravité est invariable sur ces 3 points d'appui virtuels quand on fait subir à l'un d'eux une légère dénivellation. Les positions des 3 points (*fig. 89 a*) se déterminent géométriquement d'après le schéma de la suspension. Les poids fictifs reposant sur chacun de ces points s'enregistrent au pesage après déduction du poids non suspendu. On peut déduire de ces données la position de la verticale du centre de gravité de la masse suspendue.

On a :

$$\begin{cases} P = P_1 + P_2 + P_3 \\ P_1 = P_2 \text{ (dans le cas général)} \\ (P_1 + P_2)(l - d) = P_3 d, \end{cases}$$

d'où :

$$d = \frac{2 P_1 l}{P}$$

Comme la répartition des poids entre toutes les roues de chaque point d'appui virtuel est aussi invariable la répartition entre toutes les roues de la locomotive est ainsi assurée quelles que soient les dénivellations de voies.

La suspension sur 3 points, obtenue à l'aide de balanciers convenablement disposés réalise la meilleure liaison verticale de la machine avec la voie. On ne peut en effet diminuer les effets des inégalités verticales du rail qu'en cherchant à maintenir invariables les réactions de la voie malgré les dénivellations.

L'introduction des balanciers, souvent réclamée par les services de la Voie pour éviter les surcharges

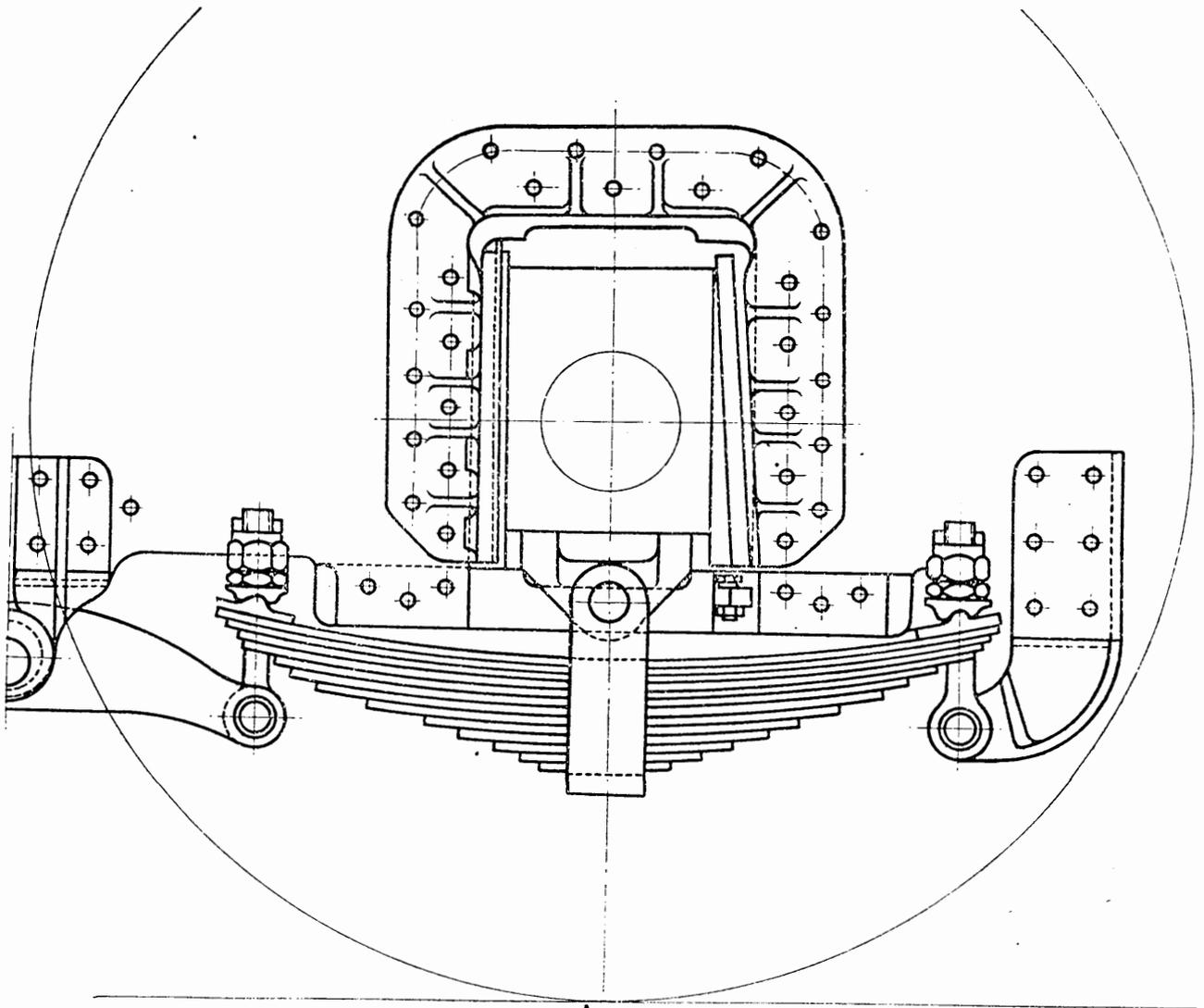


FIG. 86

accidentelles est au moins aussi utile pour la stabilité de la machine que pour la bonne conservation de la voie. En évitant les surcharges momentanées, les balanciers font disparaître en même temps les réactions énergiques de la voie qui en sont la conséquence.

On a souvent objecté que l'essieu fictif qui peut être considéré comme remplaçant l'ensemble des essieux conjugués se trouve plus près du centre de la machine et qu'on favorise ainsi le mouvement de galop. Le système d'essieux conjugués s'oppose moins au mouvement de galop que l'ensemble des essieux qui le composent agissant séparément.

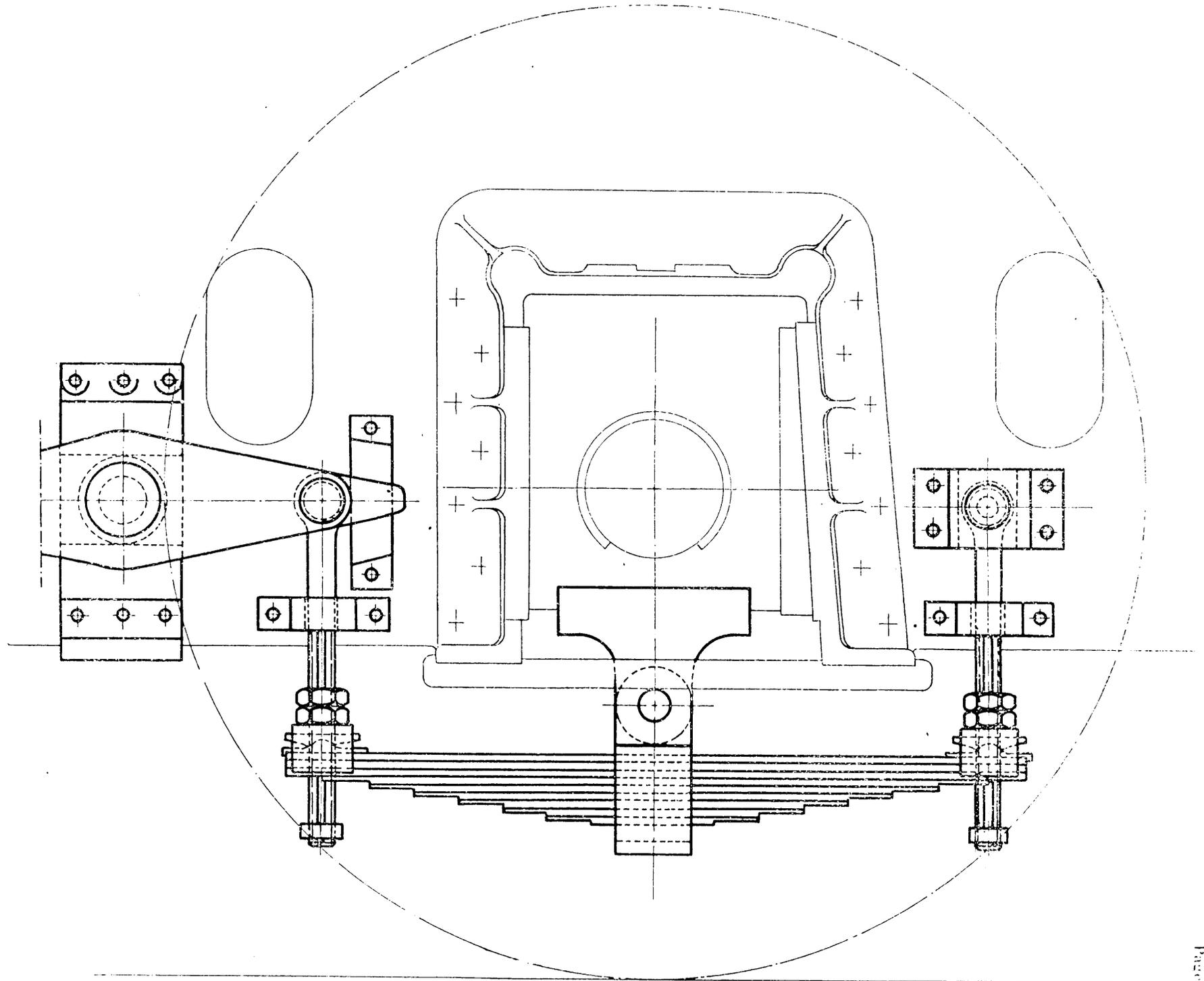
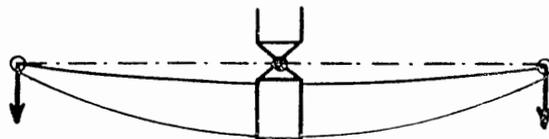
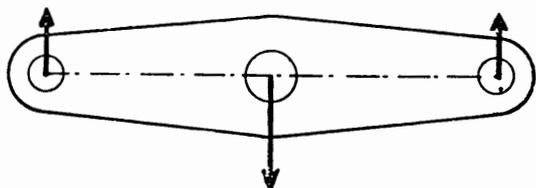


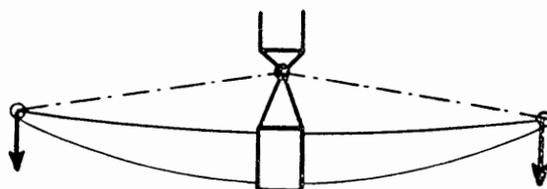
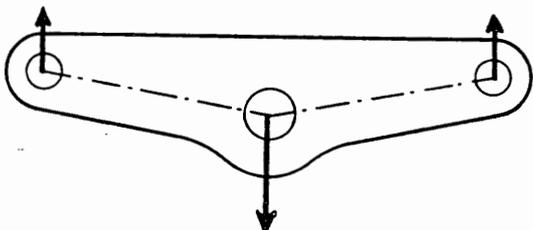
FIG. 87

Mais ce qui est non moins exact, c'est qu'une inégalité de la voie aura une influence plus grande sur un système d'essieux indépendants que sur un système d'essieux conjugués.

Indifférents



Stables



Instables

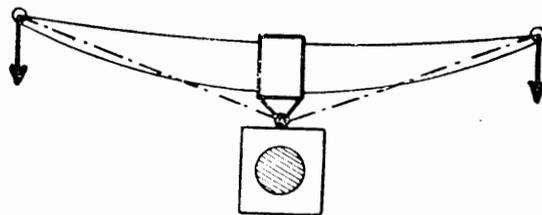
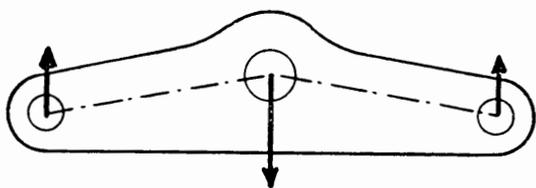


FIG. 88

En introduisant les balanciers, on diminue l'étréoussse de la liaison de la voie avec la machine, rien d'étonnant à ce que pour une oscillation déterminée de la machine le couple de redressement soit plus faible. Mais peu importe du moment que la machine est moins brutalement influencée par les inégalités du rail. L'avantage est supérieur à l'inconvénient.

Cette réalisation de la suspension sur trois points doit être aussi complète que possible. Deux des points d'appui --- les deux points d'appui latéraux --- sont naturellement également chargés,

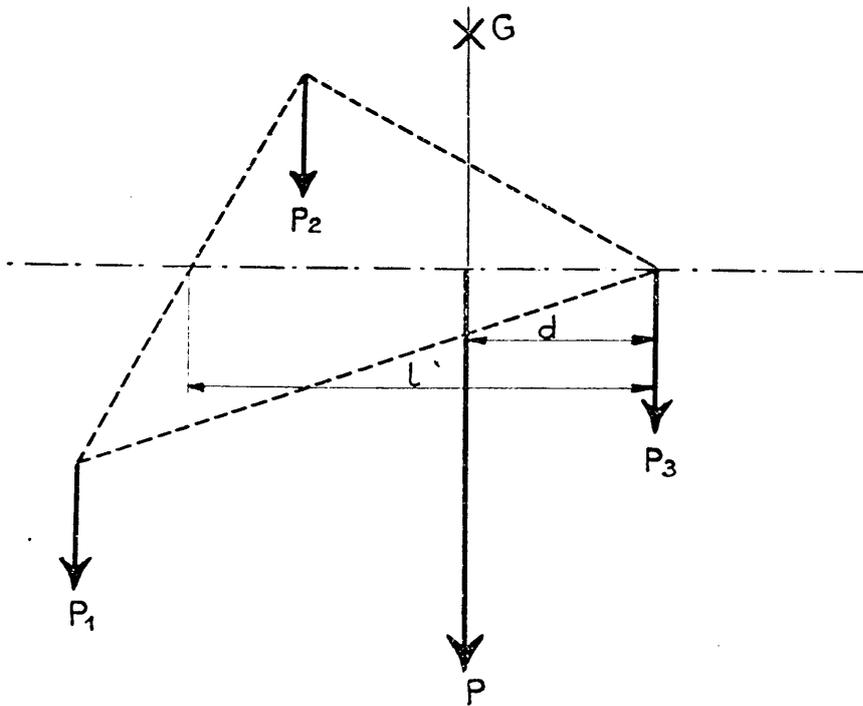


FIG. 89 a.

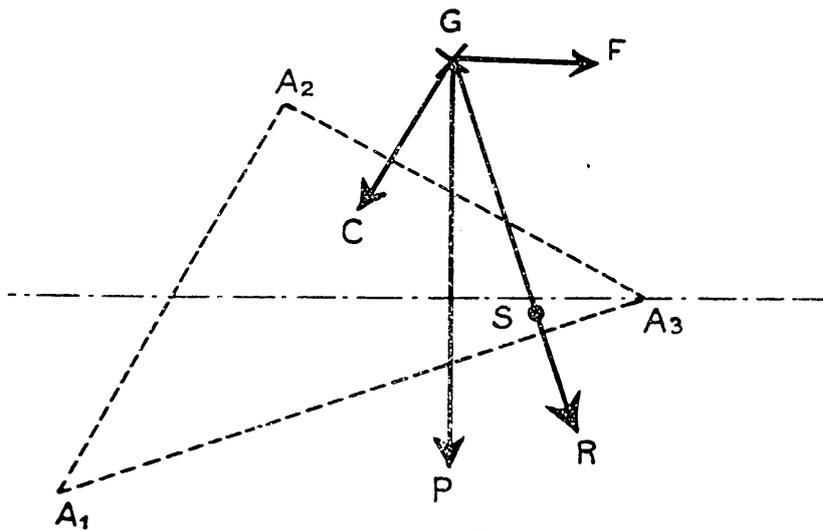


FIG. 89 b

mais la charge sur le point d'appui central peut être très notablement inférieure à la charge sur les deux points d'appui latéraux. Dans ce cas, qui se présente surtout avec les grosses machines, il importe que la suspension sur trois points soit complète.

S'il en est autrement, on se rapproche des conditions dans lesquelles serait un wagon dont les deux essieux, à ressorts latéraux, seraient très inégalement chargés. Un tel véhicule serait évidemment peu stable.

Cette suspension a cependant un défaut du point de vue stabilité. Soient (*fig. 89 b*) GC la force centrifuge, GF la force d'inertie due au frein continu, GP le poids suspendu. Il faut que la résultante GR de ces 3 forces rencontre le plan A_1, A_2, A_3 en S à l'intérieur du triangle de sustentation sinon il y aurait basculement autour de A_1, A_3 par exemple. C'est pour la suspension sur 3 points que la trace S se trouve la plus rapprochée des axes possibles de bas-

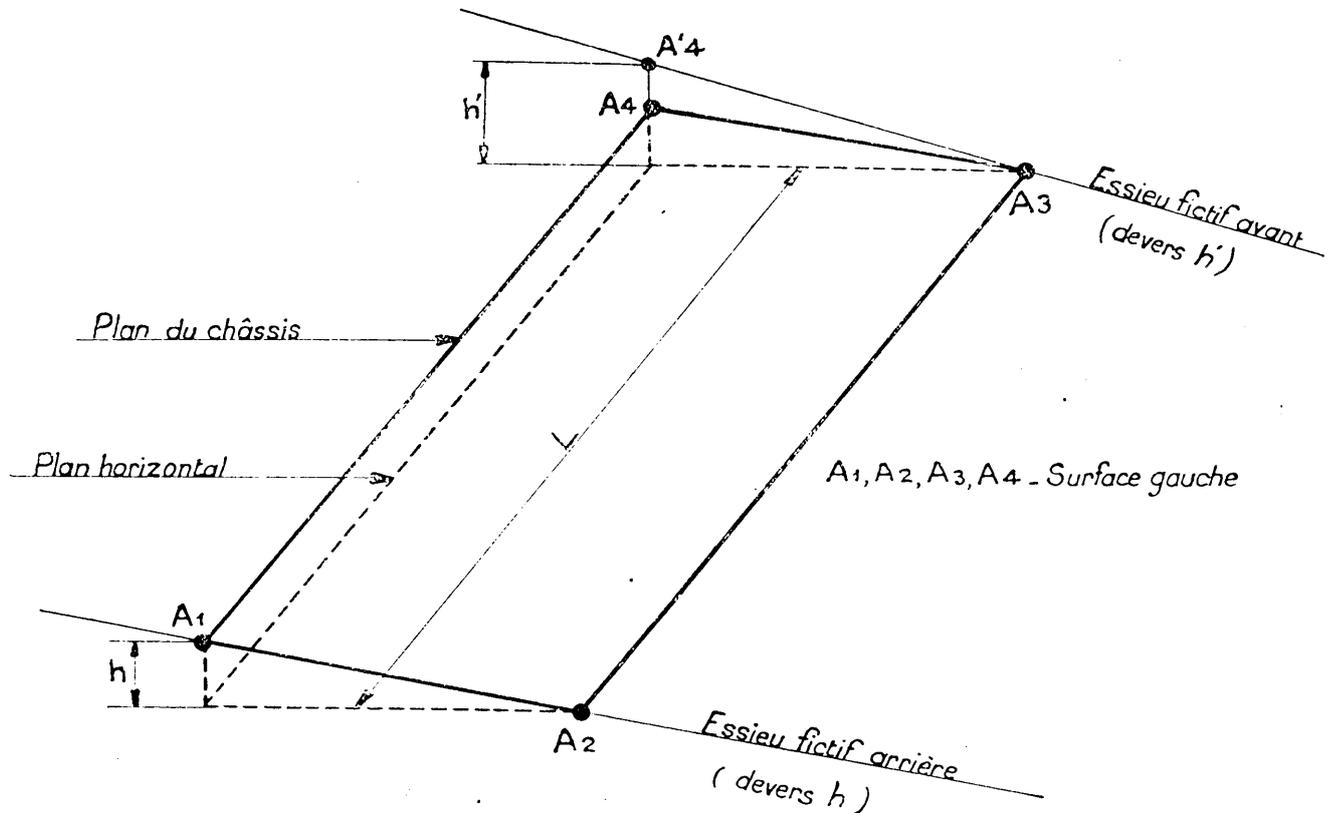


FIG. 90 a

eulement. En pratique, à un moment donné, le poids suspendu rencontrerait des butées et la suspension deviendrait une suspension sur plus de 3 points. Le point d'appui A_3 est d'ailleurs réalisé le plus souvent de manière à opposer une résistance appréciable à l'oscillation latérale.

Pour la variation proportionnelle de pression des roues sur les rails due à la pente de surhaussement dans les raccords de la voie elle est ici nulle, quelque soit la pente.

e) Suspension sur 4 points.

La répartition du poids suspendu P considéré appliqué au centre de gravité n'est plus invariable, elle peut être modifiée à volonté au moment du réglage.

Cette suspension peut être disposée en rectangle (*fig. 90 a*) ou en losange (*fig. 90 b*).

Au point de vue stabilité, si l'on considère les oscillations de toute nature (force centrifuge, freinage, etc...) auxquelles est exposée la locomotive, la trace S (*fig. 89 b*) de la force

de basculement est plus éloignée de l'axe de basculement dans la suspension sur 4 points en losange que dans la suspension sur 3 points et dans la suspension sur 4 points en rectangle que dans la suspension sur 4 points en losange. Si l'on considère la variation proportionnelle de pression des roues sur les rails due à la pente de surhaussement, dans la suspension en rectangle (*fig. 90 a*) l'empattement à considérer (voir § A 1^o a) n'est plus l'empattement réel mais seulement l'empattement fictif L égal à la distance des axes de suspension $A_1 A_2$ et $A_3 A_4$ qui est bien plus faible. Cette variation de charge est égale à $A_1 A'_4$ (c'est-à-dire à

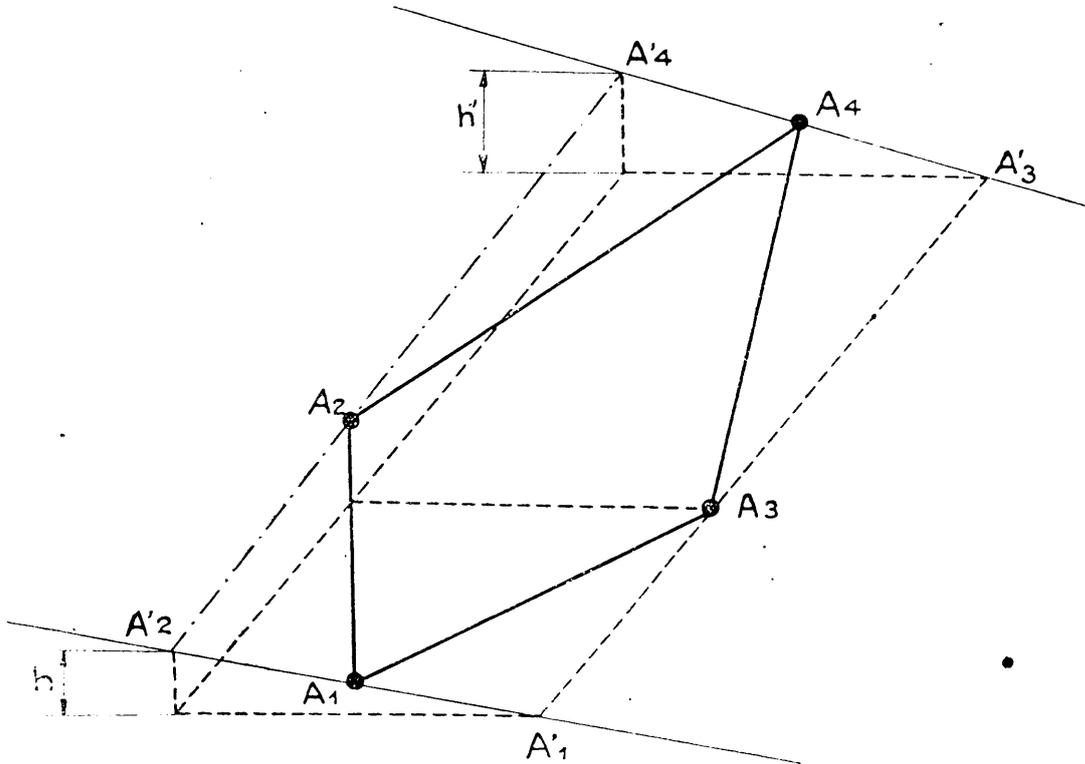


FIG. 90 b

$h-h'$) ou à la différence de devers des essieux fictifs $A_1 A_2$ et $A'_4 A_3$, c'est-à-dire encore proportionnelle à leur distance L .

Dans la suspension en losange (*fig. 90 b*) on démontre facilement que le châssis matérialisé par ses 4 points d'appui virtuels A_1, A_2, A_3 et A_4 peut toujours se placer sur le quadrilatère gauche A'_1, A'_2, A'_3, A'_4 . Il n'y a donc pas de variation de charge des roues due à la pente de surhaussement dans le cas de suspension sur losange.

d) Suspension sur 5, 6, 7...n points.

Toutes ces suspensions de dispositions diverses ont une répartition variable du poids suspendu, une grande stabilité mais de grandes variations de charge dues à la pente de surhaussement.

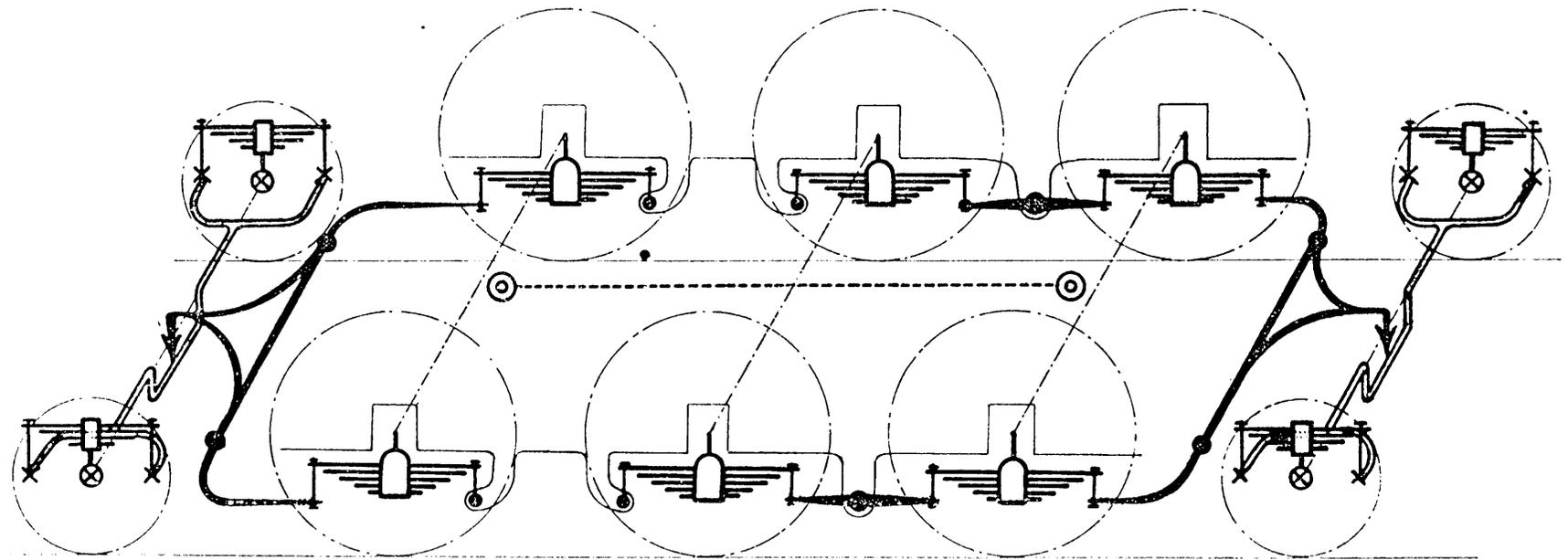
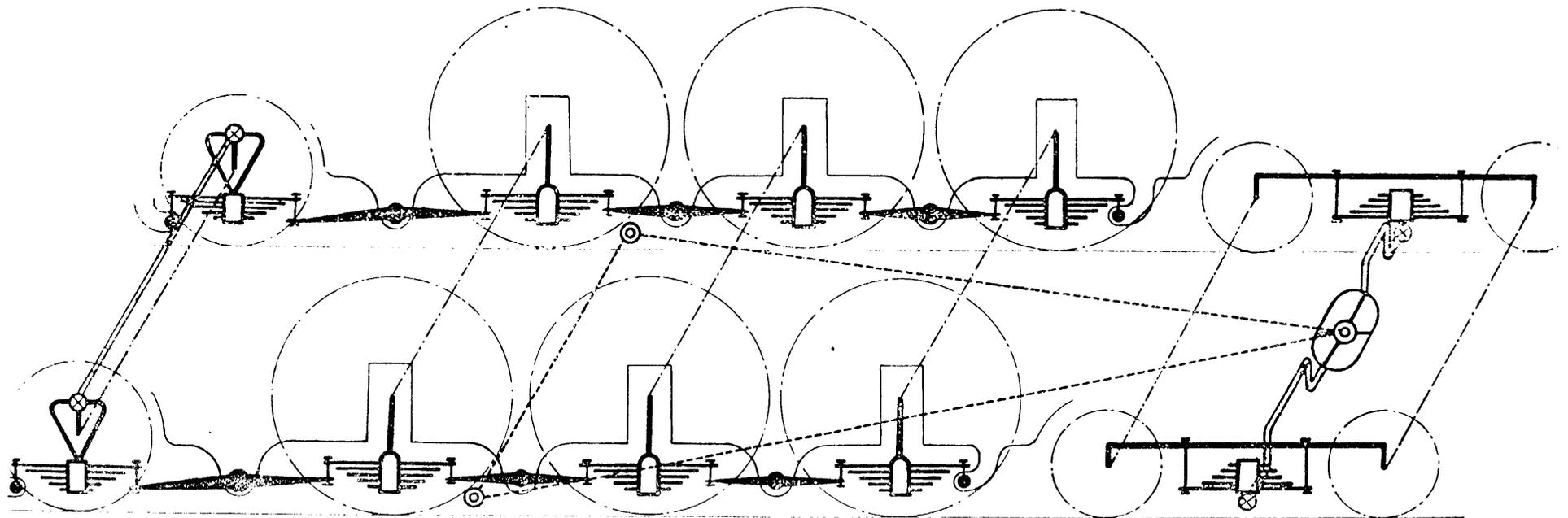


FIG. 91



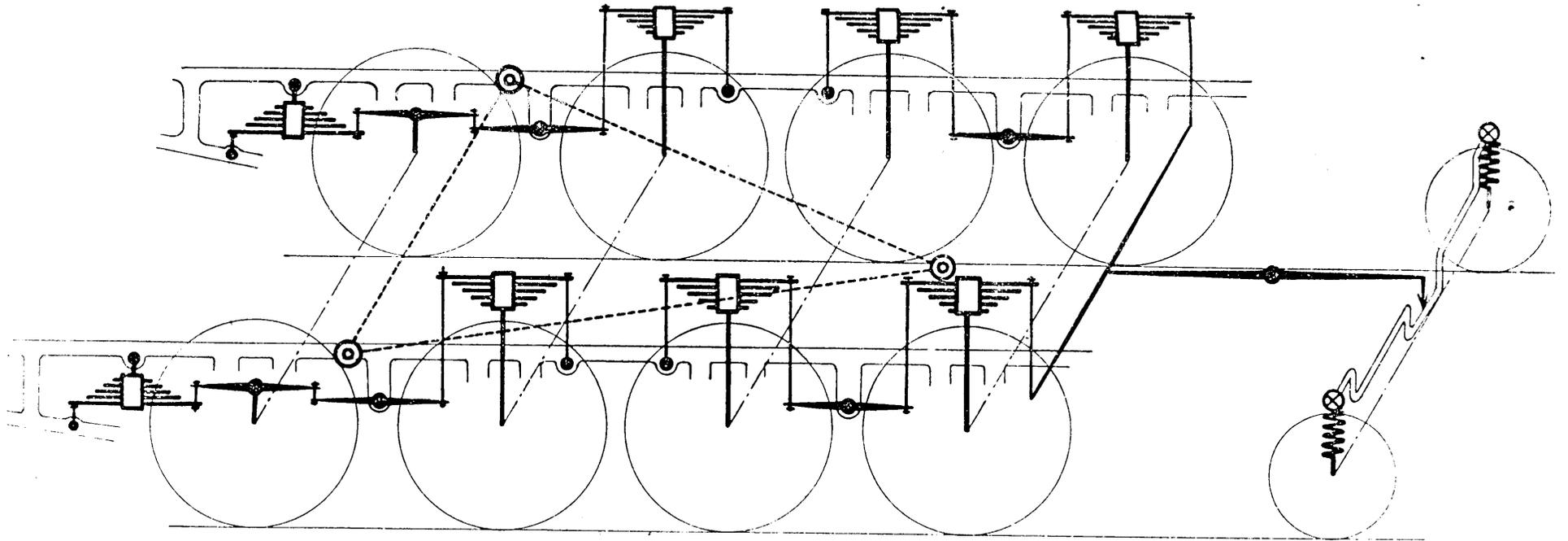


FIG. 93

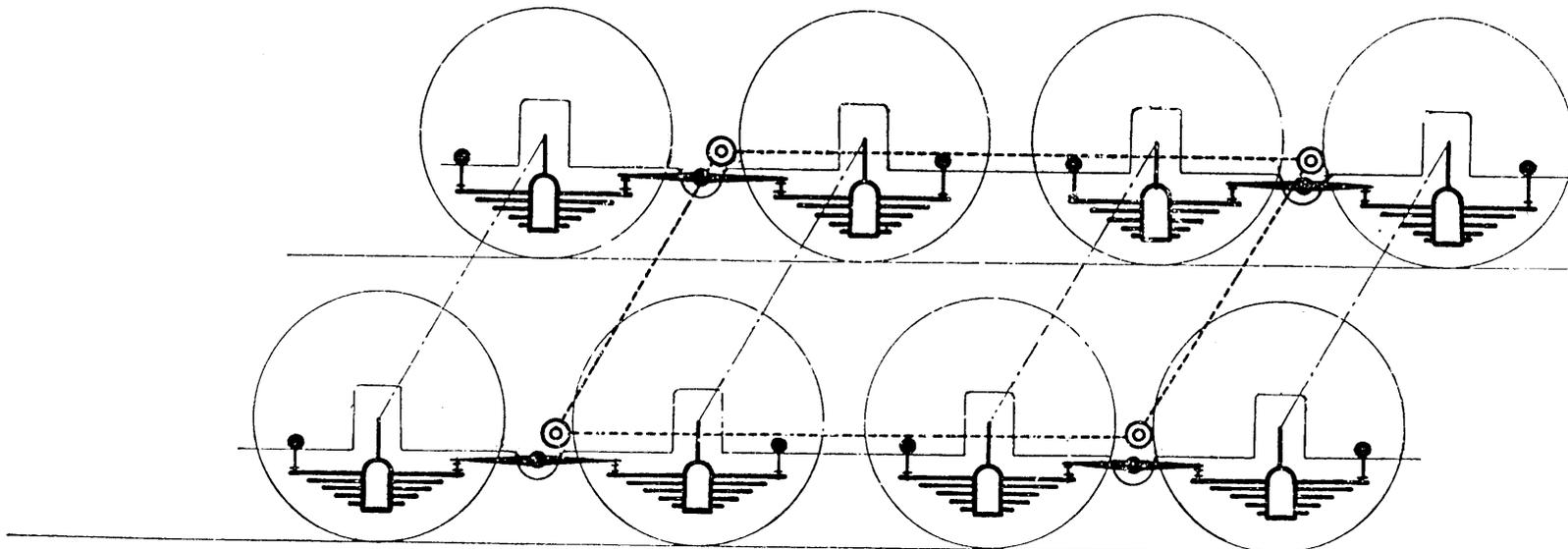


FIG. 94

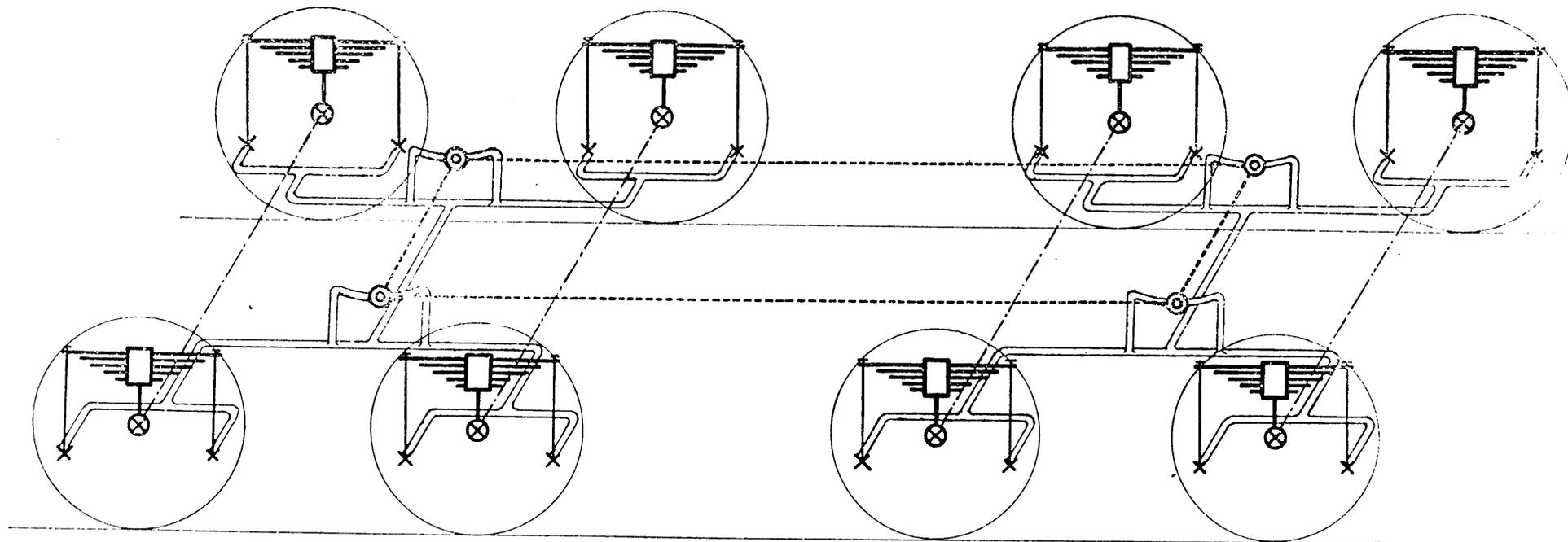


FIG. 95

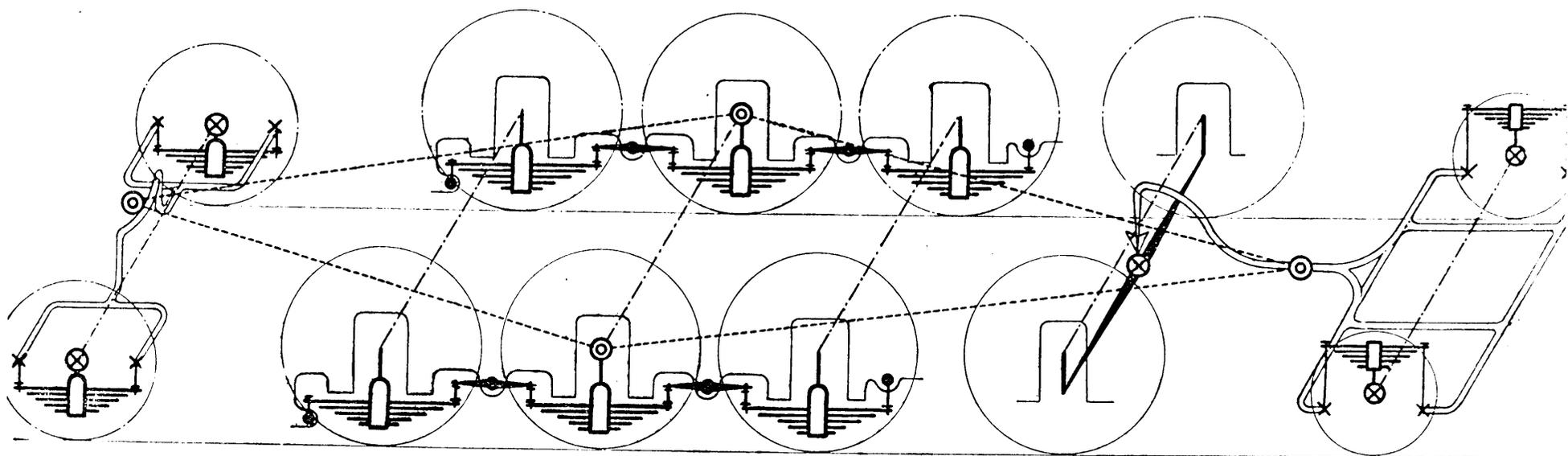


FIG. 96

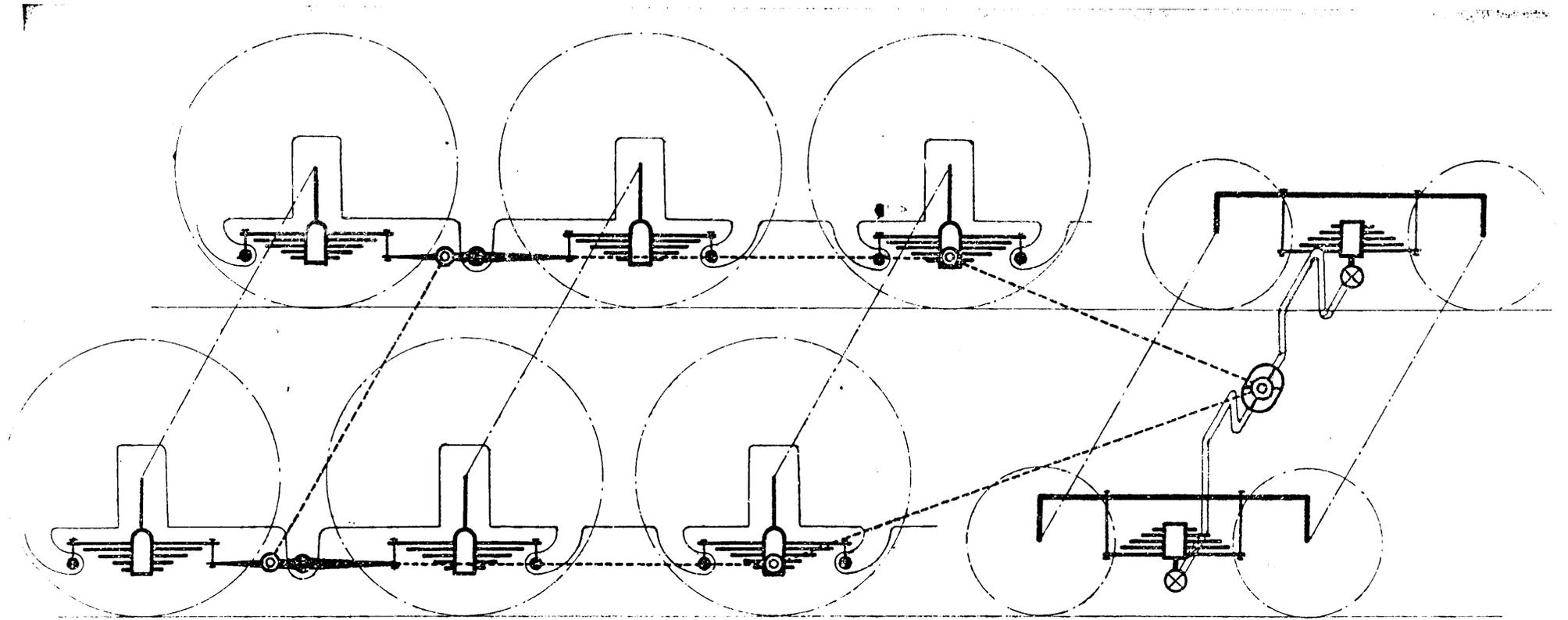


FIG. 97

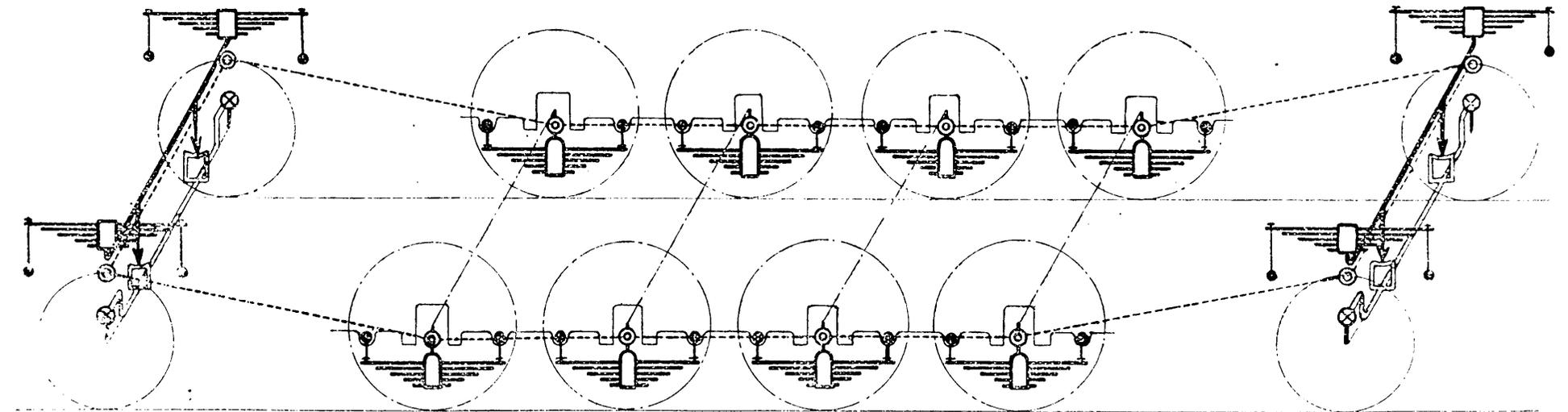


FIG. 98

2^o Description des différents types schématiques de suspension.

Nous représenterons sur les différents schémas par des gros points les points d'appui réels du châssis principal, par deux petits ronds concentriques les points d'appui virtuels de ce châssis, par des croix les points d'appui réels des châssis secondaires (bogies, bissels), par des croix cerclées les points d'appui virtuels de ces châssis, par un trait pointillé le polygone virtuel de suspension, par de gros traits les ressorts et balancier, par des traits doubles les châssis secondaires.

a) Suspension sur 2 points.

Les 131 TA et 141 TC sont suspendus sur 2 points (*fig. 91*). Le rôle principal des balanciers de bissel a été expliqué au § (A 3^o) précédent. Les 2 branches de chaque balancier sont reliées par un axe sur les parties débordantes duquel le châssis appuie, par une traverse à l'arrière et le bloc-cylindre à l'avant.

Sur une voie bien nivelée la stabilité se maintient parce qu'un léger basculement du châssis, ayant tendance à charger un côté par déport du centre de gravité est contrarié par une réaction de surcharge bien plus importante des ressorts de ce côté du fait de l'oscillation de roulis du balancier. Si cette réaction n'existe pas ou est faible du fait du passage des roues de ce côté sur une dénivellation, le châssis peut basculer jusqu'à venir buter sur les dessus de boîte. La suspension propre du bissel se fait en 2 points virtuels.

Les tenders 22.000 — 18.000 et 20.000 Baldwin sont suspendus sur 2 points matérialisés par les centres des pivots plats centraux des bogies. L'oscillation de roulis et de galop relative de la caisse et des bogies ne peut se faire sans une surcharge des ressorts du côté où la caisse s'affaisse plus importante que celle due au déport de G puisque le pivot est plat et non sphérique. La suspension de la caisse est donc relativement stable. Toutefois on a prévu des butées latérales sur le châssis de bogie pour limiter l'amplitude des oscillations de la caisse.

b) Suspension sur 3 points.

La *figure 92* représente la suspension des 231-500. Le pivot central plat du bogie constitue le premier point et les groupes de tous les autres essieux un point à droite et un à gauche. La même remarque que précédemment peut être faite en ce qui concerne la restriction qu'apporte la forme plate du pivot au rôle de balancier transversal du bogie par rapport au châssis principal. Dans le sens longitudinal la fonction de balancier jouée par le ressort obvie à cet inconvénient. La suspension propre du bogie se fait sur 2 points latéraux (points d'attache de la bride des ressorts). Dans le sens transversal le bogie entier constitue le balancier, il a donc une grande inertie entraînant un retard dans son effet. Dans le sens longitudinal au contraire les 2 essieux étant suspendus de chaque côté à un même ressort horizontal, seule l'inertie due à ce ressort et au joug entre en ligne de compte.

Le bissel arrière est à suspension conjuguée au châssis principal par balanciers latéraux (flèche non chargée) mais à suspension propre indépendante sur ses deux roues.

La *figure 93* représente la suspension des 140 américaines A.

Le bissel avant est à suspension conjuguée au châssis principal par balancier central (flèche non chargée), sa suspension propre est indépendante et se fait en 2 points, le dispositif de pivot d'articulation central amortit facilement les oscillations de roulis du châssis de bissel que n'amortiraient pas les ressorts hélicoïdaux sans frottement.

Les autres types de machines suivants ont une suspension sur 3 points : 140 américaine B, 140 D, 141 A. B. C. D. E., 141 R et plusieurs séries de 230.

c) Suspension sur 4 points en rectangle.

La *figure 94* représente la suspension des 040-TA.

Les 230 G sont aussi suspendues sur 4 points. Les 2 appuis latéraux sphériques du

bogie constituent les 2 premiers points et les groupes des essieux couplés un point à droite, un point à gauche.

Les tenders 22.801 à 810 et 35.001 à 49 sont également suspendus sur 4 points (2 bogies à appuis latéraux sphériques) (*fig. 95*).

Dans ce type de bogie, le bogie entier constitue le balancier longitudinal, il est plus pesant qu'un balancier ordinaire, il y a donc une certaine inertie dans son effet, puis l'action peut continuer au-delà du nécessaire par suite de la vitesse angulaire acquise. Cette inertie a peu d'inconvénient vis-à-vis du raccordement en dévers parce que le mal à compenser se produit lentement, il en a davantage au point de vue des dénivellations instantanées mais ces divers effets ne sont guère importants à considérer qu'à grande vitesse. Ce type de bogie ne forme pas balancier transversal par rapport au châssis principal comme en gros le type à l'appui central. La suspension propre du bogie se fait sur 4 points virtuels puisque les 4 ressorts sont indépendants. Elle est donc très stable.

Signalons en passant que le bogie des 231-011 à 60 (suspendues sur 3 points) est à appui latéraux mais à suspension propre sur 2 points (ressort latéral formant balancier).

Nous n'avons pas d'application de bogie à appui central et suspension propre indépendante sur quatre points.

d) Suspension sur 4 points en losange.

La *figure 96* représente la suspension des 141 P.

Le groupe du bogie-bissel Zara avant constitue un premier point, les 3^e, 4^e et 5^e essieux reliés par balanciers longitudinaux un point à droite et un point à gauche; le bissel AR qui supporte la charge en son milieu sur pivot sphérique le 4^e point. Le bissel AR est à suspension propre indépendante sur 2 points.

La charge de la machine repose à l'avant sur le milieu du châssis de bogie. La suspension propre de ce bogie se fait sur 5 points réels, un point à l'arrière qui charge directement le ressort transversal jouant le rôle de balancier transversal pour le premier essieu couplé et 2 points latéraux à l'avant et de chaque côté (points d'attache des ressorts indépendants du bissel). Ce bogie bissel est donc très stable, étant suspendu sur 3 points virtuels.

e) Suspension sur 5 points.

La *figure 97* représente la suspension de plusieurs séries de 230-000.

f) Suspension sur ...n points.

La *figure 98* représente la suspension des 141 TD.

Les bissels ont une suspension propre dure sur l'essieu mais les réactions de la voie sont transmises amorties au châssis principal par l'intermédiaire de béquilles, d'un joug et de ressorts latéraux.