

NOUVEAU TYPE DE CHASSIS ET DE CAISSE DE WAGON A DEUX ESSIEUX ⁽¹⁾

APPLICATION A UN WAGON DE 15 TONNES

Par LÉON BIKA

INSPECTEUR GÉNÉRAL A L'ADMINISTRATION DES CHEMINS DE FER DE L'ÉTAT BELGE

La construction du châssis des wagons à marchandises à deux essieux présente encore, malgré les études dont elle a fait l'objet, beaucoup de défauts fondamentaux. Elle ne tient pas suffisamment compte, et ce point est d'une importance pratique de premier ordre, de l'inégalité des réactions qui se produisent sur les points de suspension, inégalité qui est due aux dénivellations de la voie, aux usures des organes de suspension, aux épaisseurs variables des coussinets des boîtes, à la flexibilité non uniforme des ressorts, à l'excentricité du chargement, et à bien d'autres causes secondaires qu'il serait fort long d'énumérer.

Toute surcharge qui vient à se produire vers l'un des quatre points d'appui, provenant du soulèvement d'une des roues, par exemple, provoque instantanément une autre surcharge équivalente, au point d'appui diagonalement opposé, et une décharge égale sur ceux de l'autre diagonale; par conséquent, elle provoque la flexion du châssis autour de la diagonale surchargée.

Dans les différents systèmes de construction de châssis actuels, la disposition des éléments qui les constituent ne donne pas à ceux-ci une résistance suffisante à la flexion dont nous venons d'indiquer les causes.

Aucun organe ne relie directement entre eux les points sollicités par les efforts variables que nous avons définis.

Le châssis se déforme et entraîne avec lui la caisse du wagon, qui fléchit alternativement autour de chacune de ses diagonales; les assemblages se fatiguent, prennent du jeu, l'eau s'y introduit et la pourriture met le wagon hors de service.

Pour éviter cet inconvénient, il est nécessaire de placer diagonalement deux longerons entre les points de support; à leur intersection, ces longerons doivent être rendus solidaires, de façon que toute surcharge sur l'une des diagonales soit répartie sur l'autre; le châssis n'étant plus sollicité inégalement, ne viendra plus à se déformer et conservera son plan d'établissement.

⁽¹⁾ *Annales des travaux publics de Belgique*, avril 1898.

En application, les deux longerons peuvent être rendus solidaires à leur point d'intersection et ne former qu'une seule pièce, si on fait usage d'acier coulé. Une pièce de l'espèce ayant la forme d'un croisillon remplirait d'une manière absolument efficace le rôle attribué à la croix de Saint-André qui existe dans le matériel actuel.

La construction des châssis, ainsi que celle des caisses de tous les types de wagon, peut être établie, comme nous allons le voir, dans un autre esprit que celui qui a dirigé jusqu'à présent leur étude.

A l'origine, les wagons étaient construits complètement en bois, et ne comportaient que quelques pièces d'assemblage accessoires en fer; dans la suite, certaines pièces de membrure en bois furent remplacées successivement par d'autres en métal, mais sans que la disposition générale fût sérieusement modifiée. Par tradition, on continua à traiter l'étude du matériel en accumulant de nombreux éléments avec attaches multiples et délicates, éparpillées sur tout le véhicule, conséquence obligée de l'usage de pièces de bois. L'objectif doit être, au contraire, d'établir, tant pour les caisses que pour les châssis, une solide ossature de métal composée d'un petit nombre d'éléments. Ces éléments doivent être la résultante des efforts qui s'exercent aux points de sollicitation; ils doivent être solidement fixés et reliés entre eux de façon à n'exiger aucun entretien ou renouvellement du fait de la fatigue normale: bref, il faut faire de la construction mécanique, et laisser au bois son emploi normal pour les pièces de remplissage, de contact avec les chargements et de parois de caisses.

L'appareil de choc destiné au wagon est celui du chemin de fer de l'Est français, légèrement modifié.

Les avantages que cette disposition donne sur les appareils de choc indépendants à ressort en spirale sont très grands: quelques considérations les feront apprécier.

Les buttoirs indépendants, actuellement en usage dans le matériel, sont montés en porte-à-faux sur les traverses. Leurs plongeurs, mal guidés, s'appliquent sur des ressorts en spirale, dont la tension initiale et la flexibilité ne sont pas toujours égales.

Si, sur une voie en partie droite, deux wagons viennent en contact et réagissent l'un sur l'autre, les buttoirs d'un côté ne supportent pas, dans la plupart des cas, les mêmes efforts que ceux de l'autre, et même, généralement, le contact ne s'établit d'abord que d'un seul côté; ce n'est qu'après une certaine course parcourue par son plongeur que l'autre entre en action.

La différence des deux actions donne naissance à un couple qui ne peut être détruit que par la réaction du bourrelet des roues sur le rail, et qui provoque un effort oblique sur le châssis du wagon.

Si on envisage le cas où se produit un contact entre wagons placés sur une voie en courbe, sur les voies des manœuvres, par exemple, — et c'est bien là que généralement se donnent les plus forts chocs, — les plateaux de la file intérieure exercent

leur effet avant que les autres entrent en contact, et le couple engendré produit son action destructive, augmentant dans la moitié des cas de l'excès d'effort dû aux inégalités de tension et d'élasticité signalées plus haut.

Dans la remorque des trains en double traction, où la première moitié du train est tirée et la seconde refoulée, les mêmes phénomènes se produisent, les roues des wagons de la partie refoulée sont poussées contre les rails, les bourrelets entrent en contact avec les rails, et donnent naissance à un frottement assez sensible pour nécessiter une réduction notable de la charge à remorquer; le matériel s'éreinte et la voie se fatigue.

Comme le ressort à lames dont il est fait usage dans le matériel n'est, somme toute, qu'un balancier élastique, il assure l'égalité des efforts sur les plateaux, dès que ces efforts dépassent la tension initiale du ressort.

Ce ressort supprime tous les défauts que présentent les buttoirs indépendants, fort souvent hors d'usage et fort souvent aussi projetés sur la voie, où ils sont une cause de danger des plus grande.

Il soulage également d'une grande fatigue l'appareil de roulement (bandages, boîtes à l'huile, coussinets, etc.), ainsi que la voie elle-même.

Les améliorations au point de vue de la durée du matériel et les convenances de la fabrication ont été envisagées dans l'étude du nouveau wagon.

Le montage ne va plus consister qu'en un assemblage de pièces finies, dont la confection peut être obtenue en grande partie par les machines-outils.

Actuellement, le montage des wagons constitue une fabrication; il consiste principalement en un travail de rivures sur des pièces multiples, travail souvent difficile à exécuter, et plus difficile encore à surveiller.

Les organes du nouveau wagon sont peu nombreux, leurs assemblages sont faits au moyen de boulons en nombre restreint, tournés et ajustés dans des trous alésés.

Toute perforation des semelles des longerons est supprimée.

Les attaches des différents organes aux longerons doivent se faire de la façon suivante :

Des pièces de fer, dites fourrures, sont rivées avant le montage, de façon à les rendre solidaires de l'âme des longerons à l'endroit des assemblages; ces fourrures de 25 millimètres d'épaisseur dépassent d'une faible quantité ($1/2$ millimètre) les petites branches du T du longeron.

Les boulons tournés trouvent ainsi, dans les trous alésés des fourrières, une longueur suffisante pour les maintenir fermes en position.

La surveillance d'une bonne exécution est possible pendant la construction et même sur le matériel achevé. Cette dernière condition est très importante et n'existe pas pour le matériel actuel.

L'emploi de l'acier coulé a été fait non seulement au croisillon central, mais à d'autres pièces du châssis qui, autrement, auraient été composées de fer laminé avec de multiples rappliques.

L'emploi de cette matière peut, du reste, encore être étendu. Une note ci-jointe

indique les résultats des essais qui ont été faits sur un croisillon et fournit d'utiles indications sur la résistance à l'extension de l'acier coulé.

Le système de constitution des portes latérales permet de considérer chaque battant comme indéformable; il supprime le verrou supérieur, dont la manœuvre est souvent négligée, parce qu'il est difficilement accessible à cause de son élévation.

L'ossature de la porte est en acier coulé, elle a la forme d'une potence. Les trois sommets de celle-ci sont déterminés par les deux charnières de chaque vantail et par le verrou de fermeture.

La disposition des planches est oblique et leur point d'appui se trouve sur la branche diagonale.

Les haussettes sont formées de planchettes verticales fixées contre des frises de chêne doublées de lames d'acier, qui, elles-mêmes, trouvent leurs attaches à la paroi d'arrière et au montant-support des portes qu'elles relient. Les montants-supports des portes doivent donc conserver leur position sous les efforts dus au poids des dites portes, lorsqu'elles sont fermées.

Les haussettes sont pratiquement indépendantes les unes des autres; leur remplacement est, dès lors, facile. Elles sont de petite longueur, le prix en est peu élevé, il en est de même de l'entretien; des planches provenant de vieux planchers peuvent servir à cet usage. L'eau ne peut séjourner entre ces planches, puisqu'elles sont verticales. Le pied est biseauté et goudronné préalablement au placement, formant rigole avec le faux brancard, lequel est percé de trous pour l'échappement de l'eau.

Les parois extrêmes, qui reçoivent du chargement les grands efforts d'arrêt et de démarrage, sont reliées aux longerons par de solides tringles plates qui, partant obliquement de consoles fixées aux longerons, contournent les abouts, où ils s'appliquent sur une pièce de chêne transversale, contre laquelle les haussettes d'about s'appuient à leur partie supérieure.

La suspension sur les ressorts n'a pas lieu par l'intermédiaire de menottes, mais bien par des arbres maintenus dans les supports rapportés sur les longerons, pour les œillets extrêmes, et par des branches venues de fonte, avec le croisillon, pour les œillets qui se trouvent en dessous de cette pièce. Les efforts qui fatiguent beaucoup les longerons et le châssis avec l'emploi de menottes sont ainsi évités.

Les petits arbres sont utilisés comme supports pour la suspension des blocs de frein.

Toutes les pièces constitutives du nouveau type de wagon ont été soumises au calcul. Une note succincte indiquant les méthodes suivies et les résultats obtenus fait suite à la présente.

Essais.

La résistance de l'acier coulé, en pièces de la forme et de la dimension du croisillon, a été mise en évidence par des essais qui ont porté sur un croisillon manqué à la coulée. Des fentes transversales paraissaient en plusieurs points des bras du croisillon, sur presque tout son profil, sans que l'on pût cependant avoir

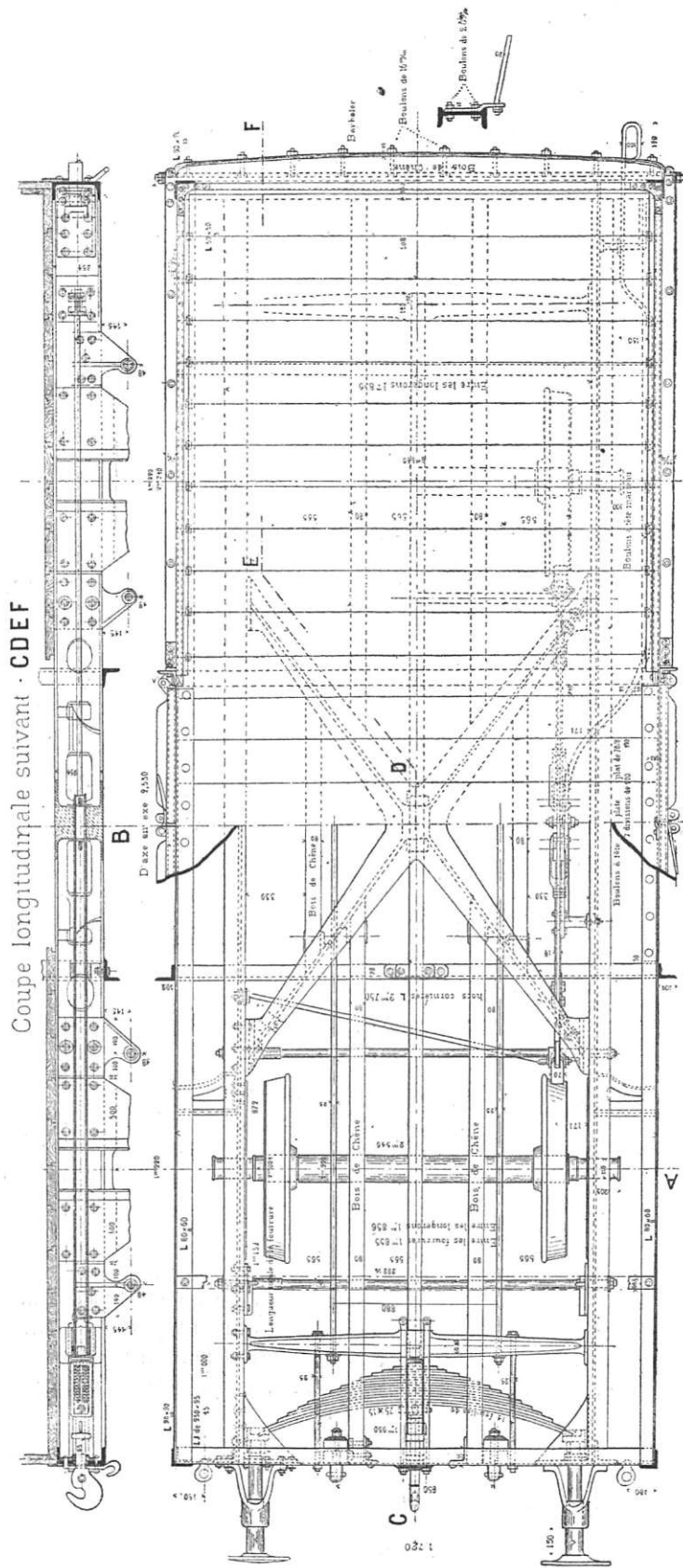


Fig. 2 et 3 — Vue en plan et coupe longitudinale.

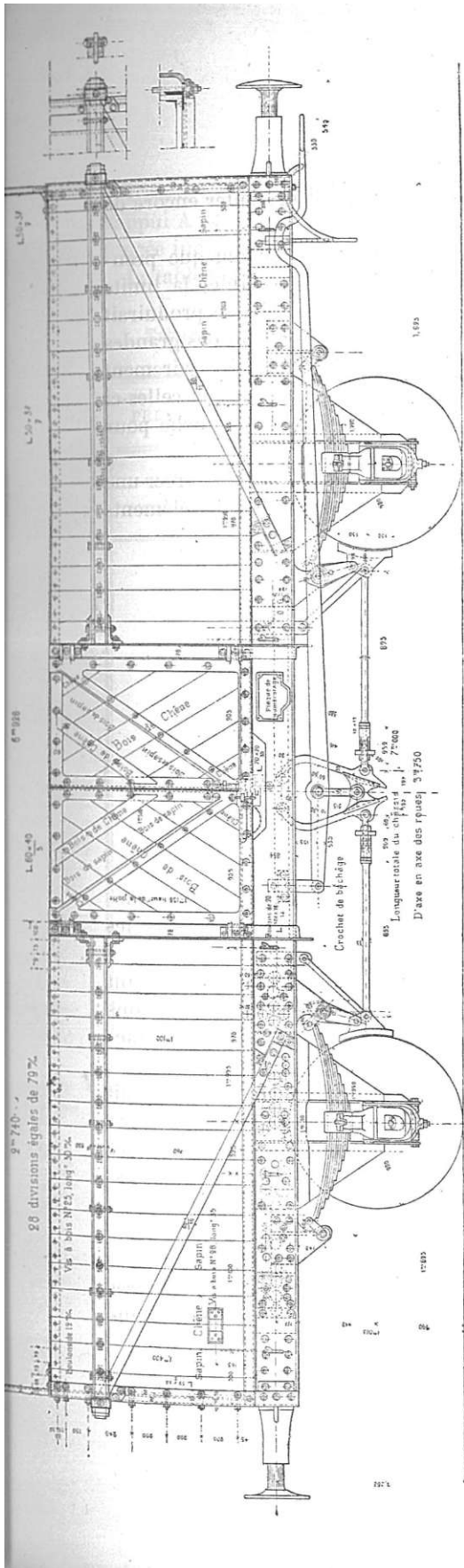


Fig. 1. — Élévation.

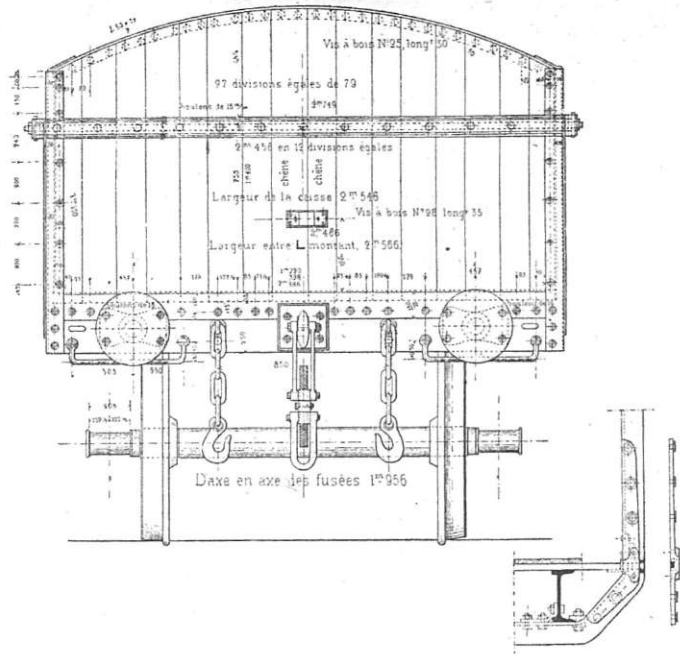


Fig. 4. — Vue par bout.

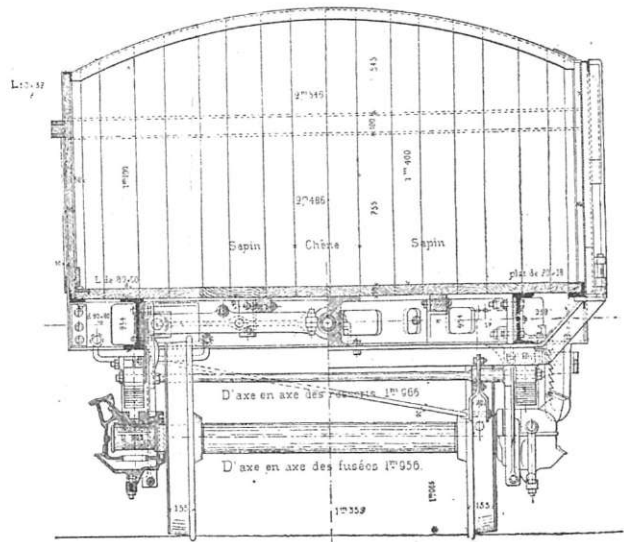


Fig. 5. — Coupe transversale.

une idée de ce que la partie des sections restée saine pouvait présenter encore de résistance et de surface.

Il fut décidé d'essayer la pièce telle quelle, de mesurer les flexions que prendraient les bras sous des efforts variés, et de déterminer, si possible, la limite d'élasticité du métal. Quant à la rupture, on pouvait prévoir qu'elle se produirait sous un effort peu supérieur à celui de la limite d'élasticité et à l'endroit des grandes fentes résultant des retraites à la coulée. La partie restée saine était nécessairement affaiblie, sur tout son périmètre, par les fentes qui s'étaient produites, et celles-ci devaient faciliter l'arrachement du métal, comme le fait un coup de tranche pour une pièce que l'on veut briser.

Pour mesurer les flexions, on fit agir la presse hydraulique, de façon à exercer une charge de 5 tonnes. Le but était d'éviter les erreurs dues aux tassements des éléments en contact, pendant les premiers efforts.

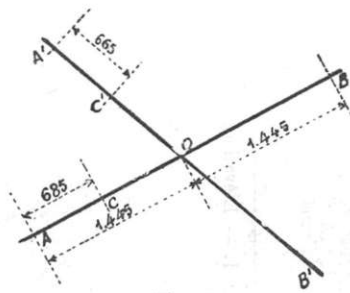


Fig. 6.

Comme les tableaux d'essais l'indiquent, les opérations ont été conduites en ramenant plusieurs fois au zéro le piston de la presse, afin de contrôler entre eux les résultats d'une même opération.

Les coupes (fig. 1 à 5) indiquent une disposition des plus défavorable au point de vue de la résistance, car la droite réunissant les centres de figures des sections faisait un angle considérable avec l'axe de la presse. On en a cependant fait abstraction dans les calculs.

La note ci-dessous donne les résultats obtenus dans ces conditions. La pièce avait été coulée aux usines de la Société de Marcinelle et Couillet.

La pièce à essayer a été disposée en plaçant l'un des bras horizontalement. Les extrémités A et B reposent sur des appuis, tandis qu'au milieu on donne une pression hydraulique qui détermine la flexion de la pièce.

Les appuis A et B (fig. 6) sont distants du point O de 1^m445.

L'essai I a porté sur la branche AOB; l'essai II, sur la branche A'OB'.

Le retrait dû au refroidissement après la coulée a déterminé plusieurs cassures qui ne laissent plus saine qu'une faible partie de la section. C'est à ces endroits que s'est produite la rupture aux essais.

L'essai I a provoqué la rupture de la branche AB en une section C, distante de l'appui A de 685 millimètres. Cette section est représentée par la figure 7. La teinte foncée indique la partie saine du métal.

Le tableau I résume la marche de l'essai et en consigne les résultats.

Tableau I. *Essai I.*

PRESSION SUR LE PISTON		MOMENT fléchissant à la cas- sure en kilog.-centim. $M = \frac{P}{2} \times 68.5$	FATIGUE maximum du métal $R = \frac{M}{I} \left. \begin{array}{l} \text{en kilog.} \\ \text{par} \\ \text{V} \end{array} \right\}$ cent. car.	SAILLIES du piston en milli- mètres.	FLECHE maximum en millimètres.
en atmosphères.	totale en kilog. = P.				
5	5,000	171,250	787	302	0
8	8,000	274,000	1,260	306	4
11	11,000	376,750	1,730	308	6
15	15,000	513,750	2,360	310	8
18	18,000	616,500	2,830	312	10
19	19,000	650,750	3,000	313	11
21	21,000	719,250	3,300	314	12
22	22,000	753,300	3,460	315.5	13.5
23	23,000	787,750	3,520	317	15
24	24,000	822,000	3,780	318	16
25	25,000	856,250	3,940	319	17
26	26,000	890,500	4,090	320	18
27	27,000	924,750	4,250	321	19
5	5,000	310	8
15	15,000	316	14
5	5,000	311	9
24	24,000	320	18
5	5,000	311	9
33	33,000	1,130,250	5,200	340	38
35	35,000	1,198,750	5,510	Rupture.	

Le moment d'inertie de la partie saine de la section est, pour autant que l'on puisse la supposer symétrique et en prenant le centimètre pour unité :

$$I = 3436.$$

Le module de flexion a pour valeur :

$$\frac{I}{V} = \frac{3436}{15.8} = 217.5.$$

Observations. — I. La limite d'élasticité peut être considérée comme atteinte sous la charge de 27,000 kilogrammes. La tension maximum du métal est de 4,250 kilogrammes par centimètre carré.

II. La charge totale de rupture est de 35,000 kilogrammes.

La fatigue maximum de rupture s'élève à 5,510 kilogrammes par centimètre carré.

Fatigue de la section saine la plus chargée.

Cette section est celle du milieu de la branche essayée.
La figure 7 en donne les dimensions.

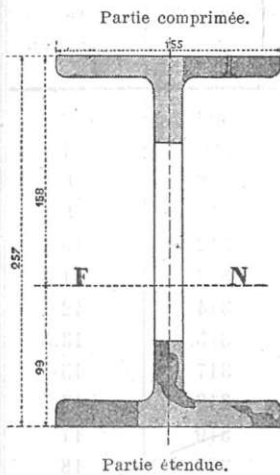


Fig. 8.

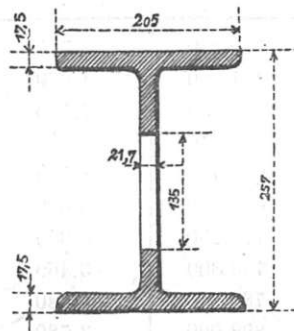


Fig. 7.

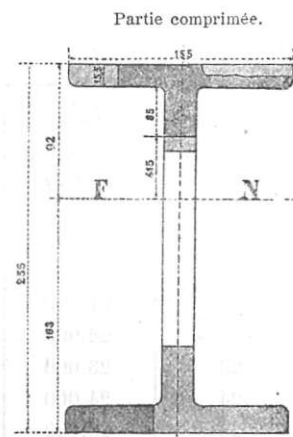


Fig. 9.

Son moment d'inertie est : $I = 11,844.$

Son module de flexion : $\frac{I}{V} = 921.$

Au moment où la rupture s'est produite à la section C, le moment fléchissant était :

$$M = 17,500 \times 145.5 = 2,546,000 \text{ kilogrammes.}$$

La tension du métal atteignait :

$$R = \frac{M}{I} = \frac{2,546,000}{921} = 27.64 \text{ kilogrammes par centimètre carré.}$$

Essai II. — L'essai II a amené la rupture de la branche A'O'B suivant une section représentée par la figure 9, section située à 663 millimètres de l'un des appuis.

Le moment d'inertie de cette section est en centimètres :

$$I = 3,914.$$

Le module de flexion a pour valeur :

$$\frac{I}{V} = \frac{3914}{16.3} = 240.$$

Le tableau II indique les résultats des essais.

Tableau II. *Essai II.*

PRESSION SUR LE PISTON		MOMENT fléchissant à la cas- sure en kilog.-centim. $M = \frac{P}{2} + 66.5$	FATIGUE maximum du métal $R = \frac{M}{I}$ en kilog. par $\frac{I}{V}$ cent.car.	SAILLIES du piston en milli- mètres.	FLÈCHE maximum en millimètres.
en atmosphères.	totale en kilog. = P.				
5	5,000	166,250	693	306	0
8	8,000	266,000	1,110	308	2
11	11,000	365,250	1,510	310	4
15	15,000	493,750	2,070	312	6
18	18,000	598,500	2,494	314	8
19	19,000	631,750	2,632	315	9
5	5,000	...	—693—	307	1
21	21,000	698,250	2,910	317	11
5	5,000	...	—693—	307	1
{ 22	{ 22,000	731,500	3,048	319	13
{ 23	{ 23,000
24	24,000	798,000	3,325	321	15
5	5,000	...	—693—	307	1
25	25,000	831,250	3,463	322	16
26	26,000	864,500	3,600	323	17
27	27,000	897,750	3,740	323	17
5	5,000	...	—693—	310	4
33	33,000	1,097,250	4,570	340	34
5	5,000	...	—693—	329	14
33	33,000	1,097,250	4,570	Rupture.	

Observations. — I. La charge limite d'élasticité correspond dans cet essai à une charge de 27,500 kilogrammes environ, car, sans cette charge, l'allongement permanent a passé de 1 à 4 millimètres.

La charge limite d'élasticité est donc de 3,740 kilogrammes environ par centimètre carré.

II. — La rupture s'est produite sous une pression de 33,000 kilogrammes, correspondant à une fatigue maximum par centimètre carré de 4,570 kilogrammes.

III. — Dans le second essai, le métal s'est moins bien comporté que dans le premier. Cela provient sans doute de ce que le grain du métal était beaucoup plus gros et moins serré dans la cassure de l'essai II que dans celle de l'essai I.

Peut-être aussi les retours fréquents à la charge de 5,000, dans le cours de l'essai, ont-ils contribué à hâter l'énerverment de l'acier.

On pourrait aussi admettre que cette différence provient de ce que, dans le premier essai, la fibre la plus fatiguée était comprimée, tandis que, dans le second, elle était étendue.

Note de calcul (4). — Résultats des essais.

On a admis pour le calcul du croisillon que le poids total de 21 tonnes (15 tonnes

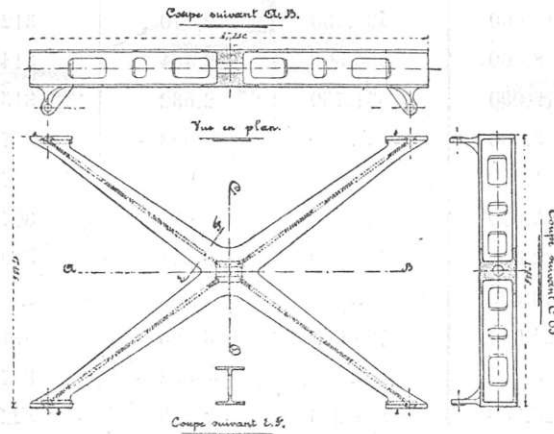


Fig. 10.

de chargement et 6 tonnes de la caisse, du châssis et de ses accessoires), est uniformément réparti sur la pièce. On a supposé, en outre, que les réactions aux extrémités AA et BB du croisillon sont respectivement égales au $\frac{1}{3}$ et au $\frac{1}{6}$ de la charge totale.

(4) Calculs de M. Van de Weyer, ingénieur des chemins de fer de l'État.

Dans cet état de sollicitation, les bras du croisillon sont soumis à la flexion; le noyau subira à la fois des effets de torsion et de flexion.

Les fatigues du métal par suite de la flexion sont :

Dans EF, qui est la section dangereuse :

$$t = \frac{MV}{I} = 6.8 \text{ kilogrammes par millimètre carré.}$$

Dans AB :

$$t_1 = \frac{MV}{I} = 4.76 \text{ kilogramme par millimètre carré.}$$

Dans CD :

$$t_2 = \frac{MV}{I} = 3.01 \text{ kilogrammes par millimètre carré.}$$

La torsion détermine dans le noyau des tensions qui, d'après la formule ordinaire de torsion des pièces à section circulaire, s'élèveraient à :

$$\theta_1 = \frac{M''V''}{I''} = 1.63 \text{ kilogramme par millimètre carré dans la section AB.}$$

$$\theta_2 = \frac{M''V''}{I''} = 1.61 \text{ kilogramme par millimètre carré dans la section CD.}$$

En admettant, vu la forme non circulaire de la pièce, que les tensions réelles dues à la torsion soient égales au double des valeurs calculées, ce qui est une simple hypothèse, et en les combinant avec celles provenant de la flexion, on aurait :

Dans AB :

$$T_1 = \frac{1}{2} t_1 + \sqrt{\left(\frac{1}{2} t_1\right)^2 + \left(\frac{5}{4} \theta_1\right)^2} = 5.05 \text{ kilogrammes par millimètre carré.}$$

Dans CD :

$$T_2 = \frac{1}{2} t_2 + \sqrt{\left(\frac{1}{2} t_2\right)^2 + \left(\frac{5}{5} \theta_2\right)^2} = 5.80 \text{ kilogrammes par millimètre carré.}$$

Quant aux fatigues du métal, dues au cisaillement dans le sens transversal et dans le sens longitudinal, elles sont relativement faibles, le tracé de la pièce et les nécessités de coulée imposant des dimensions trop fortes.

Tube de choc central.

Le tube est comprimé par les deux ressorts de choc.

Il est encastré dans le noyau du croisillon et guidé à ses extrémités et en deux points intermédiaires.

Comme la distance maximum entre deux points guidés consécutifs est de 1^m97, le

tube pourrait porter, en faisant travailler l'acier à 18 kilogrammes par millimètre carré, une charge de

$$P = \frac{R'\omega}{\omega} \frac{1}{1 + \frac{R^4 \omega}{8E I} l^2} = 18 \frac{M}{4} \times (80^2 - 60^2) \frac{1}{1 + \frac{18 \frac{M}{4} (80^2 - 60^2) 1970^2}{8 \times 2000 \frac{M}{4} (80^4 - 60^4)}} = 23,300 \text{ kilog.}$$

La charge que transmet le ressort au tube, lorsque les bassins sont à fond de course, s'élève à 8,500 kilogrammes environ.

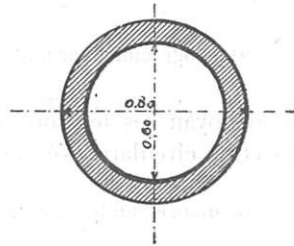


Fig. 11. — Section transversale du tube de choc.

Ventrière.

Nous désignons sous le nom de ventrières le fer équerre continu, passant sous le châssis du wagon, et dont les branches verticales bordent les baies des portes.

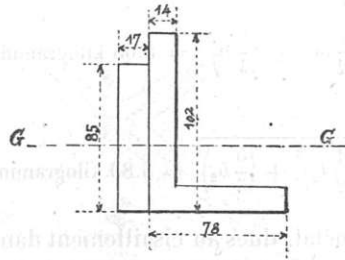


Fig. 12. — Section transversale de la ventrière au niveau du plancher.

Ces deux branches sont reliées invariablement au niveau du plancher par une solide tringle en fer.

La ventrière doit résister à la poussée du chargement sur un battant de porte et la moitié de la paroi adjacente du wagon.

Afin de combattre cette poussée, on fait généralement usage de ranchers verticaux consolidés par des pièces en fer forgé.

Pour des wagons à charbon de 15 tonnes, qui se comportent bien en service, le

module de flexion total des ranchers, que nous remplaçons par la ventrière, est au niveau du plancher de $\Sigma \frac{I}{V} = 38,000$, le millimètre étant pris pour unité de longueur.

Le module de flexion de notre ventrière est de $\frac{I}{V} = 50,000$.

Lisse supérieure de côté.

Nous nommons lisse supérieure de côté la pièce horizontale sur laquelle s'appuient les extrémités des planchettes, les parois latérales de la caisse.

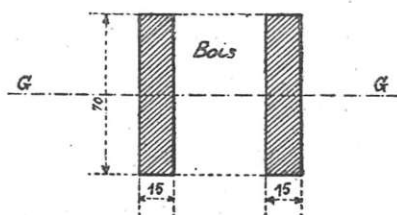


Fig. 13. — Section transversale de la lisse inférieure.

La lisse transmet à la ventrière et à l'équerre d'encoignure, la poussée de chargement sur la paroi latérale de la caisse.

Dans des wagons bien étudiés, le moment de cette poussée, pris au niveau du plancher, peut être évalué à $p \Sigma \frac{I}{V} = p 22,800$, p étant la pression maximum à la fibre extrême des ranchers et $\Sigma \frac{I}{V}$ la somme de leurs modules de flexion.

Sous une telle poussée, le moment sollicitant maximum, au milieu de la lisse, serait de :

$$p 18,500.$$

Le montant résistant de la lisse, abstraction faite de la fourrure en bois, est de

$$p \frac{I}{V} = p 22,500.$$

Dossier.

Nous remplaçons les ranchers verticaux, qui consolident les parois d'about de la plupart des wagons, par une poutre horizontale, nommée dossier et donnant l'appui aux planchettes verticales de ces parois.

Dans les wagons que nous comparons avec celui-ci, le moment, pris au niveau du plancher, de la poussée du chargement sur la paroi d'about peut être évalué à

$$p \Sigma \frac{I}{V} = p 50,000 \text{ environ.}$$

Le moment sollicitant que crée cette poussée au milieu de la lisse est de $23,350 p$.

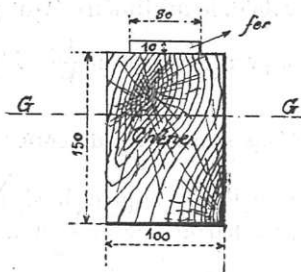


Fig. 14. — Section transversale au milieu de la longueur de la dossière.

La dossière, qui est une poutre en chêne armée par une bande de fer, a, au milieu de sa longueur, un moment résistant de

$$74,570 \text{ tonnes.}$$

Pour le calcul de ce moment résistant, le rapport entre les coefficients d'élasticité du fer et du bois de chêne a été pris égal à 17.3.

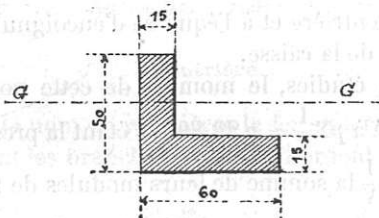


Fig. 15. — Section transversale au milieu du grand côté de l'ossature de la porte.

En opérant par comparaison avec d'autres wagons, on trouve que, si la poussée du chargement agissait au milieu de la longueur du grand côté de l'ossature, le moment maximum sollicitant cette pièce serait de

$$p \ 7,974.$$

Le moment résistant de ce grand côté est de

$$p \ 8,354.$$

Toutes les pièces constitutives du nouveau type de wagon ont donc été soumises au calcul et leurs dimensions ont été déterminées de façon à réaliser une résistance supérieure à celle fournie par les pièces analogues des wagons les plus solides mis en service jusqu'ici.