

CHAPITRE II

ATTELAGES

A. — ATTELAGE DE LA MACHINE ET DU TENDER

Cet attelage rattache étroitement la machine au tender. Il s'oppose généralement aux mouvements perturbateurs de la machine et permet néanmoins le déplacement relatif de

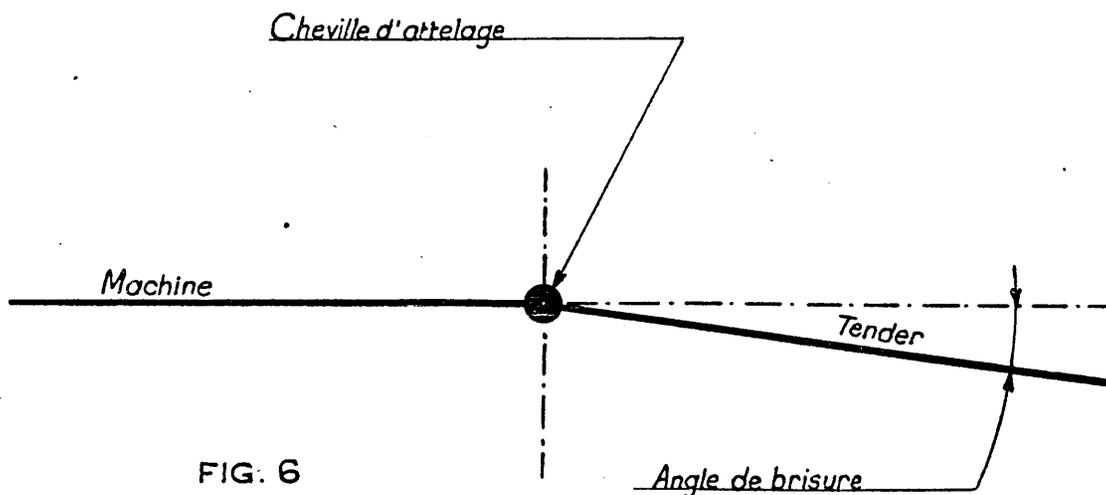
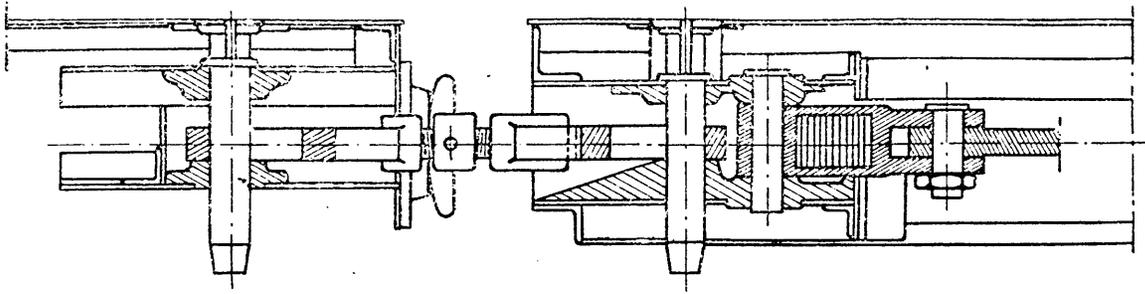


FIG. 6

ces 2 véhicules (inscription en courbe, dénivellations par changement de profil de la voie et épuisement des provisions d'eau et de charbon du tender). Il doit être très solide, en raison des dangers que sa rupture pourrait présenter pour le personnel de conduite.

Nous définirons d'abord pour les explications qui suivront « l'angle de brisure » qui est l'angle limite que font entre eux les axes longitudinaux de la machine et du tender dans leurs mouvements relatifs (*fig. 6*).

Les principaux attelages qu'on trouve sur les machines de la région présentent la caractéristique commune d'être « sec » à la traction. Ils se distinguent par les particularités suivantes : élasticité ou dureté au choc, nature des mouvements relatifs permis entre les 2 véhicules, résistance offerte à ce déplacement relatif, effort de rappel. Nous les examinerons à la suite, suivant un classement résumé à la fin du paragraphe 2.



Machine

Tender

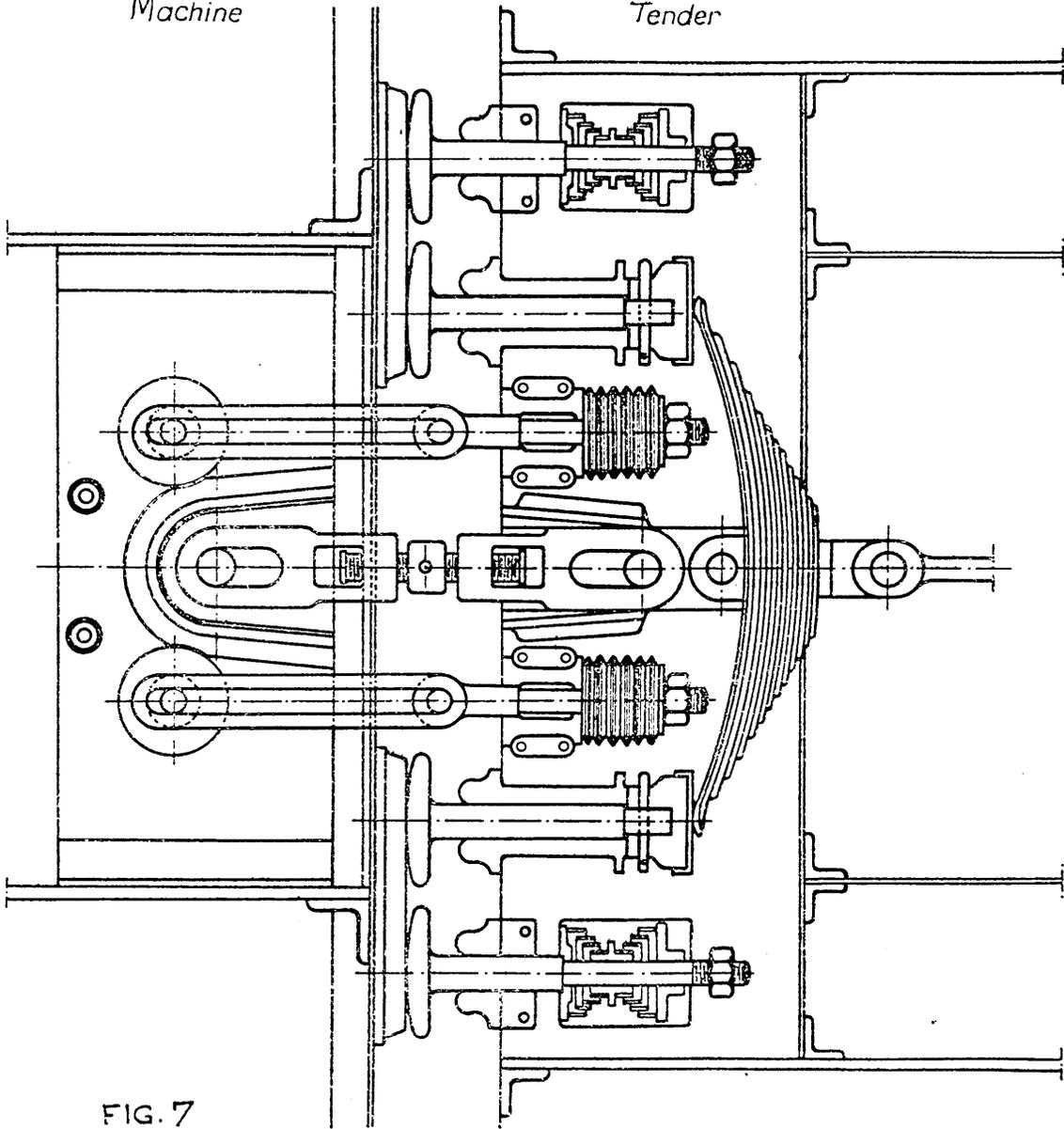


FIG. 7

*Locomotives 230-171 à 320 et tenders 18.031 à 18.055, 18.081 à 18.105,
18.131 à 18.230 suivant cotes entre parenthèses*

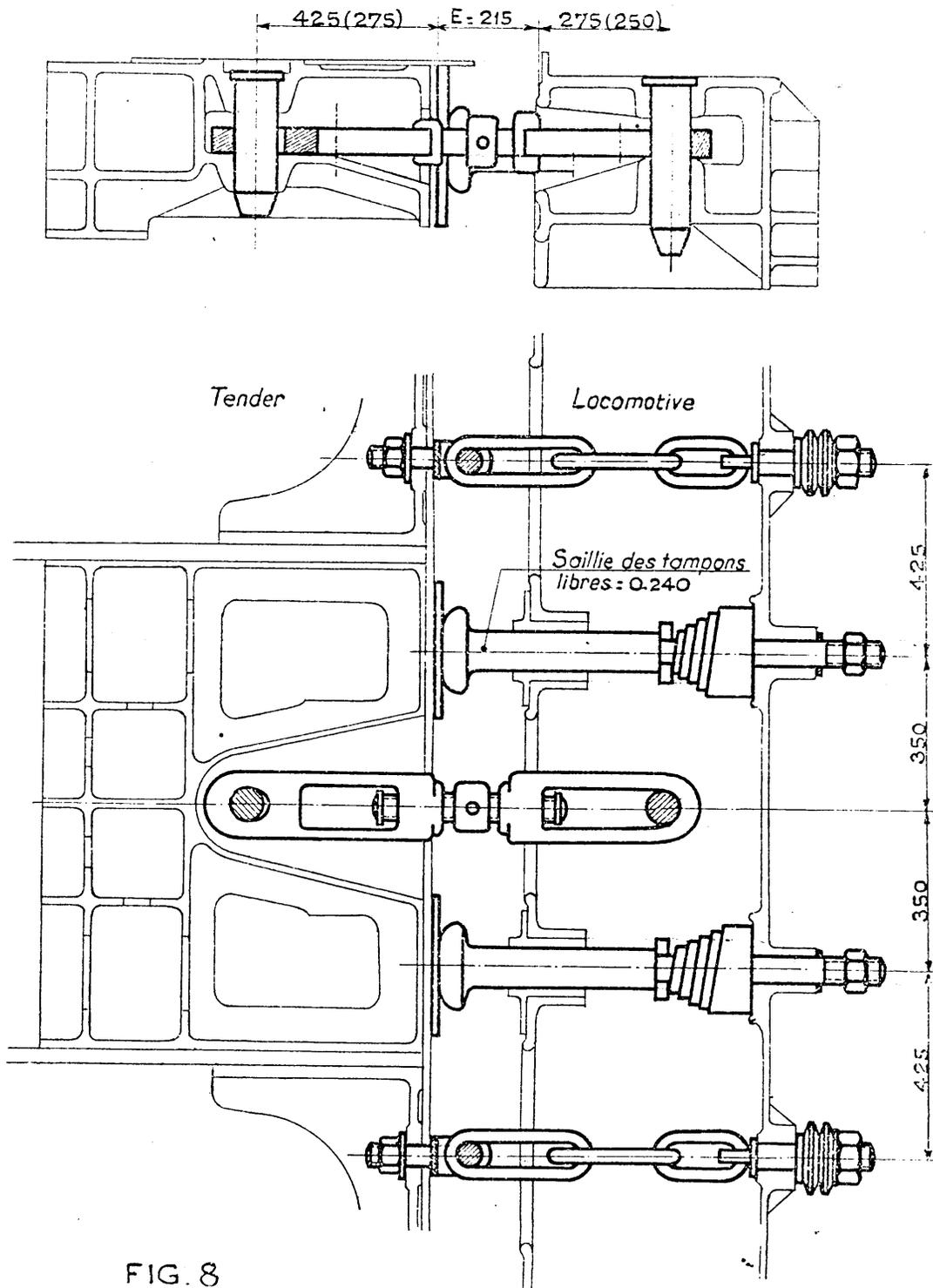


FIG. 8

1^o Attelages élastiques dont les ressorts de choc ne forment pas balancier.

a) *L'attelage primitif dit « attelage à 1 tampons » (fig. 7).* Cet attelage était celui des machines anciennes de la Compagnie de l'Ouest, il est resté sur un petit nombre de machines 030.

b) *L'attelage (fig. 8).*

2^o Attelages à tampons élastiques conjugués par un ressort formant balancier.

a) *L'attelage (230 G) (fig. 9).*

b) *L'attelage type unifié (141 P) (fig. 10).* Dans ce dernier type, la cheville du côté du tender s'engage dans les ouvertures ovales du caisson et dans les ouvertures rondes des 2 bras d'une chape A dont la tige B peut coulisser dans un guide C du caisson. Un écrou et un contre-écrou retiennent cette tige. Deux ressorts à lames disposés à plat l'un au-dessus de l'autre ont leur bride centrale commune D maintenue par un axe E présentant un œil central coulisant dans B et s'appuyant fixement sur C après serrage de l'attelage. Les extrémités de ces ressorts s'appuient sur les tampons de connexion dont les têtes sont sphériques. Les écrous de la tige à chape sont vissés au montage, de façon que le jeu entre la cheville d'attelage du tender et son logement dans le caisson soit également réparti à l'avant et à l'arrière.

Ces 4 premiers types d'attelage sont « sec » à la traction du fait que le tendeur ou la barre d'attelage sont tendus rigidement entre les 2 chevilles s'engageant sans jeu dans des ouvertures rondes des caissons de la machine et du tender.

Ils sont élastiques au choc du fait que les tampons s'appuient sur des ressorts.

Toutefois, ils ne sont élastiques qu'à partir d'un effort de poussée égal à la tension initiale, ce serrage étant en général assez énergique pour que les tampons ne se compriment pas.

Dans le cas d'un choc, la force vive est absorbée par le ressort. Celui de l'attelage des 141-P par exemple est comprimé initialement à 13 t/5 et sa flexibilité par tonne est 1,34 mm. Supposons égale à 30 mm. sa course possible au-delà de sa bande initiale. Sa tension en fin de course sera de :

$$13,5 \text{ t} + \frac{30 \text{ t}}{1,34} = 35,88 \text{ t.}$$

La force vive absorbée sera égale à :

$$\frac{35,88 - 13,5}{2} \times 1,000 = 0,03 \text{ kgm.} = 740 \text{ kgm.}$$

Elle est d'autant plus élevée que la tension initiale et la course possible sont plus grandes et la flexibilité par tonne plus faible. Au cours du choc, le véhicule tamponné, à cause de son inertie, ne commence pratiquement son mouvement de recul qu'après la compression totale des ressorts de choc, la barre de traction est détendue et les 2 chevilles se rapprochent l'une de l'autre grâce aux jeux longitudinaux intérieurs des chevilles dans les 2 manilles du tendeur et aux jeux longitudinaux entre les extrémités extérieures des manilles et les parties fixes des caissonnements ou du ressort central (ces jeux sont nécessaires pour empêcher le tendeur de se fausser dans le choc). A la réaction, le ressort comprimé restitue toute l'énergie emmagasinée (sauf celle détruite par le frottement du ressort) dans les chocs instantanés et simultanés des 2 chevilles contre les 2 extrémités du tendeur. Il pourrait en résulter, suivant la capacité d'emmagasinement de travail des ressorts et si les barres ou tendeurs d'attelage n'étaient pas suffisamment résistants une rupture de ces pièces.

Dans la circulation en courbe ou par suite de mouvements de lacet, il se produit des déplacements relatifs des 2 véhicules (la barre d'attelage restant normalement tendue et l'entraxe des chevilles fixes). Ces 2 véhicules peuvent prendre un des 6 mouvements relatifs représentés *figure 18* et l'une des 6 positions relatives représentées *figure 11* en projection horizontale.

Tenders 20.000 suivant cotes entre parenthèses

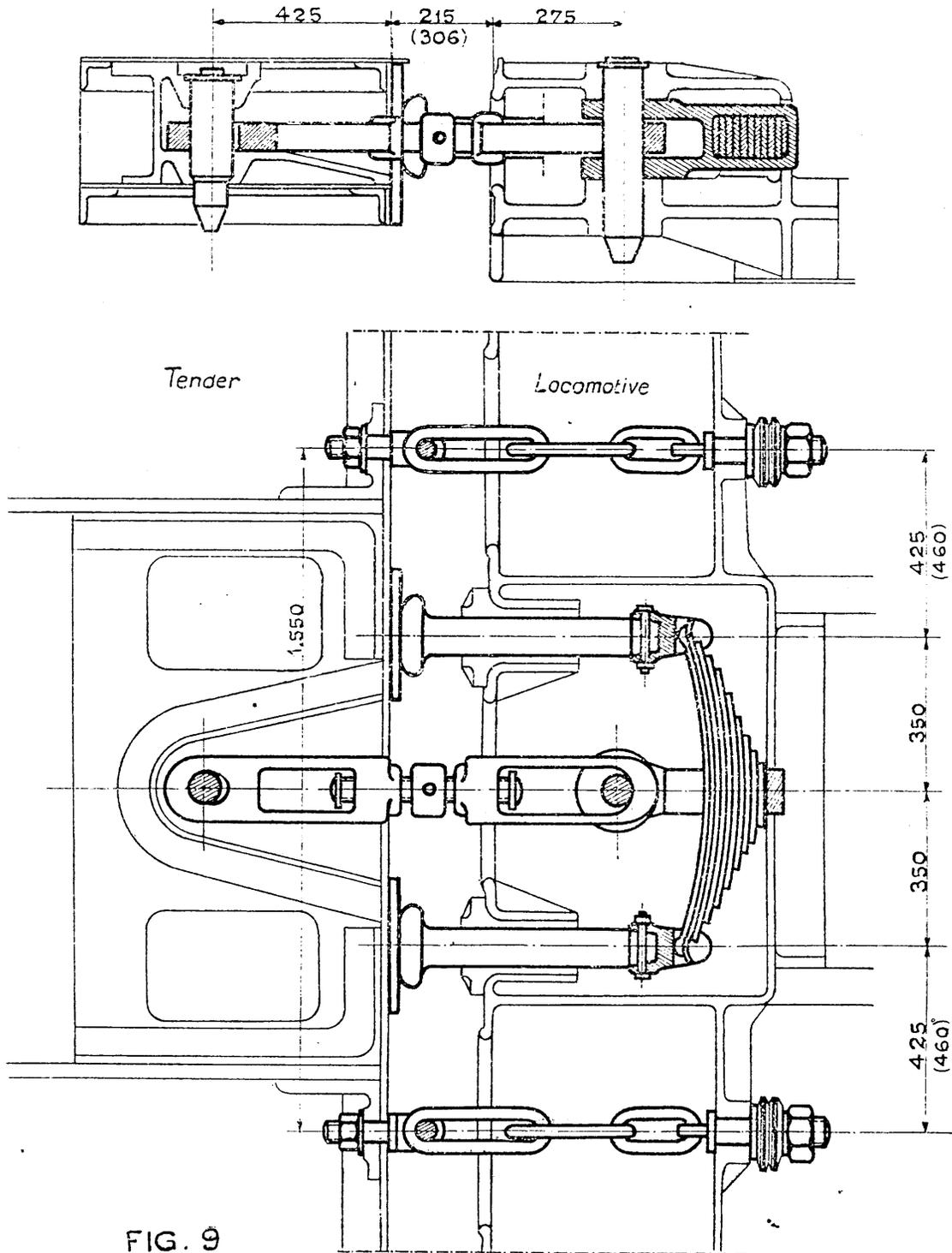


FIG. 9

a) Celle de la *figure 11 a* pouvant être considérée comme résultant d'une simple rotation autour de O' , soit de la machine, soit du tender.

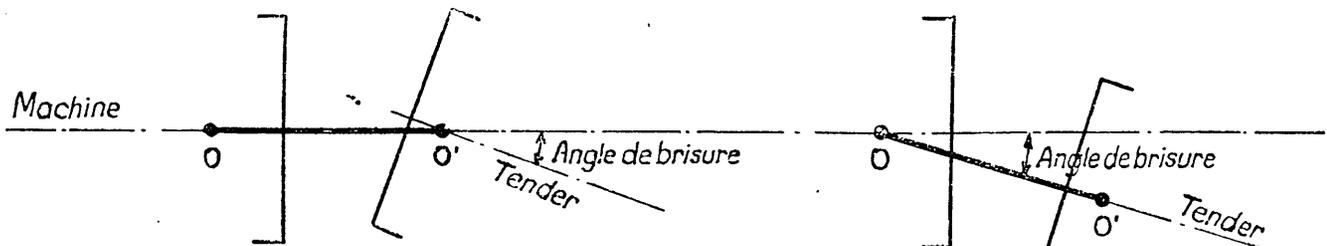


FIG. 11 (a)

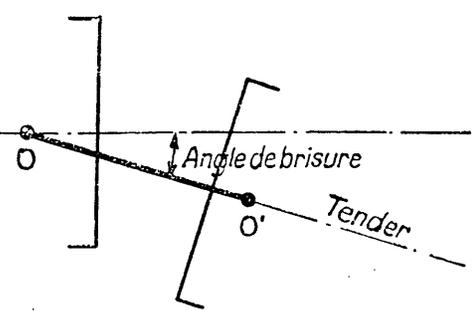


FIG. 11 (b)

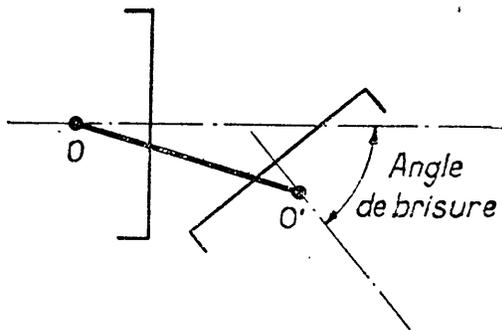


FIG. 11 (c)

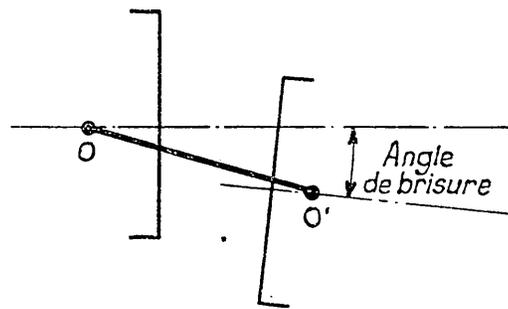


FIG. 11 (d)

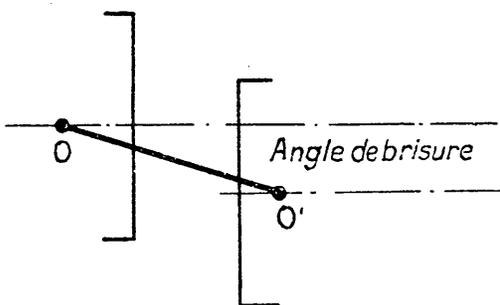


FIG. 11 (e)

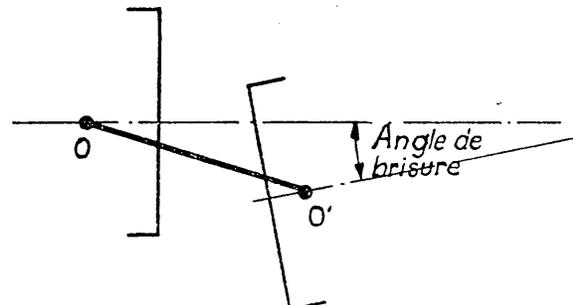


FIG. 11 (f)

b) Celle de la *figure 11 b* (rotation simple autour de O).

c) Celles des *figures 11 c, d, e, f* combinaisons des deux rotations simples précédentes autour de O et O' (1).

(1) Nous appellerons rotation double cette combinaison de 2 rotations simples au tableau figurant à la fin du § A.

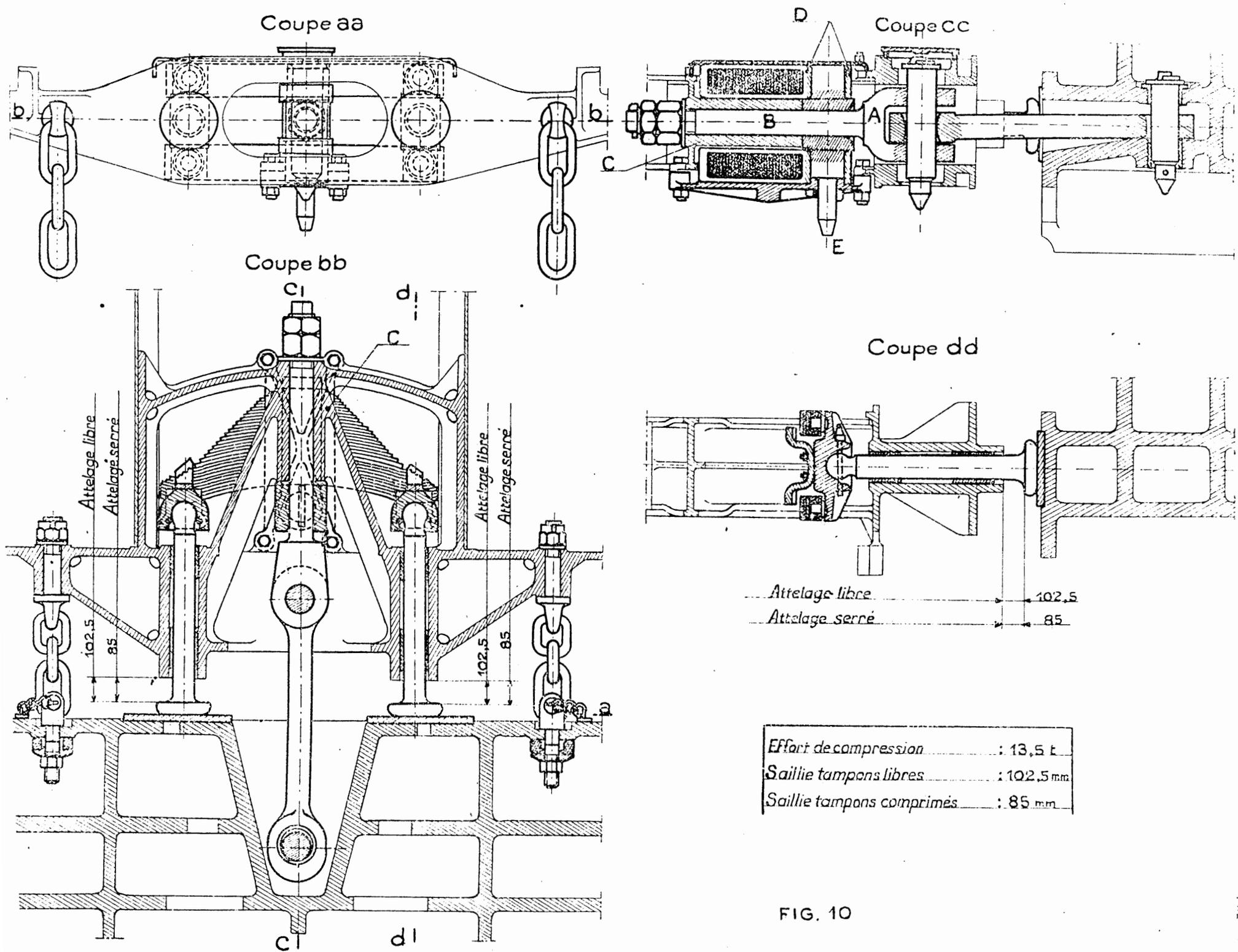
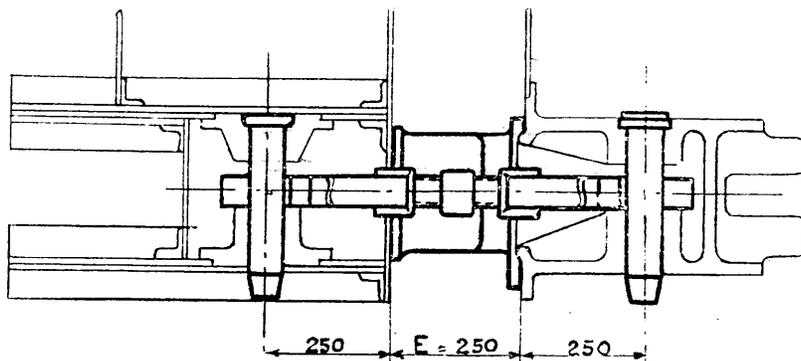


FIG. 10



Cotes rigoureuses: A, B, E

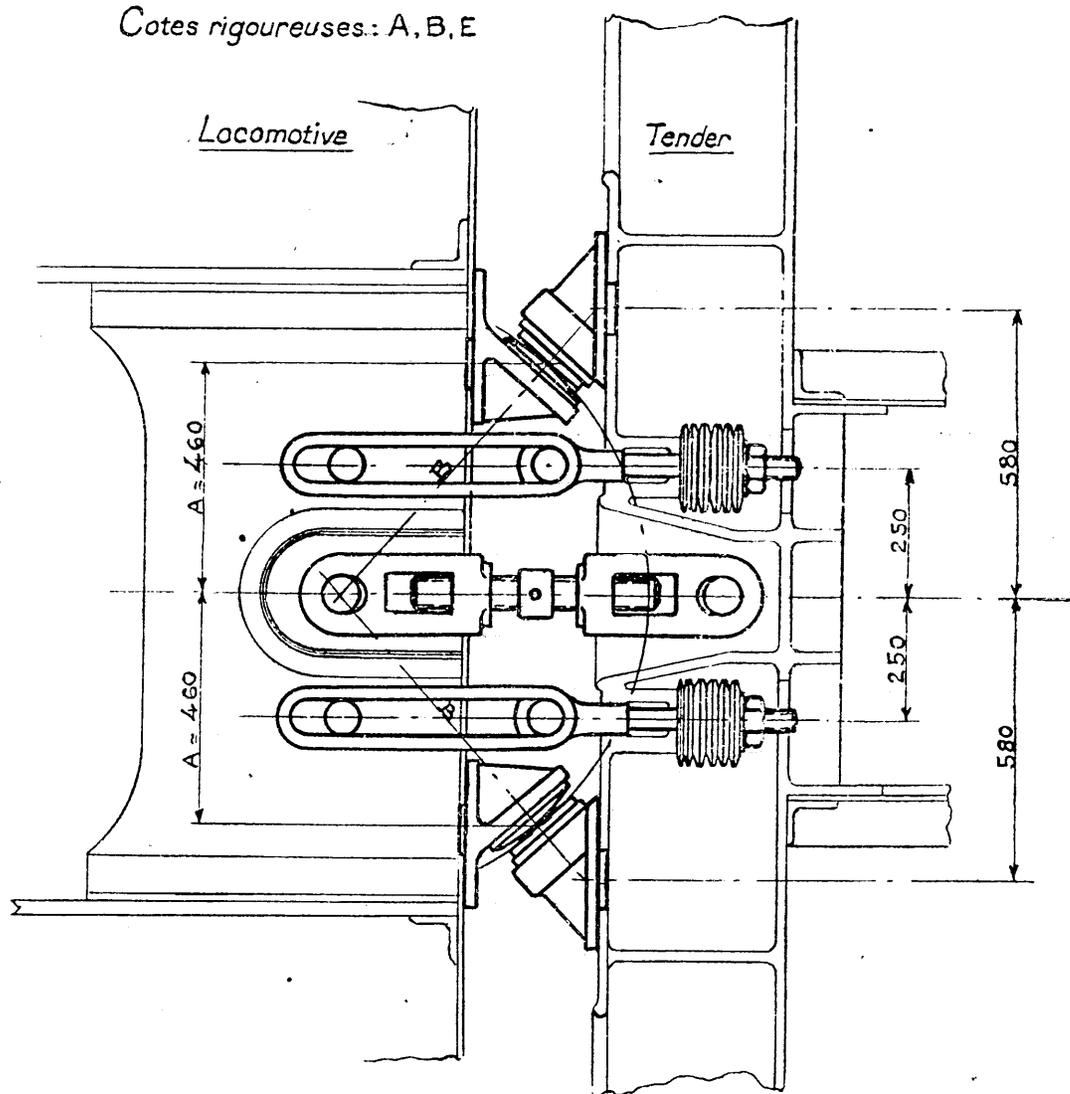


FIG. 12

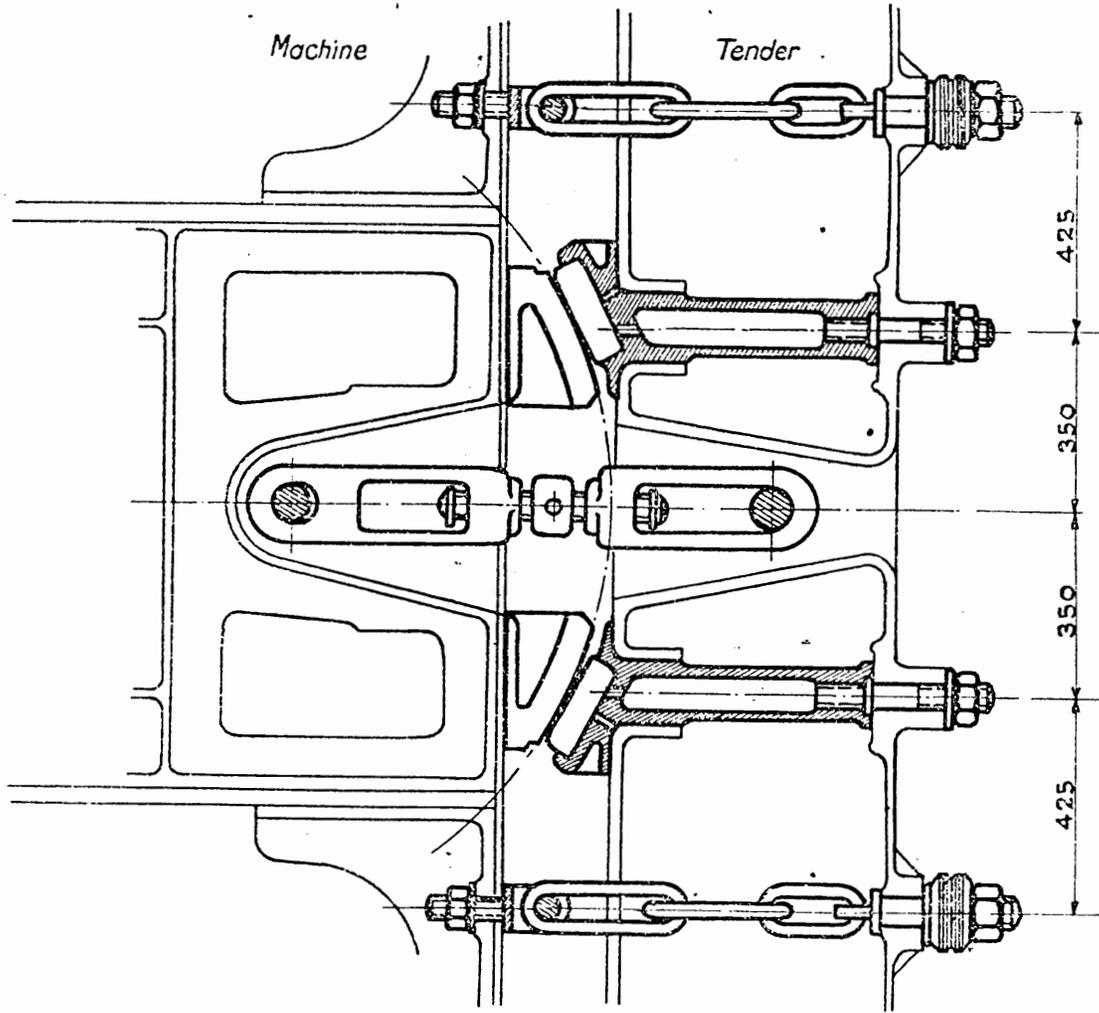
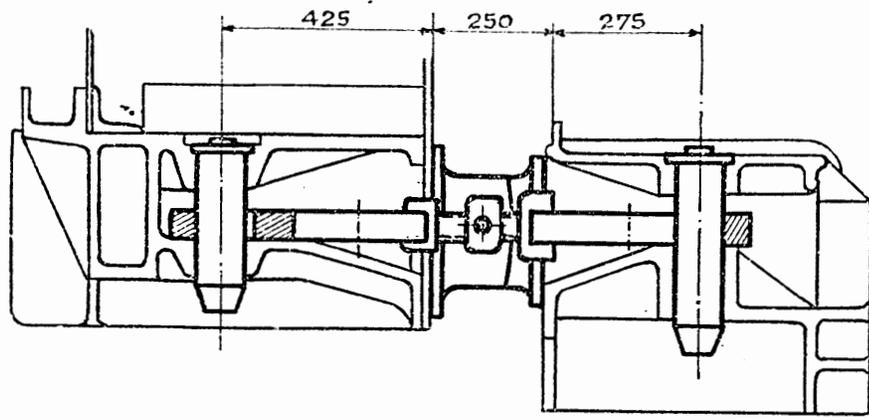
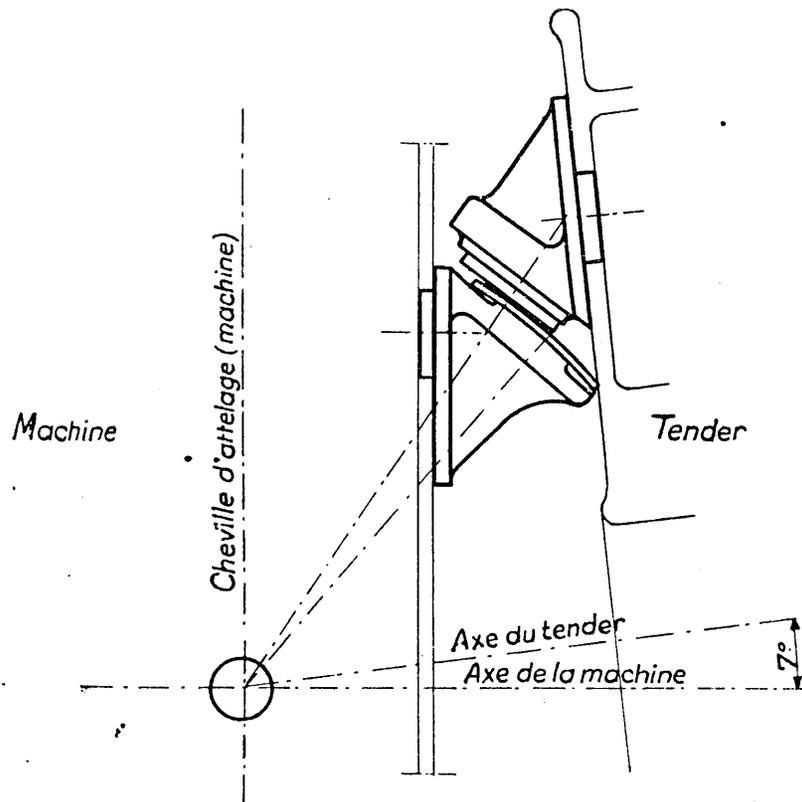


FIG. 13

*Avec tampons
d'origine modifiés*



*Avec tampons
non modifiés*

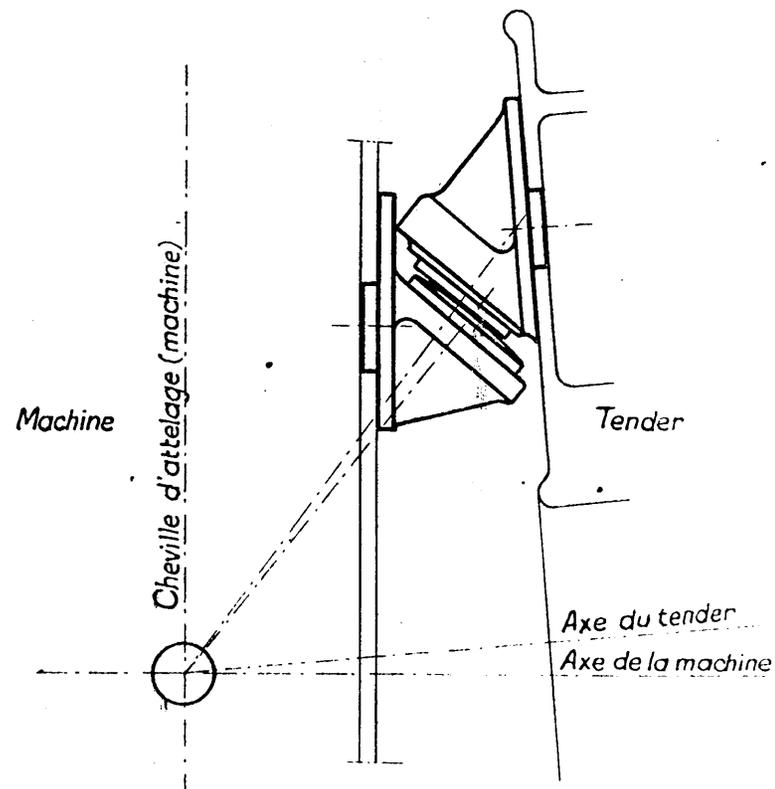


FIG. 14.

4° Attelage à rotule type Est ou système " Mestre ". (fig. 15).

L'avant des tenders est prolongé par une sorte de timon Y qui pénètre dans le caissonnement arrière de la machine. Sur la pièce extrême (en acier moulé) vient s'ajuster une chape D avec talons d'encastrement M et boulons R et R'. La chape contient 2 demi-coussinets E et E' bloqués par la clavette J immobilisée par un goujon S. Dans la surface intérieure sphérique des coussinets s'emboîte une rotule F portant une bague G montée à force et retenue par un écrou freiné par vis. Le caissonnement de la machine comporte 2 bagues de guidage A et A' qui lui sont solidaires. La cheville d'attelage H en acier spécial traverse sans jeu le caisson dans ses bagues A et A' et la rotule du tender dans sa bague G. Elle comporte à sa partie supérieure un chapeau I elle est immobilisée dans son logement par une clavette de retenue N qui s'oppose à son soulèvement et par un ergot qui se loge dans une des 4 mortaises de la bague A. Un dispositif de graissage permet d'amener l'huile entre cheville et rotule et entre rotule et coussinets. L'attelage proprement dit n'oppose ainsi qu'une résistance insignifiante à l'ouverture de l'angle de brisure contrairement aux attelages à tampons élastiques. L'angle de brisure de ce type d'attelage dépasse 90°.

L'attelage est en général complété par l'adoption d'une plateforme qui supprime la solution de continuité existant habituellement entre la machine et le tender. Elle a pour but d'augmenter le confort du personnel.

Ce type d'attelage rigide, sec à la traction et dur au choc se comporte comme l'attelage à tampons Roy, la cheville d'attelage de la machine étant le centre de rotation.

Les attelages type Roy et type Est rendent impossibles les déplacements transversaux relatifs de l'arrière du châssis de la locomotive par rapport à l'avant du tender. Il en résulte pour les machines modernes longues ayant un déplacement latéral important de la cheville d'attelage par rapport à l'axe de la voie lors du passage en courbe, un entraînement latéral égal de l'avant du tender. Dès lors, pour permettre au tender son placement dans la voie, il est nécessaire de munir son premier essieu ou première bogie d'un déplacement latéral comme pour l'arrière de la machine. Ce déplacement latéral est généralement complété par un dispositif de rappel dont l'action sur le pivot de bogie se répercute sur la cheville d'attelage assurant ainsi une meilleure stabilité de la machine sur la voie.

5° Attelage type Américain.

a) Ordinaire (fig. 16).

b) A mouvements latéraux contrôlés (fig. 17).

Ces 2 attelages sont à barre d'attelage de longueur fixe, secs à la traction et durs au choc. Un tampon flottant à double surfaces concaves sphériques ou cylindrique et sphérique frotte contre les tampons fixes convexes de la machine et du tender ayant pour axes verticaux les chevilles d'attelage. Dans les mouvements relatifs transversaux de la machine et du tender le tampon flottant a ainsi une position relative fixe par rapport à la barre d'attelage. Avec ce type de tamponnement on peut envisager les 6 positions relatives différentes déjà représentées à la figure 11 résultant d'un des 6 mouvements relatifs différents de la figure 18. L'inscription détermine la position stable relative des 2 véhicules comme pour les attelages élastiques articulés.

Dans le cas de la figure 16 la barre ne doit pas être tendue au montage. On immobilise le coin par une broche dans un trou choisi au réglage de manière à ce que le jeu des chevilles dans les trous de la barre d'attelage soient également répartis à l'avant et à l'arrière. Ceci est nécessaire pour permettre les dénivellations relatives de la machine et du tender du fait que la barre est disposée au-dessous de l'axe longitudinal des tampons (la figure 19 représente un profil en long, machine en palier, tender sur butte).

Dans le cas de la figure 17, machines 141-R, la mise en tension initiale de la barre est obtenue à l'aide d'un dispositif à coins qui donne un serrage d'intensité initiale invariable. Le frottement important des tampons qui résulte de la pression d'application s'oppose aux déplacements relatifs de la machine et du tender. Il procure une augmentation de la vitesse

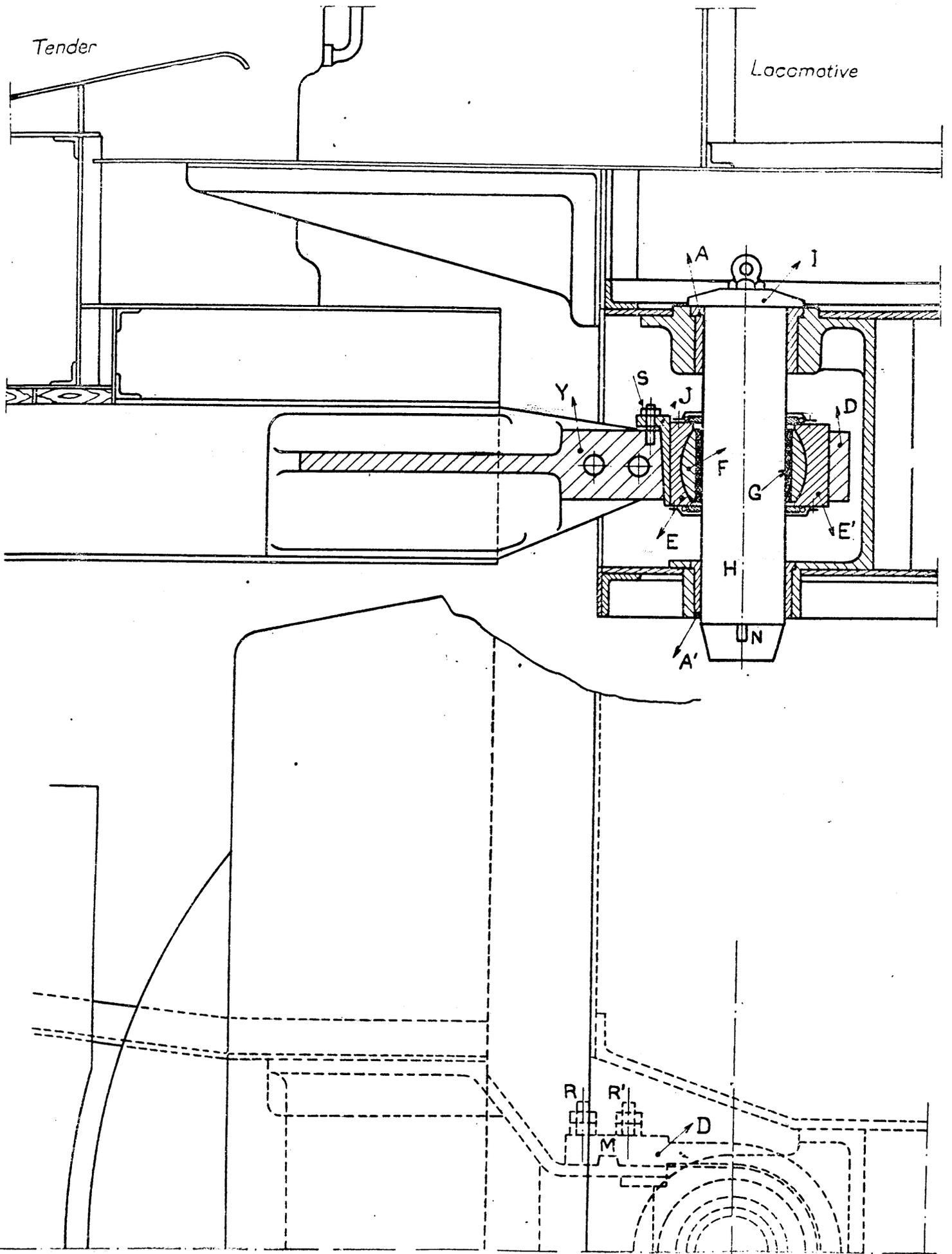
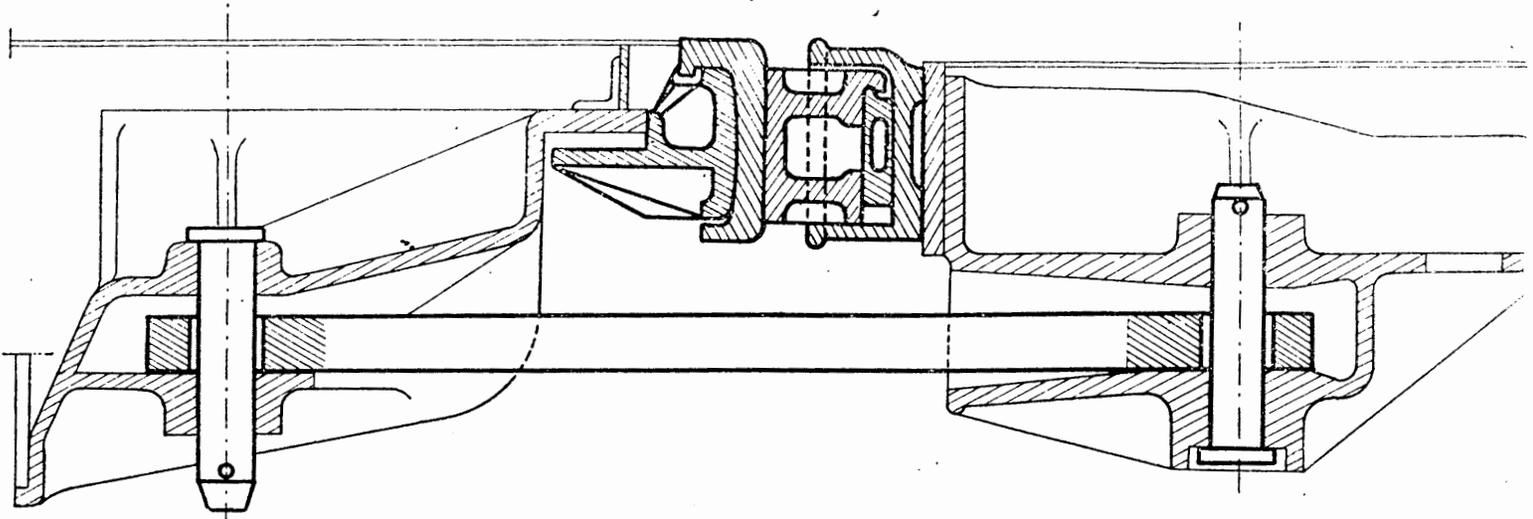


FIG 15



Machine

Tender

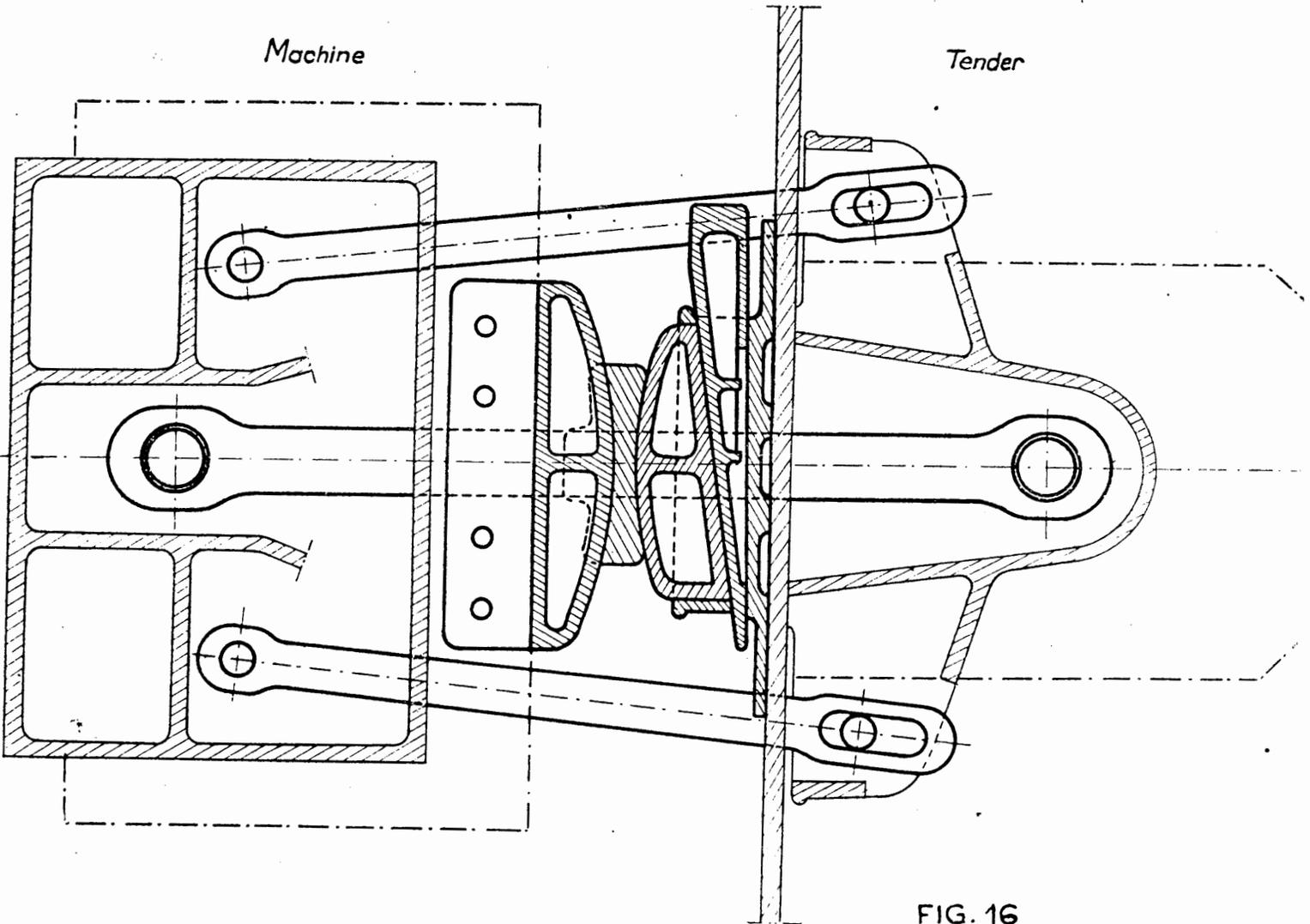
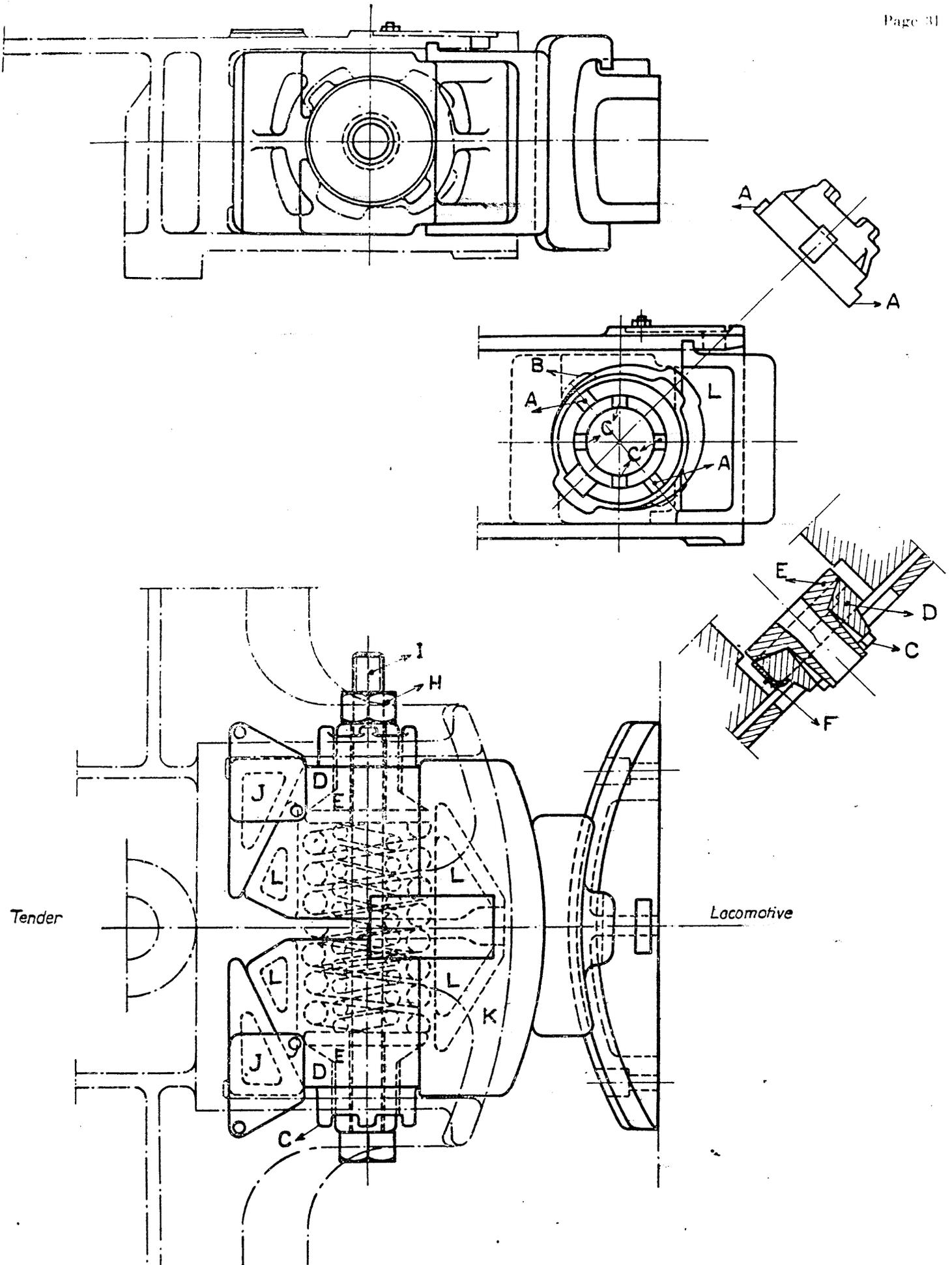


FIG. 16



limite de stabilité de la locomotive attelée et cela d'autant que l'attelage est plus serré et l'effort de rappel du bogie avant du tender faible. Toutefois il ne faut pas que le frottement atteigne des valeurs exagérées d'où la nécessité d'assurer le graissage des tampons pour éviter les grippages.

L'effort de compression P au montage du ressort s'exerçant sur les coins produit une traction Q de la barre d'attelage; mais inversement l'effort Q' à exercer sur les tampons pour produire une compression P' du ressort supérieure à P (c'est-à-dire une compression P' desserrant l'attelage et le rendant élastique aux chocs) est supérieure à Q et telle que :

$$Q' = \frac{Q \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}{\operatorname{tg}(\alpha - \varphi)} \text{ soit environ } 2 Q,$$

α étant l'angle des faces des coins avec l'axe du ressort,

φ étant l'angle de frottement des faces des coins.

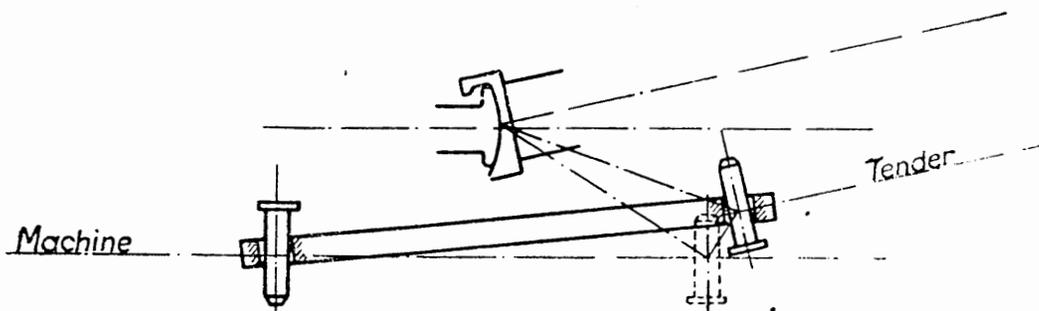


FIG. 19

La compression P au montage est suffisante pour s'opposer à ce desserrage de l'attelage dans le cas de refoulement ou de chocs normaux.

Le dispositif comporte 2 ressorts comprimés entre 2 sellettes E par le serrage au montage d'un écrou H sur une tige filetée I . Ces pièces E appuient sur 2 autres sellettes de maintien D qui transmettent l'effort de poussée des ressorts aux coins de serrage L par 2 oreilles A engagées dans les rainures B des coins. Après ajustement des oreilles dans ces rainures (les oreilles de manœuvre C sont alors sur des axes verticaux et horizontaux) on verrouille définitivement en rotation les sellettes D par la soudure d'un étrier F .

Les coins de serrage montent sur les plans inclinés des coussinets fixes J appuyés contre le fond du caissonnement et sur les plans indiqués du tampon K en faisant saillir ce dernier.

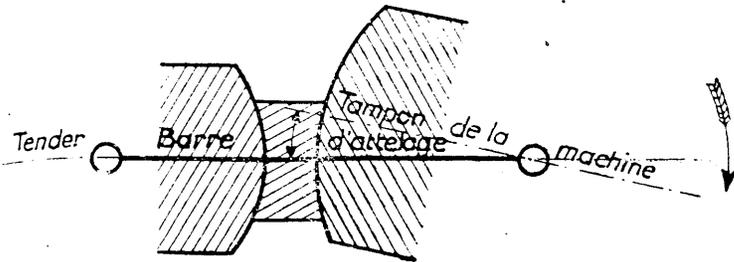
Les surfaces de friction sont proportionnées en surface et en angle de façon à absorber les forces imposées avec le minimum d'usure.

6° Attelage convergent type S.O. (230-K) (fig. 18 bis).

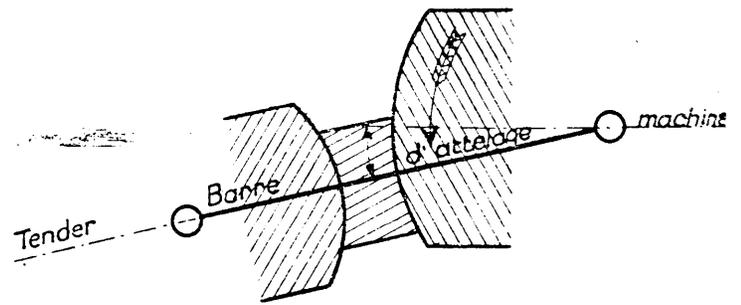
L'attelage se compose spécialement de tampons obliques dont l'inclinaison par rapport aux traverses de la machine et du tender est d'environ 15 à 18°, c'est-à-dire que les surfaces de ces tampons sont inclinées tangentielllement à celle d'un cylindre ayant approximativement pour axe la verticale du centre de gravité de la machine. Ainsi, comme dans l'attelage conver-

Rotation autour de la cheville d'attelage de la machine

1° Par le tampon

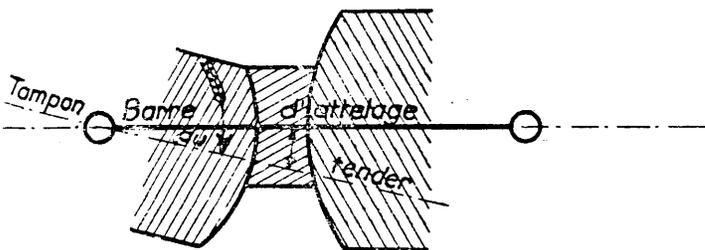


2° Par la barre d'attelage

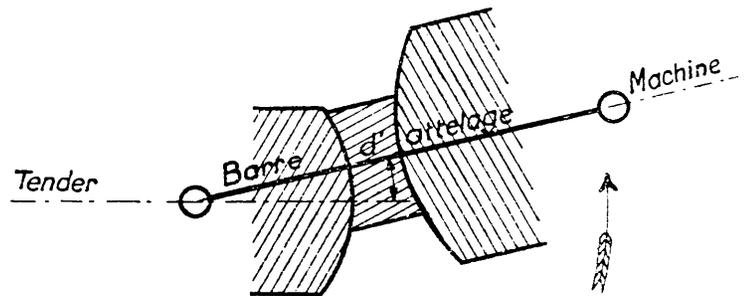


Rotation autour de la cheville d'attelage du tender

1° Par le tampon

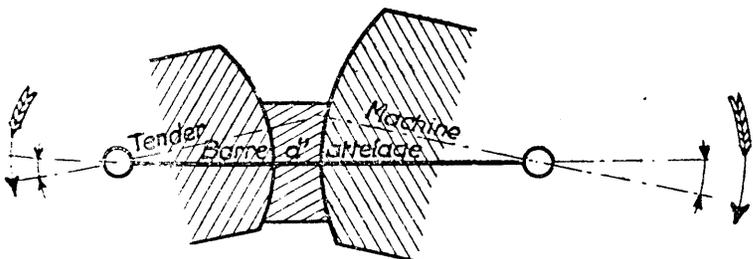


2° Par la barre d'attelage

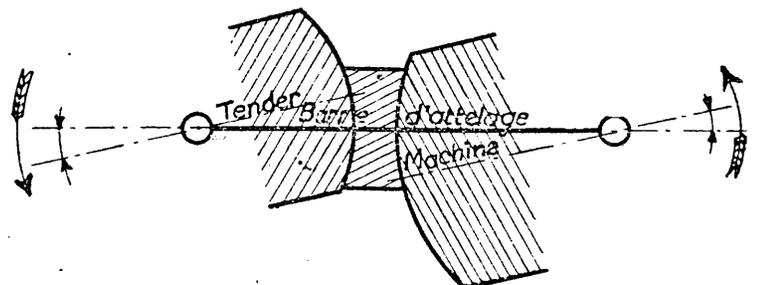


Rotation des tampons autour de leurs chevilles respectives

1° Déplacement des tampons dans le même sens



2° Déplacement des tampons en sens inverse



gent à tampons Roy, le seul mouvement relatif normal possible de la machine et du tender est une rotation simple autour du centre de courbure des tampons mais ce centre ne se confond pas avec celui de la cheville d'attelage (1).

Le rapprochement du centre de gravité de la machine du centre de convergence de l'attelage avait pour but de réduire la pression exercée latéralement sur le rail extérieur par les boudins des roues avant (bissel ou bogie), c'est-à-dire de faciliter le déplacement transversal

avant de la machine par rapport au rail. Malheureusement, cette convergence, qui réalise indirectement l'attelage de la machine par son centre, n'oppose pas de résistance au mouvement de lacet propre de la machine comme l'attelage Roy (fig. 18 ter A et B).

Comme le point de convergence théorique des axes de la machine et du tender diffère suivant le rayon de la courbe, il s'ensuit en général pour les attelages convergents, d'une part une plus grande difficulté d'inscription géométrique dans les courbes de

Attelage SO (rotation autour de G)

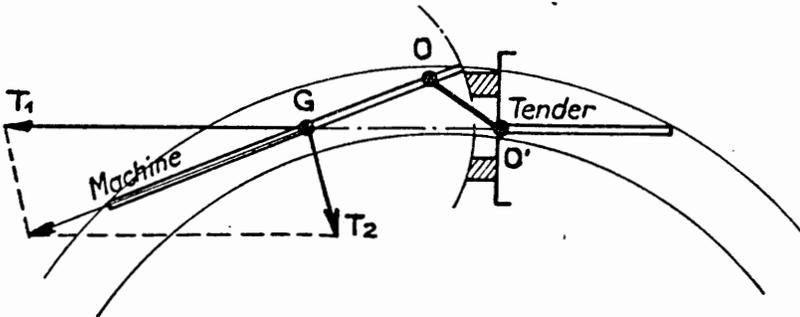


FIG. 18 ter A

Attelage Roy (rotation autour de O)

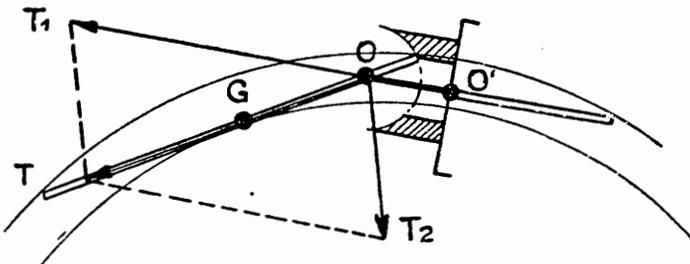


FIG. 18 ter B

LÉGENDE

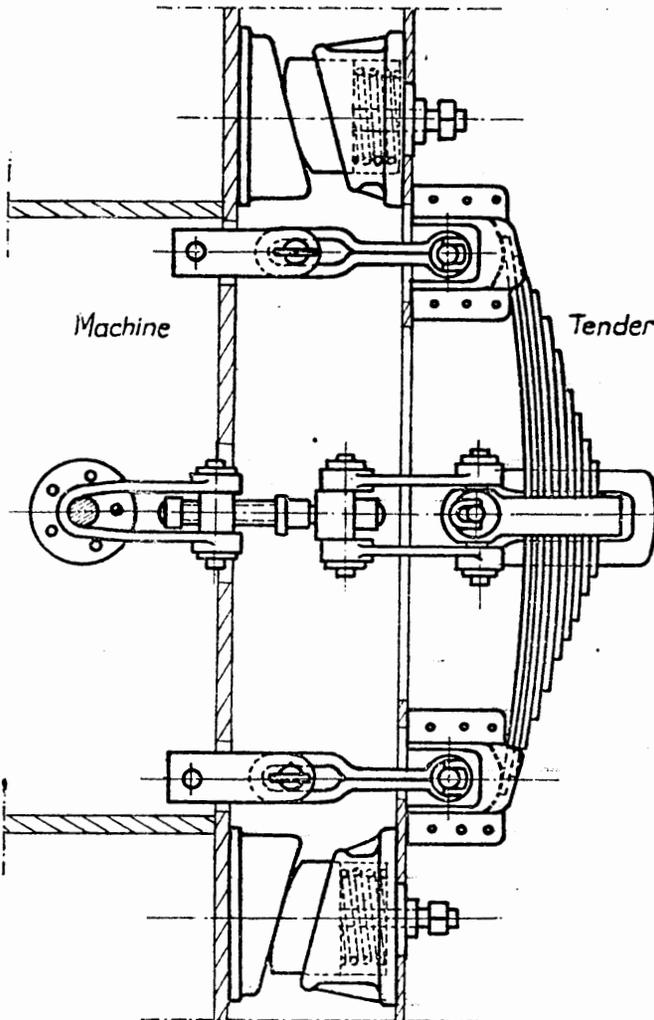
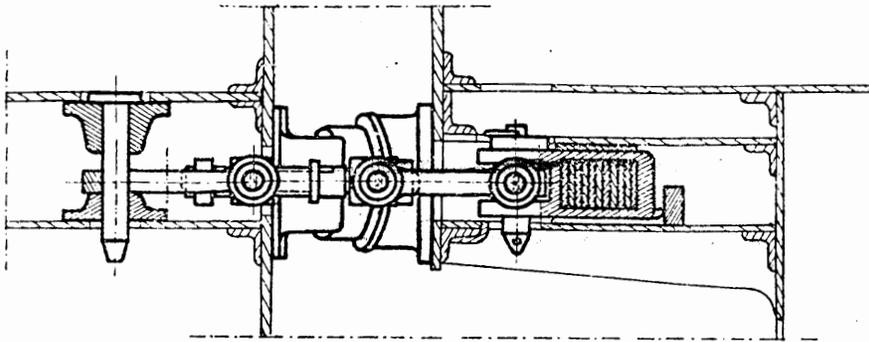
T	Effort de traction machine
T ₁	Effort de traction suivant axe tender
T ₂	Effort latéral sur machine résultant de l'inscription en courbe et de la fixation du point de convergence
OO'	Barre d'attelage

faible rayon, d'autre part, des secousses possibles lors de l'inscription en vitesse. Ces inconvénients sont d'autant plus atténués que le centre de convergence s'éloigne du centre de gravité de la machine (fig. 18 ter A et B).

Dans le type d'attelage (fig. 18 bis) les tampons de la locomotive sont secs, ceux du tender sont formés par un cylindre creux fixé sur la traverse du tender, dans lequel est ajusté un boisseau creux aussi, dans l'intérieur duquel est placé un ressort en spirale. Ce ressort est monté avec une tension initiale de 1260 kg, le serrage de l'attelage (21 mm.) porte cette tension

(1) En réalité, les tampons n'étant pas rigides, il peut se produire une rotation autour d'un autre point que leur centre de courbure, à laquelle d'ailleurs s'oppose fortement la compression dissymétrique des tampons élastiques. Toute rotation relative de la machine et du tender autour d'un autre axe que celui de la cheville d'attelage (autour du centre de courbure des tampons en particulier) a pour effet de surtendre légèrement le ressort de traction.

Une disposition spéciale d'origine de ce type d'attelage permettait de réaliser la convergence complète. La machine comportait un guide circulaire de même centre de courbure que les surfaces des tampons et un galet pouvant se déplacer librement sur ce guide et servant de point d'attache au tender d'attelage.



Ressorts des tampons
Flexibilité par 1000 kg ___ : 31^{mm}
Bande initiale _____ : 2161 Kg
Bande le tendeur serré ___ : 2838 Kg

Ressort de traction
Flexibilité par 1000 kg ___ : 5,82^{mm}
Flèche de fabrication ___ : 82,4^{mm}
Bande initiale _____ : 3000 Kg
Flèche initiale _____ : 65^{mm}
Tension sur le ressort tendeur
serré _____ : 5676 Kg
Flèche correspondante ___ : 49,4^{mm}

FIG. 18 bis

à 2840 kgs. (flexibilité par tonne 31 mm.). Afin d'arriver à toujours obtenir le contact des tampons en courbe, le boisseau situé du côté du rail intérieur peut s'enfoncer et celui du côté du rail extérieur ressortir en vertu de l'élasticité des ressorts agissant sur chacun d'eux. Ainsi, s'exerce un effort d'opposition et de rappel au mouvement de rotation relatif de la machine et du tender autour d'un autre point que le centre de carbage des tampons (*fig. 18ter C*).

Un déplacement transversal relatif de l'arrière du châssis de la machine par rapport à l'avant du tender est aussi possible (mouvement de lacet). La faiblesse de la composante transversale résultant de l'inclinaison des tampons est insuffisante pour rendre solidaire

Attelage SO (rotation autour de Q)

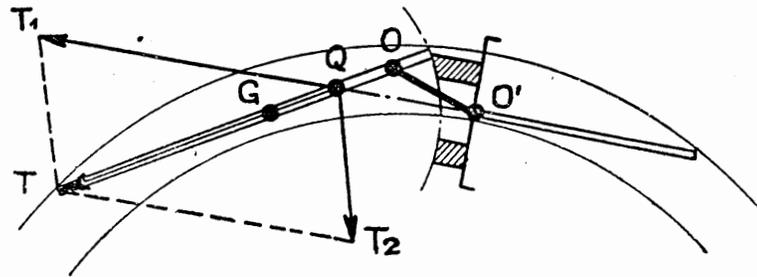


FIG. 18^{ter} C

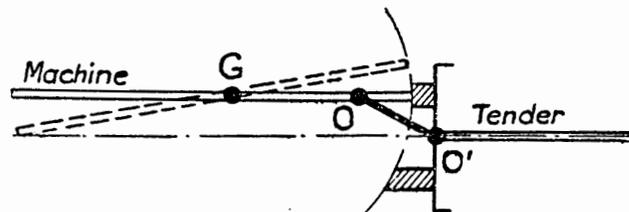


FIG. 18^{ter} D

latéralement l'arrière de la machine avec l'avant du tender et combattre ce mouvement de lacet par un effort de rappel, mais il reste toutefois la résistance due au frottement des tampons qui est assez élevée puisque la pression d'application de chaque paire de tampons est de 2840 kg. (*fig. 18 ter D*).

Tous les efforts de choc sur la locomotive ou le tender s'exercent uniquement sur les ressorts des tampons. L'attelage est donc élastique au choc.

Le tender agit sur un fort ressort de traction s'appuyant sur la traverse avant du tender. Il est relié d'un bout à la cheville d'attelage de la machine par une manille, et de l'autre à la bride du ressort à lames par deux bielles. Il est serré par un écrou à levier jusqu'à la tension de 5680 kg. (évidemment égale au double de celle de chacun des ressorts de tampons). La flexibilité du ressort de traction est faible (5,82 mm.) de façon à obtenir un démarrage sans à-coups du train. Ainsi, contrairement à tous les types d'attelage décrits jusqu'ici, ce dernier type est élastique à la traction.

On peut reprocher à cette disposition, dans laquelle des ressorts de choc et de traction sont interposés entre la machine et le tender, de ne pas annihiler le mouvement de recul périodique qui peut se produire entre ces deux véhicules.

Tableau résumé comparatif des caractéristiques des différents types d'attelage.

Type d'attelage	Traction	Choc	Mouvements relatifs d'orientation machine et tender		
			Nature	Résistance offerte	Rappel
<i>fig. 7 et 8</i>	sec	élastique	Rotation dble	forte	oui
<i>fig. 9 et 10</i>	—	—	—	—	non
<i>fig. 12 et 13</i>	—	dur	Rotation simp.	variable suivant serrage	—
<i>fig. 15</i>	—	—	—	nulle	—
<i>fig. 16</i>	—	—	Rotation dble	nulle	—
<i>fig. 17</i>	—	—	—	forte	—
<i>fig. 18 bis</i>	élastique	élastique	Rotation simp.	forte	oui

B. — ATTELAGE DE LA MACHINE AUX AUTRES VÉHICULES

(avant machine et arrière tender).

1° Normes du règlement technique français.

Cet attelage satisfait aux normes exigibles pour les véhicules qui sont fixées à l'article III du chapitre I (unité technique des chemins de fer) dont les conditions imposées ont été rendues exécutoires par un arrêté du Ministère des Travaux publics.

Les véhicules doivent être munis aux 2 extrémités d'appareils élastiques de traction et de choc. Les principales cotes de ces organes sont les suivantes pour les véhicules à construire (*fig. 20*).

	Minimum	Maximum
Hauteur du centre des appareils de choc	1 m. 065	0 m. 910
Ecartement d'axe en axe des tiges de tampons	1 m. 760	1 m. 710
Course des tampons	150	70
Diamètre des plateaux de tampons		370
(Le tampon de gauche au moins doit être bombé).		
Distance du point d'attache du crochet de traction non tendu au front des tampons non serrés..... (cote <i>a</i>)	400	335
Distance du point d'attache du crochet de traction au centre du trou de ce crochet	125	110
(cote <i>b</i>)		
Longueur de l'attelage du front des tampons non serrés jusqu'à l'intérieur de la manille du tender, l'attelage étant entièrement tendu, tender desserré	535	450
(cote <i>c</i>)		
Ouverture du crochet de traction		41
Dimensions de la maille du tender au contact du crochet :		
— dans le sens de la traction	40	
— dans le sens perpendiculaire à la traction	36	
(cote <i>e</i>)		
Espace libre à réserver pour l'attelleur des 2 côtés de l'axe du tender entre celui-ci, les tampons et les pièces rigides faisant saillie sur la traverse :		
largeur 400, profondeur 300, hauteur 1 m. 800.		

Toute partie de l'attelage susceptible de descendre à moins de 140 mm. au-dessus du rail doit pouvoir être relevée.

2^o Traverses.

Les traverses avant de machine et celles avant et arrière des machines-tenders étaient autrefois en bois recouvertes d'une tôle mince. Elles sont maintenant en tôles et cornières solidement reliées aux longerons, la tôle de façade appuyant généralement sur l'extrémité des longerons. La traverse AV des 141 R est une pièce en acier moulé.

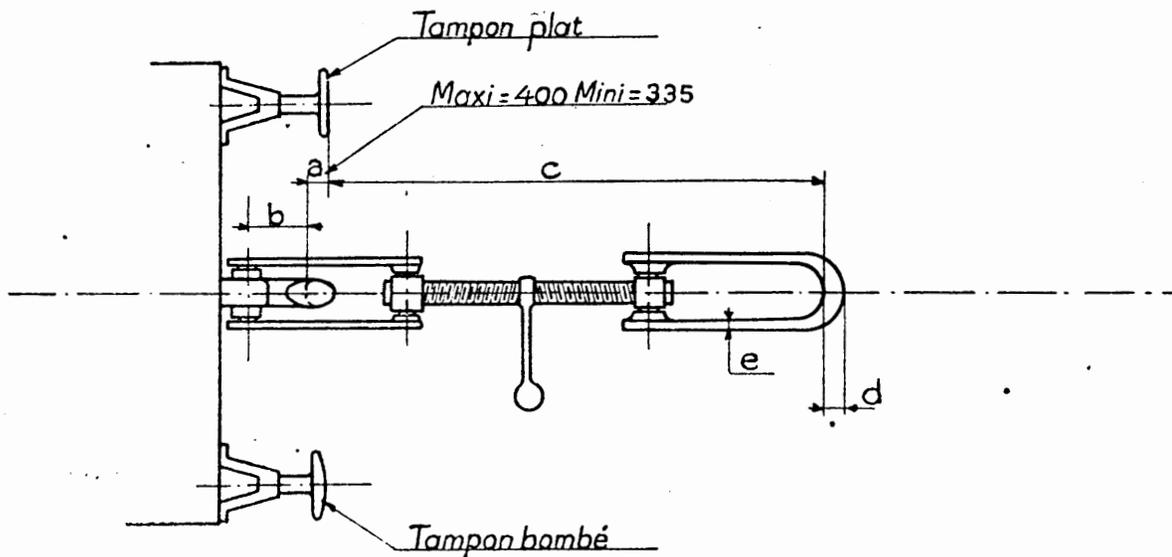


FIG. 20

La traverse AV porte les organes d'attelage comprenant un crochet de traction, un tendeur à vis, 2 chaînes de sûreté (1) et les organes de choc constitués par 2 tampons élastiques.

3^o Tampons.

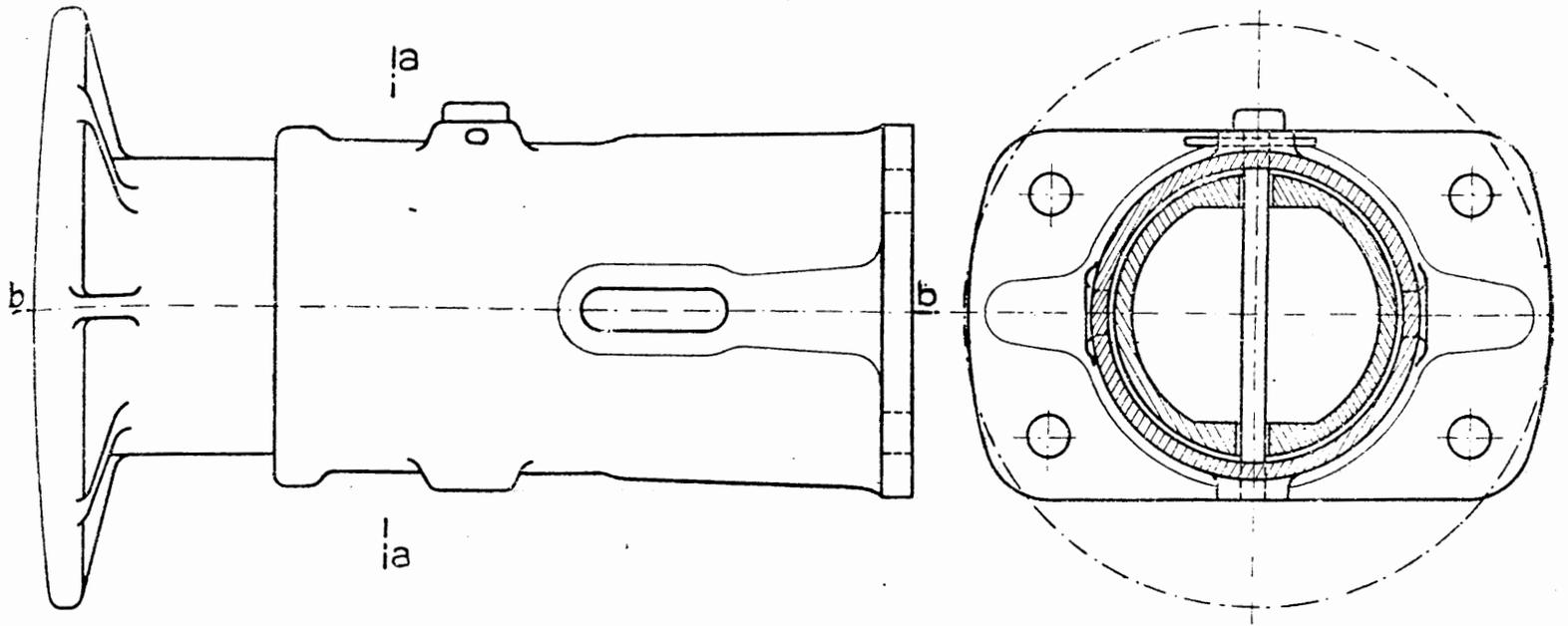
Les tampons doivent amortir sur une faible course une partie de la force vive dues aux vitesses relatives qui naissent entre les véhicules, ils évitent ainsi les réactions brutales d'un véhicule sur l'autre. Ils donnent aussi au groupe des véhicules attelés une flexibilité permettant son inscription en courbe.

Il existe 2 principaux types de tampons :

a) Le tampon dont l'élasticité est obtenue par un ressort placé dans le boisseau. Le tampon unifié de 70 tonnes (*fig. 21*) comporte un plongeur qui coulisse avec jeu dans un boisseau cylindrique. On donne de la bande initiale au ressort au moyen d'une clavette qui traverse de part en part le plongeur et le boisseau. Le plongeur comporte une rainure longitudinale qui permet le déplacement correspondant à la course du tampon.

(1) On ne les monte pas sur le matériel neuf ni ne les remplace sur le matériel en service en cas d'avarie.

Coupe aa



Coupe bb

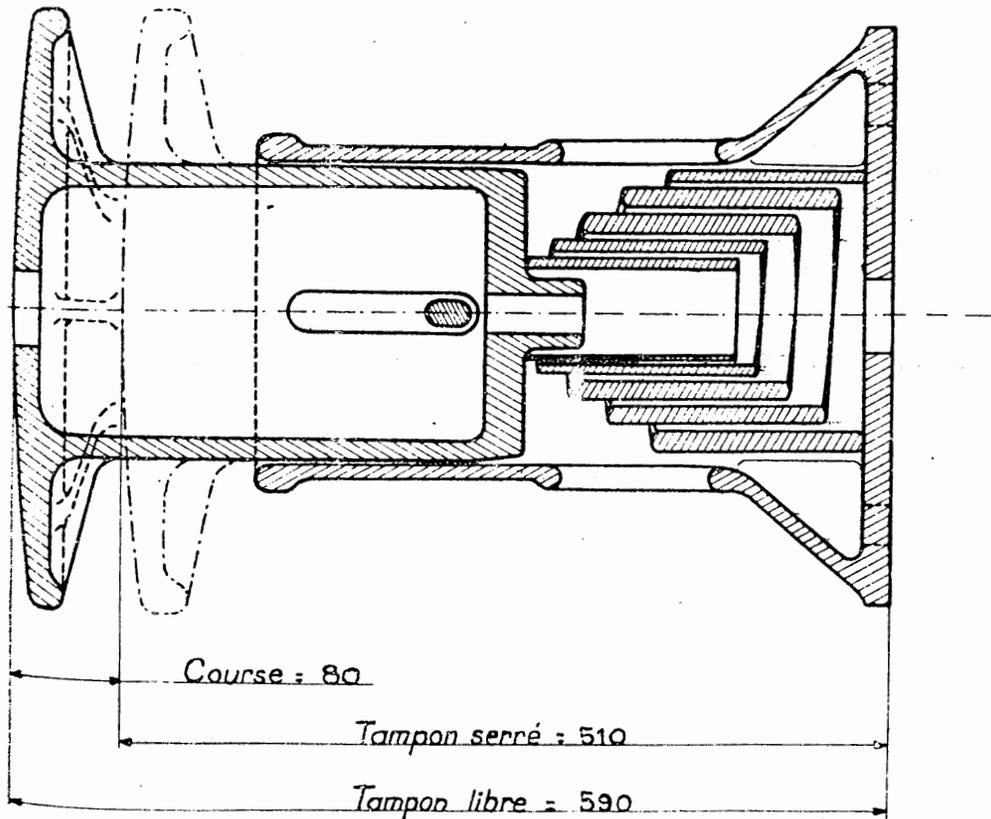


FIG. 21

b) Les tampons spéciaux :

--- Le tampon Ringfeder (fig. 22).

Ce tampon est constitué par une série de 12 à 15 bagues en acier à ressort de chacun des 2 types A et B. Ces bagues sont assemblées avec compression préalable entre 2 cuvettes et réunies par un boulon central (1). Lorsqu'on comprime l'empilage, les petites bagues à la façon de coins, pénètrent dans les grandes ce qui implique un agrandissement élastique des bagues A et une contraction élastique des bagues B. Cette pénétration provoque un gros

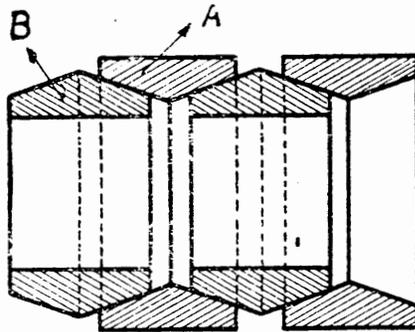
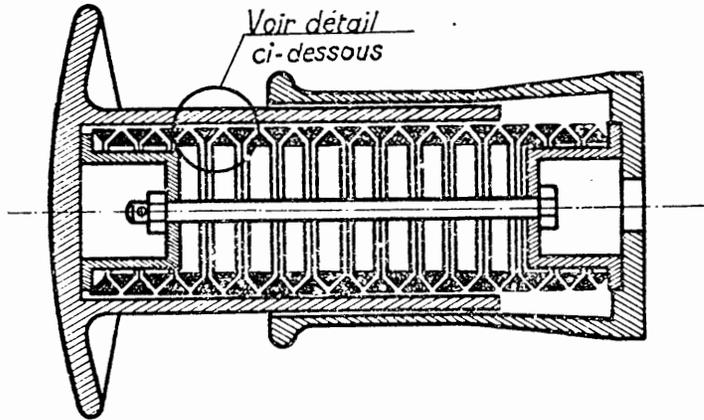


FIG. 22

coins sur A s'ajoutent leurs frottements sur les cuvettes G et F. Or au fur et à mesure de l'enfoncement du tampon le ressort R se comprime, les pressions au contact des 3 surfaces frottantes de chacun des coins augmentent proportionnellement à l'enfoncement du plongeur, le travail absorbé par le frottement égal au produit des pressions au contact des surfaces frottantes par le coefficient de frottement et par les déplacements relatifs de ces surfaces ne croit pas proportionnellement à la flèche comme dans la figure 23, mais beaucoup plus vite. La courbe des tensions en fonction de la course a une allure parabolique; cette particularité est favorable à l'absorption des chocs très importants sans dommage pour le véhicule (puisque le tampon reste encore élastique à des pressions très élevées), ni pour le véhicule voisin même si ce dernier a des ressorts très flexibles.

(1) Les bagues étant montées avec compression préalable, il est nécessaire de prendre certaines précautions lors du démontage, pour éviter que la brusque détente des bagues ne se traduise par une projection du tampon.

travail de friction sur les surfaces coniques des bagues. Lorsque l'effort de compression cesse, les forces élastiques développées dans les anneaux tendent à remettre les choses en place mais, contrairement aux ressorts sans frottement ordinaires elles ne restituent qu'une partie du travail de choc (1/3 environ) par une détente ralentie, l'autre partie ayant été dissipée et transformée en chaleur par la friction importante des anneaux (fig. 23) à la compression et à la détente. Ce tampon peut absorber

$$\frac{32.000 \times 0,045}{2} = 750 \text{ kgm.}$$

Un véhicule muni de 2 tampons peut absorber 1.500 kgm., ce qui correspond au choc d'un wagon de 30 t. lancé à 3,6 km/h. ou à 5,10 km/h. si les 2 wagons sont munis de tampons identiques.

--- Le tampon Universal B 21 de la Compagnie Westinghouse (111 B) (fig. 24).

Ce tampon comporte trois coins H bloqués entre le plongeur A et les cuvettes G et F par la compression préalable du ressort R (quelques défoncements de la cage retiennent définitivement le plongeur). L'enfoncement du plongeur a pour effet, du fait de la pente de ses faces intérieures, de faire pénétrer les coins H radialement entre les cuvettes. Au frottement des

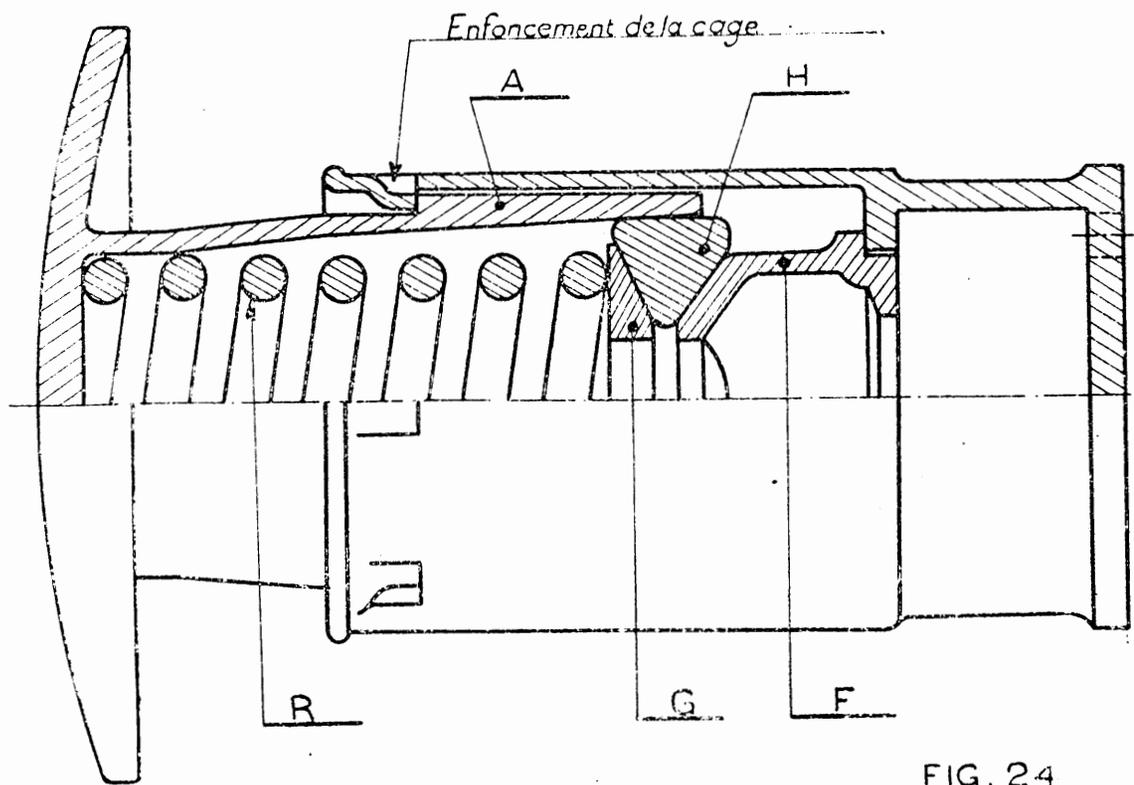


FIG. 24

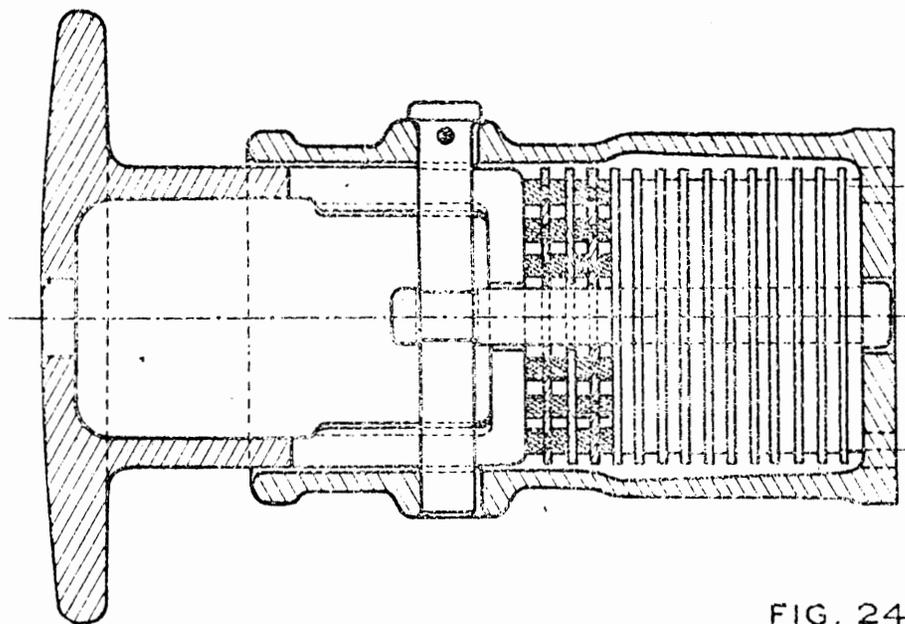
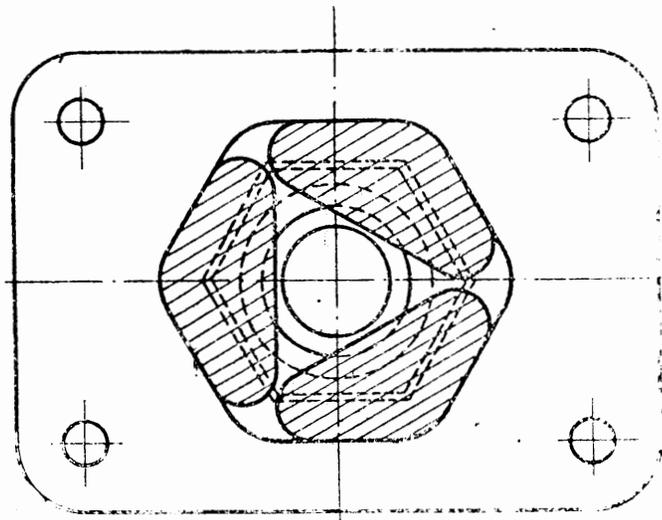
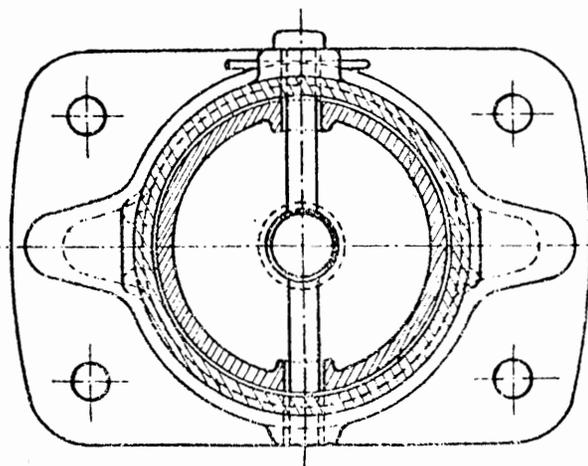


FIG. 24 bis



— Le tampon à rondelles de caoutchouc ou ressorts « Spencer » (fig. 21 bis).

L'application de ces amortisseurs a été faite aux machines banlieue équipées en reversible. Les tampons à ressorts ordinaires du matériel (voitures et locomotive) utilisé en reversible peuvent être fréquemment, lorsque la machine pousse, comprimés à bloc. On adjoint à ce dispositif de choc normal l'amortisseur Spencer qui n'entre en action que tout à fait en fin de course et pour amortir les chocs anormaux ou en cas de défaillance du tamponnement normal.

La partie élastique de l'amortisseur est constituée par des rondelles de caoutchouc armé, c'est-à-dire en caoutchouc moulé sur une âme circulaire en tôle. Ces rondelles travaillent

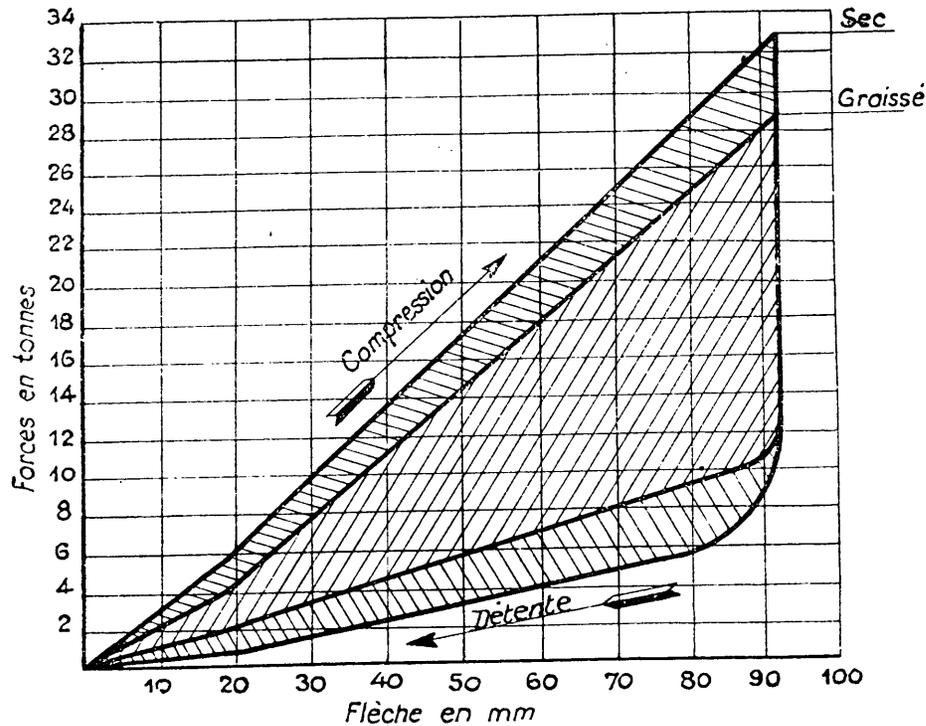


FIG. 23

comme des ressorts ordinaires (voir fig. 108, courbes E, F) de flexibilité décroissante et de grand frottement, ils sont donc capables, sous une faible course, d'absorber des quantités de travail beaucoup plus importantes, une grande partie étant dissipée en chaleur.

4^o Crochet de traction.

La traction se fait sur la traverse d'attelage. Le crochet doit amortir sur une faible course comme les tampons une partie de la force vive due aux vitesses relatives qui naissent entre les véhicules, soit qu'elles naissent de réactions du train, soit des variations de l'effort moteur.

Il existe comme pour les tampons 2 principaux types de crochets :

a) Le crochet où l'effort est amorti par ressort spiral (fig. 25).

Le ressort est traversé par la tige de traction filetée à son extrémité, une platine d'appui maintenue par un écrou goupillé assure le contact entre la tige et le ressort. Pour empêcher

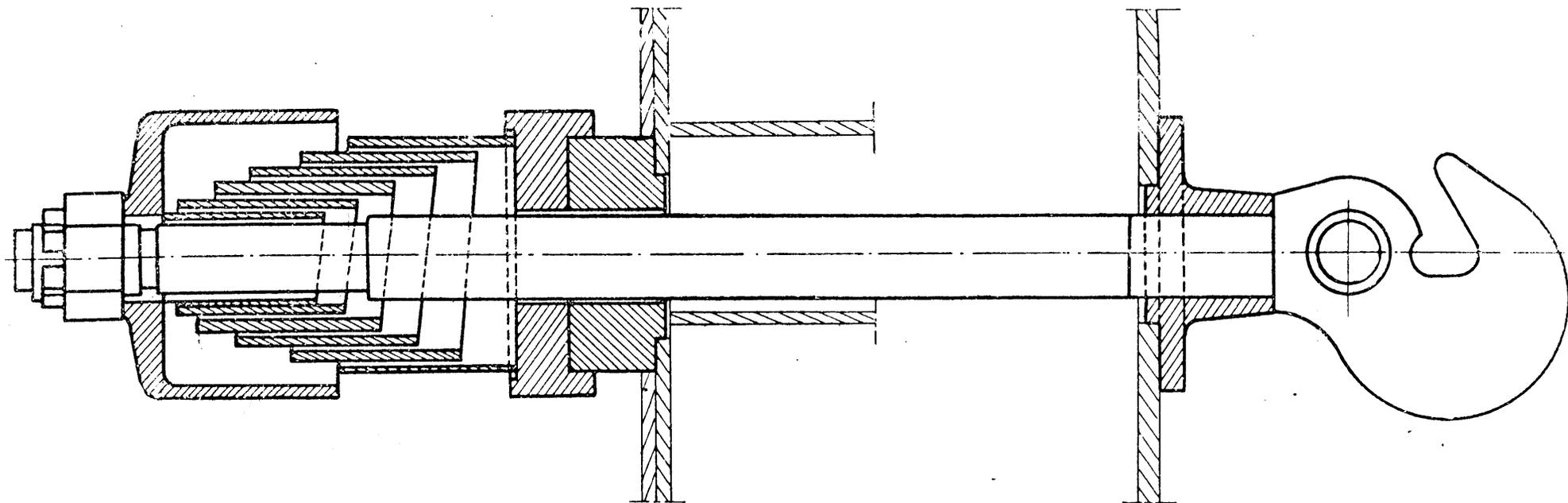
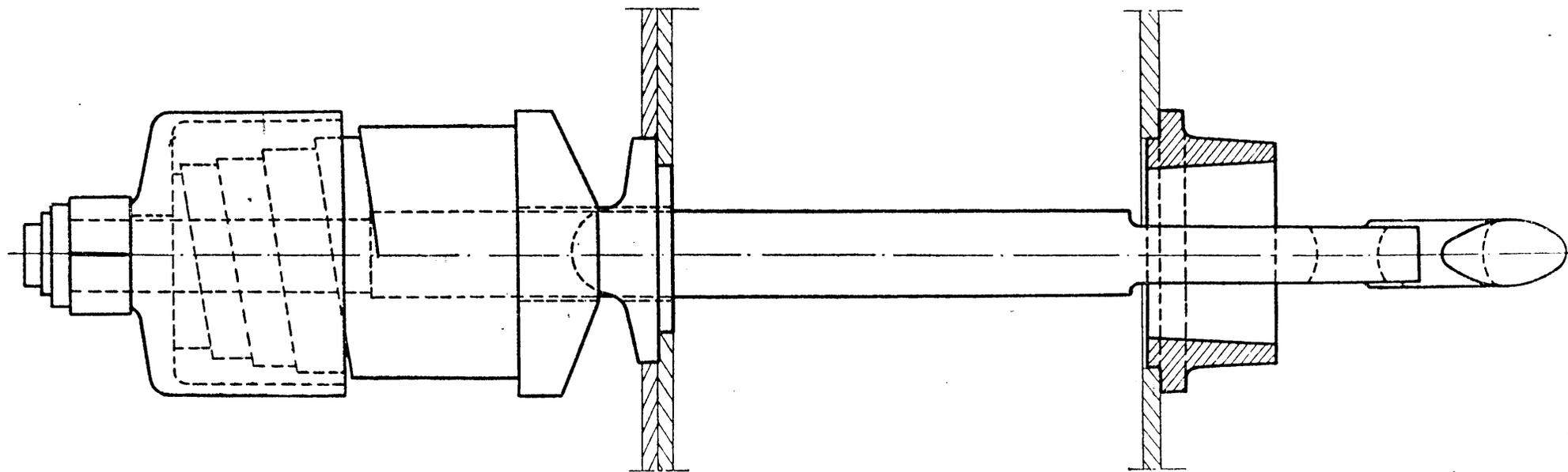


FIG. 25



la rotation du crochet autour de l'axe de sa tige, cette dernière présente au passage dans le guide une section carrée.

Certains crochets présentent une articulation sur un axe vertical.

b) *Le crochet spécial Westinghouse (fig. 26)* dont le fonctionnement est analogue à celui du tampon Westinghouse (141-R).

Remarque.

Il est essentiel que la capacité de travail que peut emmagasiner le ressort de traction soit au moins égale à celle que peuvent emmagasiner le ou les ressorts de choc. Sinon, les ressorts de choc après s'être comprimés (chocs violents, action du frein d'efficacité irrégulière d'un bout à l'autre du train, etc.) se détendent en écartant les véhicules et en produisant un choc sur les tiges de traction d'autant plus violent que les ressorts de choc sont plus puissants et les ressorts de traction plus faibles. (On doit évidemment tenir compte des tensions initiales.)

5^o Tendeur d'attelage.

Il se compose d'une vis à double pas contraires dont chaque extrémité s'engage dans un écrou, à tourillons. L'un de ces écrous est réuni par 2 biellettes articulées à un axe traversant l'œil du crochet de traction. L'autre est réuni à une manille qui peut s'engager sur le crochet de traction du véhicule voisin. Une manivelle, fixée au centre de la vis permet de serrer le tendeur. Les tendeurs sont en acier traité thermiquement.

La fiche U I C n^o 43 du 1.1.35 admet un effort de traction de 20 tonnes comme base du calcul des divers éléments de l'attelage et un coefficient de sécurité de 3,5. Les tendeurs unifiés ont une résistance à la rupture 70 tonnes.

L'effort de traction de 20 tonnes correspondait à un poids adhérent de 80 tonnes (coefficient d'adhérence pratique maximum 0,25). Pour les locomotives de l'avenir qui auront un poids adhérent de 100 tonnes, on devrait utiliser (si l'on conserve le même coefficient de sécurité) un attelage de $70 \times \frac{100}{80} = 85$ tonnes environ.

Ce sera peut-être un attelage automatique car un attelage à main doit avoir un poids qui permette de l'accrocher à un homme de force moyenne.

6^o Considérations techniques sur la résistance des attelages.

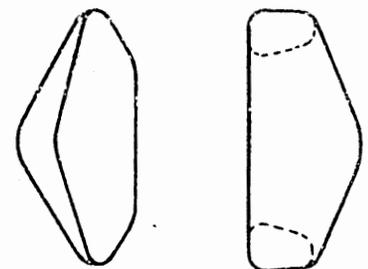
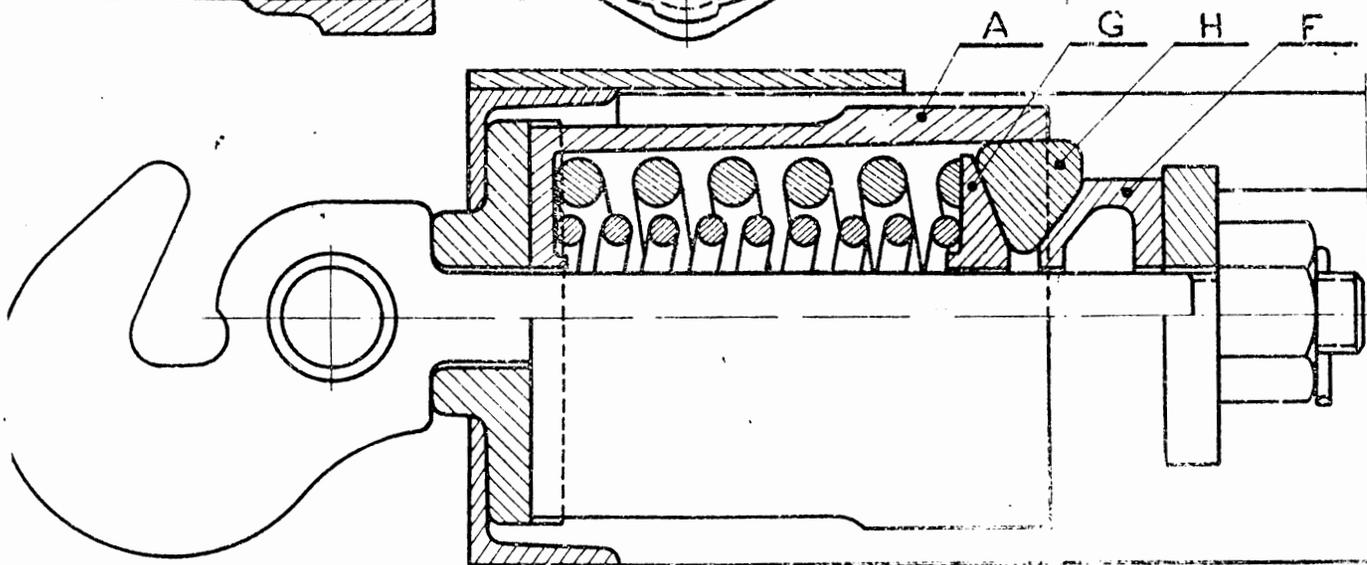
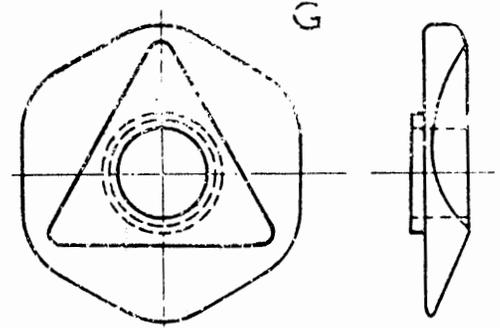
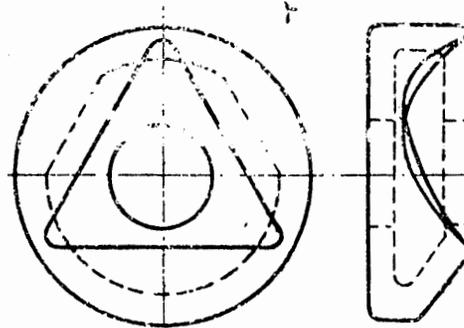
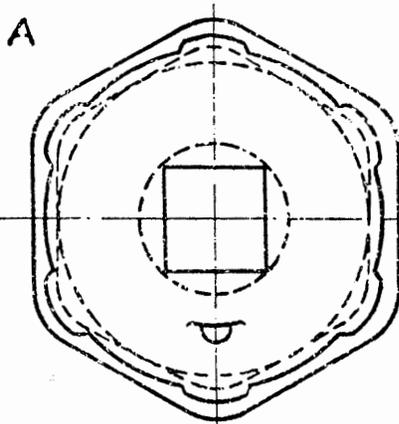
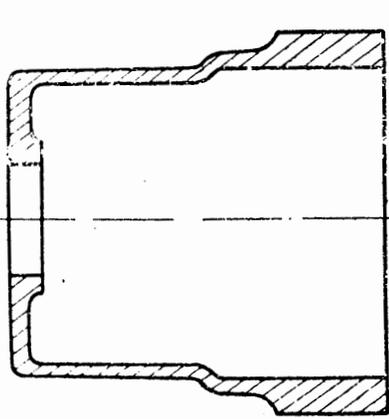
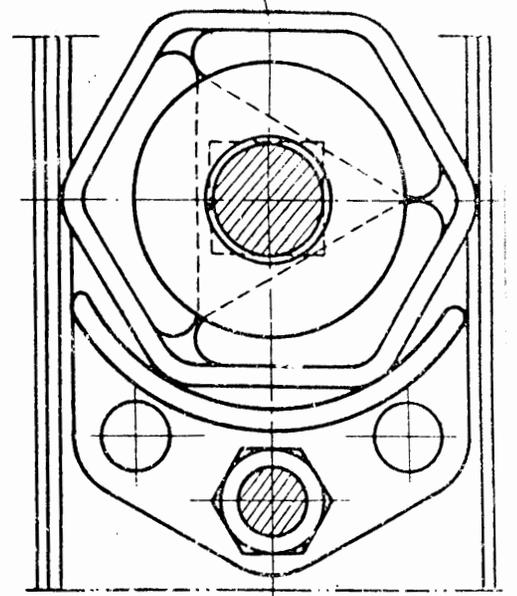
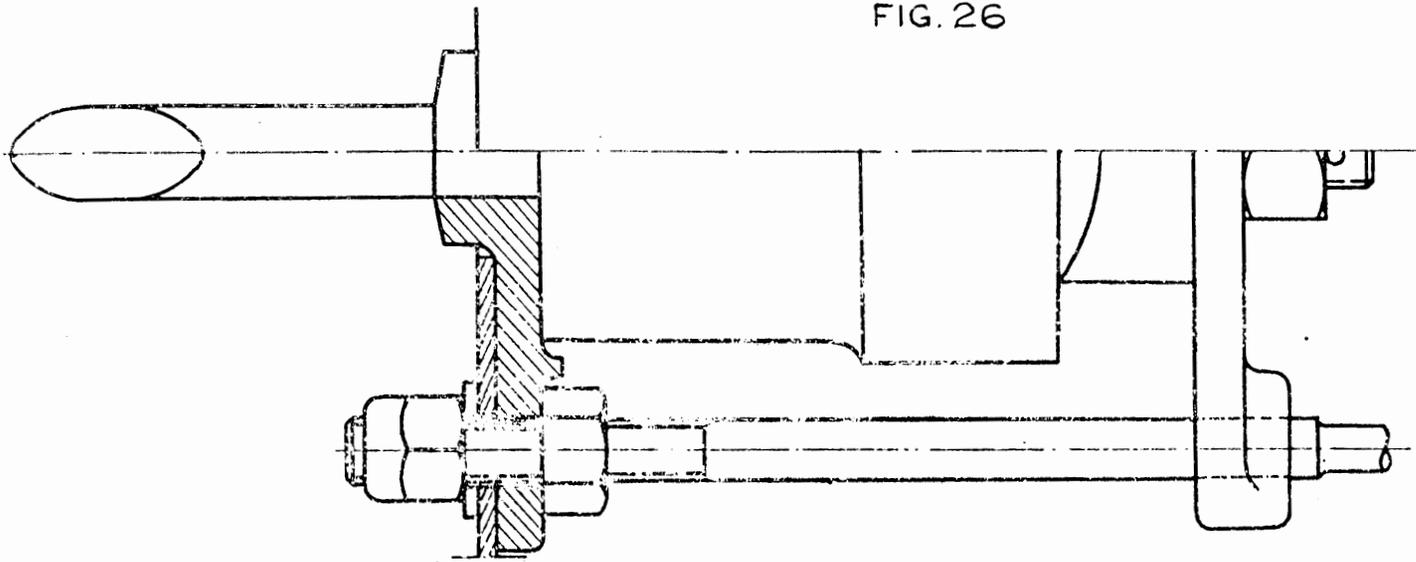
a) Statistique des ruptures d'attelages des véhicules.

L'étude des ruptures d'attelage ne renseigne pas complètement sur les points faibles d'un attelage; il y a en effet bien des avaries qui sont décelées et réparées avant qu'il ne se produise un incident.

On remarque cependant la proportion relativement faible des incidents intéressant le tendeur qui est pourtant, semble-t-il, la partie la plus faible et la plus délicate de l'attelage: on ne peut s'en étonner si l'on songe que c'est également la seule entièrement à découvert: l'accessibilité de cet organe facilite la visite et le remplacement des pièces défectueuses avant leur défaillance. Au contraire, la proportion élevée de rupture de la clavette et de la tige de traction, dont le diamètre est au moins égal à celui de la vis, est due au fait que ces organes sont d'accès difficile, sous le plancher des véhicules, et que beaucoup de criques ne pourraient être décelées qu'après démontage.

Le tableau ci-dessous relatif à une statistique de 694 ruptures d'attelage renseigne sur la fréquence relative de rupture des pièces constitutives de l'attelage.

FIG. 26



Tendeur : Manille.....	16 cas	Crochet : Bec	50 cas
Vis	31 —	Œil	51 —
Ecrou.....	80 —	Tige	189 —
Bielle.....	31 —	Clavette	127 —
Axe	52 —	Articulation.....	31 —
	<u>TOTAL.....</u>		<u>TOTAL</u>
	246 —		448 —

Les statistiques de ruptures peuvent être examinées sous un autre aspect : celui des circonstances dans lesquelles les incidents se sont produits, et qu'on peut résumer dans le tableau ci-dessous relatif à une statistique de 567 ruptures :

En pleine voie	}	1 : 138
		2 : 15
		3 : 29
En gare et au cours de manœuvres	}	1 : 289
		2 : 81
		4 : 13
		5 : 2
	<u>TOTAL.....</u>	567
Indices : 1 = arrêt simple		427 cas
2 = démarrage		96 —
3 = ral. suivi de reprise.....		29 —
4 = arrêt ajusté		13 —
5 = indéterminé.....		2 —

On remarque que la plupart des ruptures se sont produites à la suite d'une action du frein d'efficacité irrégulière d'un bout à l'autre du train : triple valve paresseuse, dépression insuffisante, déblocage de la tête avant équilibre de la conduite générale, courses différentes des pistons de frein, etc., ce sont celles survenues au cours d'arrêts ou de ralentissements suivis de reprises.

De plus, un grand nombre de celles qui se sont produites au démarrage sont dues au blocage d'un véhicule. On peut donc dire que la plupart de ces incidents auraient été évités si le fonctionnement du frein avait été parfait.

A noter que les ruptures ne se produisent pas plus en tête qu'en queue et que la position moyenne des coupures se trouve à $\frac{52}{100}$ de la longueur du train en partant de la tête.

Ceci prouve que les attelages doivent être étudiés en tenant compte beaucoup plus des chocs et réactions qui peuvent se produire aux changements d'allure que des efforts de traction que peuvent fournir les locomotives. Il est vrai que les chocs sont fonction de la longueur des trains et que cette dernière est fonction de l'effort de traction de la machine.

b) Etude sommaire des réactions.

Malheureusement, ces phénomènes sont difficilement chiffrables, mais, bien qu'ils soient extrêmement localisés, on peut penser que, à résistance des attelages égale, les chances d'incidents augmentent avec la longueur des trains, pour deux raisons : d'une part, la conduite du frein est d'autant plus délicate que le train est plus long; d'autre part, l'accroissement du nombre de véhicules augmente le nombre de chances d'accouplement de deux wagons très dissemblables, au point de vue choc et traction, comme au point de vue équipement de frein (course des pistons, conduite blanche); or, l'accouplement de deux véhicules dont les courses des pistons de frein sont nettement différentes (ces courses pouvant varier de 100 à 200 mm., la différence peut atteindre 100 mm.) donne lieu à une inégalité de freinage des deux véhicules, donc à des réactions parfois violentes lors des arrêts; sur des voitures d'express une même dépression de 0,6 Hpz dans la conduite générale permettra d'obtenir une pression de 2 à 2,5 Hpz aux cylindres de frein si la course du piston est 100 mm. et 0,5 à 0,6 Hpz seulement si cette course est 200 mm.

Par ailleurs, le voisinage de 2 véhicules dont les ressorts de choc et de traction ont des capacités d'absorption nettement différentes peut augmenter la brutalité des réactions.

En effet, soit un véhicule dont le ressort de traction R a une grande flexibilité f supposée constante. Avec la course c maxima, la tension du ressort est t et l'énergie potentielle emmagasinée est $\frac{tc}{2} = \frac{t^2 f}{2}$.

Supposons ce véhicule attelé à un autre dont le ressort R' a une flexibilité $f' = f$, les courses maxima des ressorts sont du même ordre de grandeur (50 mm. environ). Si à un certain moment l'attelage est soumis à une tension t , maximum pouvant être atteint par le ressort le plus flexible, les courses seront $c = tf$ et $c' = tf'$ et l'énergie potentielle emmagasinée sera :

$$E = \frac{t^2}{2} (f + f').$$

Si l'énergie cinétique dépasse cette quantité, il y aura butée du res-

sort R sur la traverse du véhicule et par conséquent, bien que R' continue à absorber une partie de l'énergie cinétique, il se produira une percussion d'intensité proportionnelle à la vitesse de contact R et de sa butée et à la masse de ce véhicule. Si ce choc est assez important, il en résultera de petites déformations permanentes aux organes d'attelage ou à la traverse de tête, et peut-être une rupture d'attelage.

Au contraire, si les caractéristiques des ressorts des deux véhicules sont les mêmes, l'énergie susceptible d'être emmagasinée sans choc par les deux ressorts ensemble est $E_1 = t^2 f > E$; on aboutit à ce résultat qui peut sembler paradoxal : deux ressorts faibles pouvant emmagasiner plus de travail qu'un ressort faible attelé à un ressort puissant si on cherche à éviter le choc du premier sur sa butée.

Les statistiques montrent, comme il fallait s'y attendre, que les incidents se portent plutôt sur les attelages faibles, inférieurs à 70 t. Mais les attelages de 70 t. n'en sont pas exempts, et on peut penser que les réactions n'intéressent qu'un petit nombre de véhicules et que, s'il en résulte une rupture d'attelage elle se produit sur le plus faible ou le plus fatigué, non pas du train, mais de la zone limitée où se produisent des mouvements anormaux.

D'autre part, presque tous les crochets de traction examinés présentent une rupture inclinée à 45° sur l'axe du véhicule, soit dans le bec, soit dans l'œil, soit dans la tige; d'autres, normales à l'axe, se produisent dans des clavetages, ou, très souvent encore, à la naissance du filetage. Dans certains cas, des indices de fissurations progressives ont été relevés. Aucune trace de striction n'a été remarquée.

Ces remarques amènent à faire l'hypothèse suivante : les réactions violentes sont extrêmement localisées, et les ruptures ne se produisent pas à la suite d'efforts de traction lentement appliqués, mais plutôt de chocs simples ou de chocs répétés, c'est-à-dire des forces dont l'intensité peut être inférieure à la charge de rupture, mais appliquées avec une grande vitesse.

Les réactions les plus brutales sont provoquées par un petit nombre de wagons dont le freinage est très différent de celui de leurs voisins côté tête et côté queue et qui rebondissent sur la grande masse de ces derniers ou de la locomotive.

On pourrait évaluer les efforts qui en résultent pour les attelages, mais il faudrait connaître la masse, c'est-à-dire le nombre de véhicules intéressés par ces mouvements anormaux; on ne peut que faire des suppositions : admettons que la plupart des véhicules du train avancent régulièrement avec une décélération de 0,3 à 0,5 m/sec.² au cours d'un freinage, sauf n wagons, formant un seul bloc rebondissant sur les autres; si les accélérations atteignent $\pm g$, les efforts auxquels sont soumis les attelages ont un maximum donné par le tableau ci-dessous :

Nombre de wagons de 10 t. $n =$	1	2	3	4	5	3	7	8
Effort en tonnes avec $\gamma = g$	10 t.	20 t.	30 t.	40 t.	50 t.	60 t.	79 t.	80 t.
Effort en tonnes avec $\gamma = 0,8 g$	8 t.	16 t.	24 t.	32 t.	40 t.	48 t.	56 t.	64 t.

Il est inutile d'aller au-delà car les véhicules étant munis d'attelages unifiés à 70 t. céderaient si la réaction dépassait ces chiffres. Il est d'ailleurs difficile d'admettre que le nombre de wagons qui se com-

portent comme un seul véhicule, même d'une façon tout à fait temporaire, dépasse ces chiffres. On constate souvent des réactions très violentes, mais pas de rupture d'attelage, donc le nombre des véhicules intéressés par ces réactions est faible.

C'est pourquoi on est amené à penser que les attelages se rompent, sauf exceptions, non pas parce que leur résistance à la rupture est dépassée, mais plutôt parce qu'ils sont soumis à des chocs et ils cèdent alors, soit au premier choc, soit à la suite de la répétition des percussions.

c) Conclusions.

L'examen des avaries et des circonstances où elles se produisent montre que ce n'est pas la machine qui occasionne directement les ruptures par son poids ou par son effort, mais que ces ruptures se produisent par traction brusque en un point quelconque du train, qui peut être éloigné de la machine, à la suite de réactions de freinage. La présence de véhicules différemment freinés ou munis d'attelages différents peut localiser et aggraver ces réactions. Par ailleurs et sans renforcer les attelages on peut envisager de les rendre moins fragiles au choc par des dispositifs amortisseurs.

Mais toutes choses égales d'ailleurs, il semble que la longueur des trains accentuant la violence des réactions, il est légitime de proportionner la résistance de rupture des attelages à cette longueur des trains, et par suite au poids adhérent des machines qui commandent la longueur des trains.

On a vu que les locomotives de l'avenir qui auront un poids adhérent de 100 t. devraient trouver un attelage de 85 t. de résistance.

A noter que s'il peut être intéressant d'augmenter la résistance de l'attelage le plus fort en service, il est encore plus indiqué de supprimer les attelages trop faibles.

Cette conclusion un peu générale laisse de côté des propositions de détail qui pourraient améliorer l'attelage actuel. A ce point de vue on peut envisager les mesures suivantes :

— Etudier l'attelage complet de façon à placer les parties les plus fragiles à l'extérieur et les organes très robustes dans les régions où la visite serait difficile; renforcer en particulier les crochets et tiges de traction, dont le poids a moins d'importance que celui des tendeurs.

— Rechercher un métal à grande résilience à limite élastique assez élevée, et de prix acceptable, pour les pièces principales du tendeur. Rechercher un autre métal pour les écrous, dont les tourillons travaillent à la flexion et dont le filetage qui fatigue beaucoup est un point faible de l'ensemble. Il y aurait peut-être intérêt également à améliorer les caractéristiques du métal constituant les goupilles.

— Agir pour diminuer la fatigue des attelages sur les paramètres suivants : course, tension initiale, loi de flexibilité des ressorts de choc et de traction, caractéristiques des amortisseurs d'oscillations longitudinales, course des pistons de frein (réglage de la timonerie).