

CHAPITRE VIII

CIRCULATION DES LOCOMOTIVES SUR LES VOIES

A. — CIRCULATION EN ALIGNEMENT DROIT

1^o Conicité des bandâges et jeu dans la voie.

a) Rôle stabilisateur de la conicité des bandages.

La *figure 39* a donné une coupe en travers d'un bandage unifié et d'un rail dans la position normale d'un essieu qui circule en alignement droit. On remarquera tout d'abord que les arrondis des congés du rail et du bandage sont tracés avec des rayons de 13 et 15 mm., tels qu'il n'y ait entre eux qu'un seul point de contact (à 10 mm. au-dessous du plan de roulement). S'il en était autrement, il se produirait en l'un au moins des points de contact, un glissement et par conséquent, un frottement qui générerait le roulement et provoquerait de l'usure. De cette façon aussi le boudin ne peut venir au contact du rail que si la roue monte légèrement sur ce dernier.

Les boudins servent ainsi à guider l'essieu sur le rail, mais ils sont aidés en cela par la conicité de $\frac{1}{20}$ de la surface de roulement.

En effet, un essieu posé initialement de travers sur une voie va décrire une sinusoïde du fait que la conicité tend à compenser la différence de chemin parcouru par chacune des 2 roues suivant qu'elles se rapprochent plus ou moins du rail sur lequel elles roulent. La période spatiale de cette sinusoïde est bien définie et égale à :

$$X = 2\pi \sqrt{\frac{rh}{c}}$$

(r , rayon des roues, h , demi-distance entre rails, c , conicité), ce qui donne pour un essieu de 2 m. de diamètre : $X = 24$ m.

Pour un châssis à plusieurs essieux, la période augmente sensiblement avec l'empattement. Elle est alors égale à :

$$X = 2\pi \sqrt{\frac{rh}{c}} \times \frac{l^2 + c^2}{l^2} \quad (l \text{ étant la demi-distance des essieux extrêmes}).$$

On suppose dans ces formules que le jeu latéral de l'essieu dans la voie existant normalement (13 mm.) est au moins égal à l'amplitude de la sinusoïde ou que le dicône des 2 bandages est sans boudin; au-delà, l'intervention des chocs des boudins sur les rails introduit un nouvel élément de guidage qui transforme la sinusoïde en courbe ondulée plus aplatie.

Le mouvement sinusoïde ou de lacet considéré est un roulement pur (sans glissement), ne donnant naissance à aucune force extérieure quoi qu'imposant une liaison à l'essieu. Il est de ce fait rigoureusement entretenu.

b) Efforts latéraux.

Soit *figure 117* un véhicule à plusieurs essieux latéralement rigides représenté par les points de contact latéraux des boudins des bandages de ses essieux extrêmes sur les rails. Ce véhicule posé initialement de travers roulera suivant une courbe sinusoïdale avec des chocs se produisant dans l'ordre 1, 2, 4, 3. La force et le couple qu'engendrent les chocs dans cette oscillation et qui en résultent pour la machine ont, en fonction du temps (au signe près) l'allure marquée sur le diagramme. La force T perturbatrice est plus forte sur l'essieu d'avant (en moyenne égale à droite et à gauche) que sur l'essieu d'arrière, puisque le véhicule se retourne partiellement en s'éloignant latéralement du rail qu'il a choqué. On estime que la première réaction

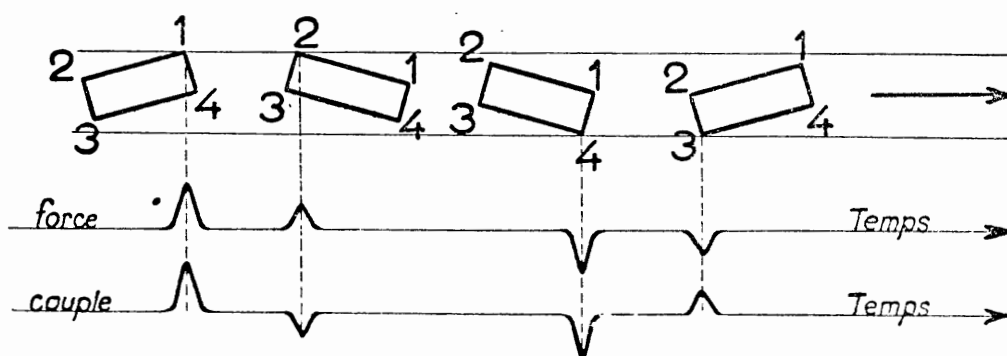


FIG. 117

est environ le double de la deuxième ou que le choc sur l'essieu d'avant représente les deux tiers de T .

Le choc s'amortit de la manière suivante : il y a d'abord le choc dur du poids non suspendu, c'est-à-dire des essieux, qui reçoit environ $1/5$ du choc total, il est facilement amorti par l'élasticité de la voie, celle de la roue et puis par celle du châssis; ensuite le poids suspendu oscille, les ressorts fléchissent du côté du rail choqué et les frottements de ce roulis amortissent le reste du choc. S'il s'agit d'un bogie, le véritable amortissement se fait par l'appareil de déplacement latéral. Si ce déplacement latéral est faiblement résistant le bogie n'est pas capable d'amortir le choc total, c'est le premier essieu couplé qui le supporte avec lui. Le travail perturbateur de l'oscillation due au jeu des boudins dans la voie est :

$$T' = KP \varphi d$$

(P poids total de la machine, φ coefficient de frottement du bandage sur le rail, d chemin latéral parcouru par les bandages et K coefficient expérimental pouvant être égal à 0,4 pour une locomotive longue).

Application : $K = 0,4$ — $P = 100t$ — $\varphi = 0,2$ — $d = 0,02$ m.

On a : $T' = 160$ kgm.

Le bogie ou l'essieu avant devra amortir : $160 \times \frac{2}{3} = 107$ kgm.

Déduction faite de 20 kgm. environ amortis par l'élasticité de la voie et du poids non suspendu, il reste 87 kgm. à amortir par l'appareil de déplacement latéral du bogie et qui le

seront dans le cas d'un ressort de rappel de $6l$, et d'une force de frottement de $2f$ (pivot et biellettes) pour un déplacement latéral :

$$x = \frac{87}{6000 + 2000} = 0 \text{ m. } 01 = 10 \text{ mm.}$$

La valeur de la pression latérale sur le rail déduite de ce travail perturbateur dépend en plus, puisque c'est l'oscillation de roulis du poids suspendu qui l'amortira en grande partie, de la hauteur de G , de la flexion statique des ressorts et de leur coefficient de frottement. Elle peut être de l'ordre de 800 kg. à l'avant et 400 kg. à l'arrière.

c) Inconvénient de la conicité des bandages.

— La conicité est à elle seule la cause de production d'un mouvement de lacet du véhicule, en ce sens qu'elle l'entretient dès que l'essieu est placé obliquement dans la voie soit même perpendiculairement à la voie mais déporté d'un côté (*fig. 116 position a*). Au contraire, un cylindre aurait une trajectoire rectiligne. Il est vrai toutefois que grâce à ce mouvement sinusoïdal elle supprime ou atténue les chocs latéraux des boudins sur les rails qui devraient

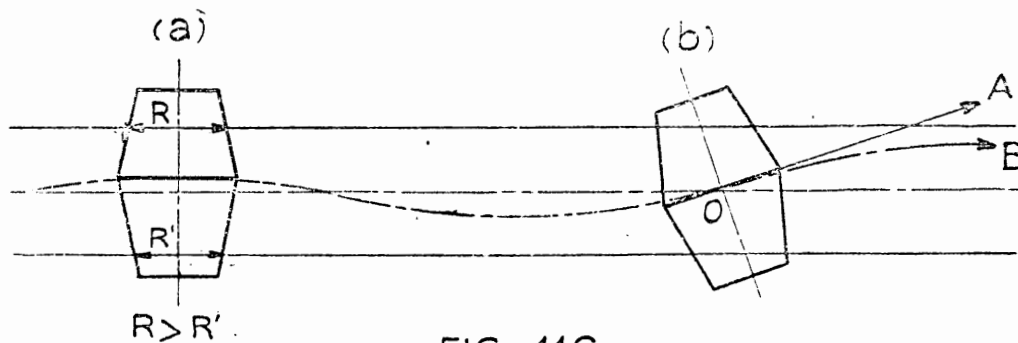


FIG. 116

seuls intervenir pour guider le véhicule dans le cas de bandages cylindriques ou d'essieux à roues folles de profil quelconque (*fig. 116, position b*) (1).

— Le mouvement onduloire dû à la conicité est comme nous le verrons au paragraphe e suivant une cause supplémentaire d'usure.

— Il résulte de la conicité que les déplacements de roulement pur (envisagés ci-dessus) d'essieux rigidement liés à un châssis sont incompatibles dès que le châssis est posé de travers sur la voie.

Comment expliquer alors que les locomotives puissent rouler et prendre en roulant des mouvements latéraux périodiques très amples (quelques cm.) incompatibles avec la forte rigidité du châssis qui les caractérise.

d) Pseudo-glissement.

Il est difficile d'admettre des glissements partiels sous certaines roues qui paraîtraient devoir entraîner un patinage général de la locomotive rendue inapte à exercer un effort de traction. La question a pu être éclairée grâce à la connaissance du phénomène de pseudo-glissement qu'on peut décrire ainsi : un bandage élastique qui roule en exerçant un effort de traction parcourt un trajet donné en un nombre de tours plus grand que celui qu'on déduirait

(1) Une étude récente anglaise des qualités de marche et de l'usure des bandages des roues de véhicules avec profils variés de ces bandages (cylindriques, conicité de 1/100 et de 1/20), a conclu que les bandages cylindriques seraient les meilleurs si l'impossibilité d'obtenir des diamètres de roues rigoureusement identiques ne rendaient leur emploi impraticable et que les bandages à conicité de 1/100 semblent devoir être la situation idéale.

de son rayon, l'excès du nombre de tours réels sur le nombre de tours géométriques pour un trajet unité étant proportionnel à l'effort de traction (1); le même bandage sollicité par une force latérale se déplace sans changer d'orientation dans une direction faisant un angle avec la direction de roulement initial, lequel angle est proportionnel à la force latérale.

Un tel phénomène n'est évidemment possible que moyennant une compression de la matière de la roue devant l'aire de contact, compression bien entendu proportionnelle à l'effort de traction (fig. 118). C'est donc une conséquence de l'élasticité de l'acier du bandage de permettre des déplacements qui ne sont ni de roulement ni de glissement purs et qui sont des pseudo-glissements.

Cette nouvelle notion mettant en jeu des forces variables se raccorde avec celle ordinaire de glissement mettant en jeu une force de frottement constante et bien connue. La figure 119

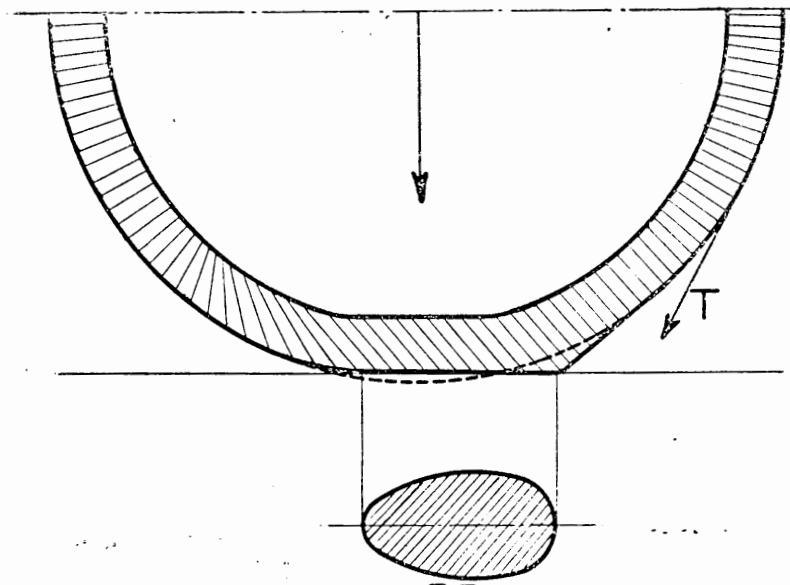


FIG. 118

représente la courbe des efforts tangentiels F au point de contact rail-roue en fonction des déviations (d) de pseudo-glissement; la portion ON correspond au pseudo-glissement simple ($F = fd$, f étant le coefficient de pseudo-glissement); la portion NP au passage graduel du pseudo-glissement au glissement, l'horizontale PX au glissement pur. Les 3 tronçons de courbe se raccordent sans point anguleux; le phénomène de pseudo-glissement est indépendant du coefficient de frottement ($O N' P' X'$); les déviations de pseudo-glissement longitudinal (déroulement) et transversal (envirage) se composent comme les efforts. Au point de vue énergétique le pseudo-glissement absorbe une partie du travail moteur fourni (l'autre étant cédé à la propulsion) elle est de même valeur que celle due à un glissement égal, mais il existe

(1) La réalité de ces lois a été vérifiée et l'on a mesuré le coefficient de proportionnalité f tel que : *perte de vitesse* = fT , T étant la force horizontale. L'expérience la plus probante faite dans ce but a consisté à faire parcourir le même trajet à la même machine en lui faisant exercer des efforts de traction différents. On a nettement constaté que le nombre de tours effectués par les roues motrices n'était pas exactement le même. La différence est, autant qu'on puisse juger, proportionnelle à l'effort moteur. Cette expérience en pleine voie a donné $\frac{1}{f} = 2.000$ tonnes pour la roue motrice d'une machine Pacific.

toutefois une nette différence : les pertes de glissement s'accompagnent d'un frottement et d'une usure corrélative alors que le pseudo-glissement ne s'accompagne que de déformations élastiques sans usure (1).

e) **Usure des bandages.**

En pratique l'effort tangentiel est souvent supérieur à N_1 et inférieur à P_1 (fig. 119). Cela peut provenir en particulier de ce que cet effort est variable d'une roue couplée à l'autre suivant les diamètres des cercles de roulement instantanés. En outre, par suite de leur élasticité qui permet justement le pseudo-glissement, le rail et le bandage se pénètrent réciproquement, on a une aire de contact au lieu d'un point (il se produit un écrouissage rapide des surfaces du fait que la limite élastique des métaux est atteinte sur l'aire et qui augmente la dureté superficielle). La répartition des pressions n'est pas constante sur la totalité de l'aire, mais elle va en décroissant du centre vers la périphérie). En supposant (fig. 120) que, en ali-

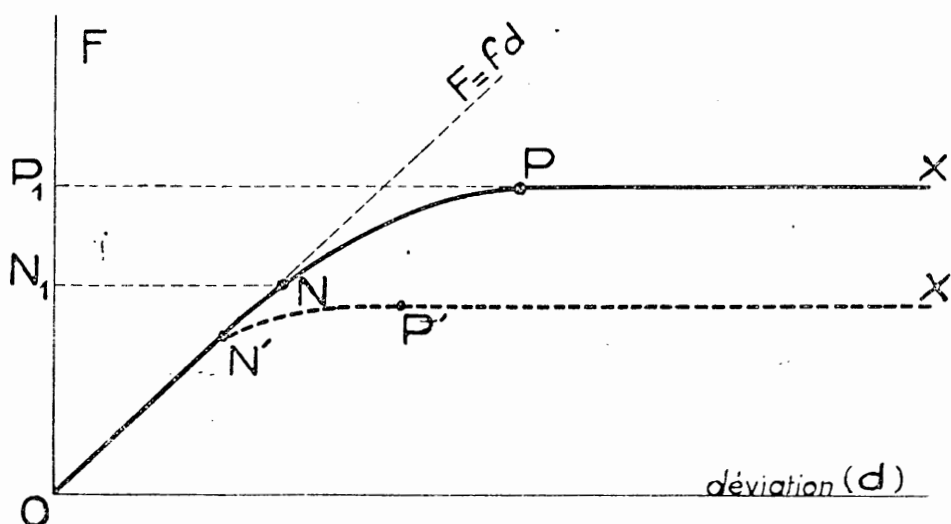


FIG. 119

gnement droit la circonférence médiane mm' roule sans glisser sur le rail et parallèlement à lui, il se produit de part et d'autre du plan médian un pseudo-glissement et peut-être même un glissement élémentaire positif ou négatif des surfaces en contact. Si la circonférence médiane suit une sinusoïde, ce pseudo-glissement est augmenté du fait du pivotement continu de la roue autour de mm' (si le bandage était cylindrique, le pivotement ne se produirait qu'au moment du contact boudin-rail dans les 4 positions 1,2,4,3 de la figure 117. Il se produira par conséquent en certaines régions périphériques de l'aire de contact des glissements élémentaires purs sans qu'il en résulte de patinage de la roue. C'est pourquoi, à l'usage, les bandages prennent un profil concave dont la profondeur peut atteindre 5 mm. Dans ces conditions, la conicité disparue a épousé la forme de la table de roulement et l'on ne doit plus compter sur elle comme élément stabilisateur.

1° Irrégularités des Voies.

a) **Dénivellations des joints de rails.**

On a déterminé expérimentalement avec précision, par plusieurs méthodes, celle la plus

(1) Voir étude de M. R. Lévi (n° de février 1935 de la *Revue Générale des Chemins de Fer*) relative au contact des roues sur le rail.

récente avec le concours de l'ultra-cinéma, les dénivellations que subissent les roues en passant sur les voies à pleine vitesse. La dénivellation (h) réelle de la roue au joint par rapport au milieu du rail se compose d'une dénivellation permanente (h') due à ce que la discontinuité du rail est un point faible de la voie qui détermine un affaissement permanent plus grand en cet endroit qu'aux autres (1 à 3 mm. environ) et d'une dénivellation passagère (h'') (2 à 3 mm. En avant du premier essieu on constate un soulèvement relatif du rail de 2 à 3 mm. environ suivi d'un abaissement progressif (dénivellation h'') puis d'un relèvement progressif.

Pour une voie bien entretenue (h), est donc environ égal à 5 mm. Ces irrégularités sont absorbées par les frottements des oscillations des ressorts et du poids suspendu.

Les actions d'inertie dues à ces dénivellations verticales de forme ondulée ne sont pas négligeables. On calcule qu'à 110 km. à l'heure la décharge proportionnelle d'une roue au sommet du rail (dans le cas de dénivellation $h = 20$ mm. de hauteur du joint par rapport au sommet du milieu du rail) peut être de 26 %.

Les actions d'inertie provenant d'un obstacle isolé vertical (choc au joint en bout du rail par exemple) sont presque entièrement absorbées par l'élasticité de la voie qui a d'ailleurs moins de masse que l'essieu monté.

b) Variations d'écartement des rails et gauches.

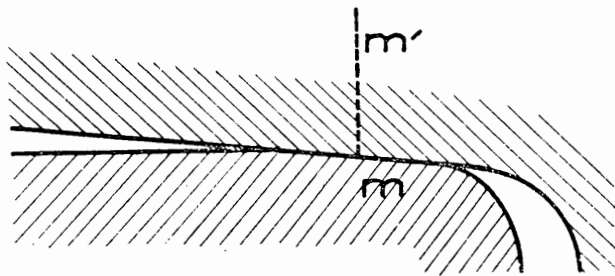


FIG. 120

Elles sont exceptionnelles et dues à un défaut de dressage des voies.

Sur une voie non parfaite on constate le fait remarquable que les véhicules ne cheminent plus suivant un mouvement de lacet propre, mais au contraire suivant des trajectoires identiques qui sont ainsi « forcées » (1). Une expérimentation très poussée a montré dans quelles conditions la déformation des voies influait sur la marche des véhicules (et réciproquement).

On a pu déduire de l'ensemble des études faites les résultats suivants :

1° Tous les véhicules n'ont pas la même sensibilité vis-à-vis des diverses irrégularités de la voie. Celles-ci exercent une influence d'autant plus grande que les amplitudes des

(1) Dans ce cas, la nature du lacet est différente de celle admise jusqu'ici. Son instabilité, c'est-à-dire son caractère progressif s'explique en différenciant les mouvements qu'abrite cette dénomination. Il y a en réalité, autant de sortes de lacets qu'il y a de degrés de liberté. Pour un groupe d'essieux, par exemple, dans lequel tous les essieux sont associés par un châssis rigide, il existe deux degrés de liberté, caractérisés, si l'on veut, par le déport transversal du centre de gravité et par le biais du groupe d'essieux par rapport à la voie.

On peut désigner par « lacet de translation » l'oscillation qui fait varier la position du centre de gravité, et « lacet de pivotement », celle qui fait varier la direction du châssis.

Ceci posé, nous indiquerons que le caractère progressif du lacet est dû au couplage du lacet de translation et du lacet de pivotement, conformément au mécanisme suivant.

Imaginons que le châssis étant déporté vers la droite de l'axe de la voie, nous le laissons revenir. Si le châssis est constamment parallèle à la trajectoire de son centre de gravité, les roues se déplacent, en moyenne, dans leur plan. On peut admettre qu'il s'agit d'un simple roulement.

Mais si, l'avant étant braqué à gauche, la progression du châssis se fait avec un biais moindre, le mouvement des roues ne peut plus être assimilé à un simple roulement. Chacune d'elles aura tendance à rouler dans son propre plan, mais l'entraînement oblique du châssis ajoute à ce roulement une translation vers la droite. De là, des réactions du rail sous le bandage qui s'exercent dans la même direction que cette translation surajoutée, et toujours en sens inverse.

En l'espèce, les roues qui sont contraintes de progresser plus à droite que ne le voudrait leur orientation reçoivent ainsi des forces transversales dirigées vers la gauche, qu'elles transmettent au châssis, ce qui a pour effet de le précipiter vers le rail de gauche.

Lorsque le groupe d'essieux arrive à l'opposé de sa position de départ, il possède une vitesse transversale supérieure à sa vitesse transversale primitive. Ainsi se trouve produit un supplément d'énergie qui peut avoir pour effet soit d'accroître l'amplitude du mouvement, soit de vaincre des résistances au mouvement transversal (frottement des crapaudines ou des lames de ressort, frottements des traverses sur le ballast).

Si les circonstances défavorables que nous avons envisagées se reproduisent, le lacet s'augmente ou constitue un générateur d'énergie.

Le calcul précise tout cela et montre notamment que l'énergie ainsi produite est proportionnelle au carré de l'amplitude du mouvement, ce qui est fort intéressant, car ainsi s'explique que, si l'amplitude présente, à un moment donné, une valeur exceptionnelle, les résistances ordinaires qui croissent simplement comme l'amplitude du mouvement, se trouvent dès lors insuffisantes pour absorber une énergie disponible qui croît considérablement.

irrégularités sont plus importantes et que leur période spatiale est plus voisine de la période propre de lacet du véhicule.

2° L'action d'une irrégularité peut se traduire suivant son amplitude et sa période de plusieurs manières différentes :

— si l'irrégularité est accentuée, les maxima d'élongation du lacet du véhicule ont toujours lieu aux mêmes points de la voie quels que soient le véhicule et la vitesse. L'amplitude du lacet est d'autant plus grande que l'amplitude de l'irrégularité de la voie l'est elle-même davantage et que la période de cette irrégularité est plus voisine de la période propre du véhicule;

— si l'irrégularité est moyenne et si la période est très différente de la période propre de lacet du véhicule, celui-ci se trouve animé soit d'un lacet de faible amplitude et de même période que l'irrégularité, soit d'un lacet amorti de période égale à la période propre ci-dessus;

— si l'irrégularité est faible, quelle que soit sa période, le véhicule se trouve animé d'un mouvement de lacet de période égal à sa période propre, mouvement dont l'amplitude transversale est d'autant plus grande que la vitesse est plus élevée.

On a calculé par exemple qu'une flèche de 1 cm. de la voie pendant 5 m. peut imprimer à une Pacific à grande vitesse un mouvement de lacet d'amplitude égale au demi-jeu de la voie. Dans certaines limites ces irrégularités sont absorbées par pseudo-glissement.

B. — CIRCULATION EN COURBE

C'est surtout pour la circulation en courbe que les profils de bandages ont été établis coniques à l'origine du chemin de fer. La conicité tend en effet à compenser la différence de chemin parcouru entre les files de rails extérieurs et intérieurs. Cette différence est indépendante du rayon de la courbe, elle est proportionnelle à l'angle au centre de l'arc parcouru (elle est par exemple de 2,26 m. pour un arc de 90°) mais elle doit être compensée sur une distance d'autant plus faible que le rayon de la courbe est plus petit. Soient R le rayon de la courbe, r le rayon des roues, 0,75 m. le demi-écartement des rails et $1/20$ la conicité des bandages. Pour que les deux roues d'un même essieu roulent sans glisser, un déplacement latéral (e) de l'essieu par rapport à l'axe de la voie est nécessaire :

$$e = 20 \times \frac{0,75}{R} \times r = \frac{15r}{R}$$

Pour $r = 1$ m, $R = 1000$ m, on a : $e = 15$ mm.

Or, dans les courbes de rayon supérieur à 600 m., comme en alignement droit, le jeu maximum des boudins dans la voie est de 13 mm. et ne permet donc qu'un déplacement : $e = 6$ mm. 5.

La conicité de $1/20$ est donc insuffisante pour compenser entièrement la différence de chemin parcouru.

1° Théorie du déraillement.

Considérons (*fig. 121*) une locomotive circulant sur voie en courbe. L'expérience montre que son axe longitudinal NN' s'oriente obliquement par rapport à la tangente GT à la circonférence moyenne de la voie de rayon OG . L'angle de GX avec GT appelé déviation angulaire est toujours tel que l'avant de la machine tend à aller du côté du rail de plus grand rayon.

De cette façon, le boudin AB de la roue avant de ce même côté exerce sur le rail au point de contact un effort dont la composante normale X est appelée poussée radiale tandis que les boudins des roues des autres essieux n'exercent sur le rail que des poussées beaucoup moindres. L'angle β du boudin AB avec la tangente au rail extérieur au point de contact est appelé angle de cisaillement.

Supposons le véhicule à empattement rigide et donc la poussée radiale appliquée toute entière sur le boudin AB. L'angle β est d'autant plus grand que la courbe a un rayon plus petit et que l'empattement rigide est plus grand. Pour que la roue déraile il faut que le boudin monte en roulant sur le rail sans qu'il glisse vers le bas sur la surface inclinée de roulement. La figure 122 représente la section du rail et du boudin passant par le point de contact. Supposons l'angle d'attaque positif. La force qui tend à faire descendre la roue suivant la

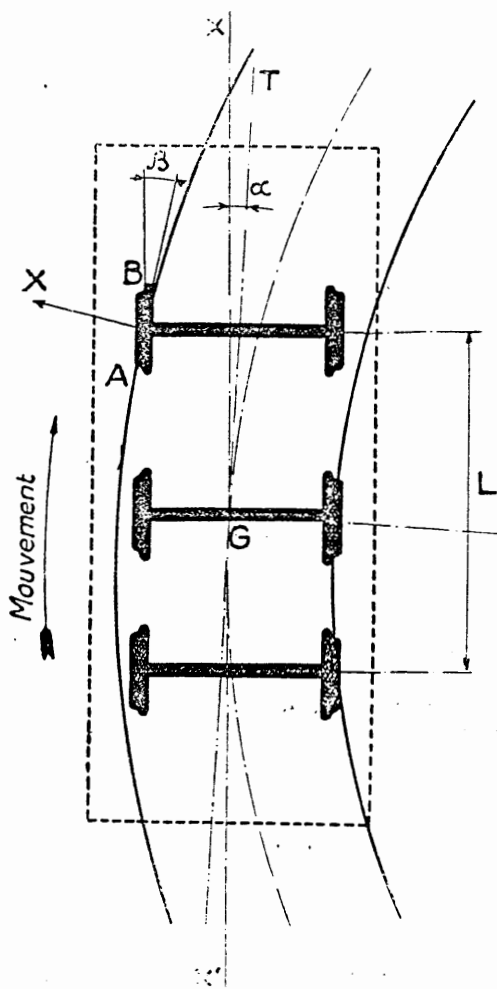


FIG. 121

direction BA est $P \sin \beta$. Les forces qui tendent à l'empêcher de descendre sont, projetées sur BA, la composante $X \cos \beta$, le frottement dû d'une part à X : $Xf \sin \beta$ et d'autre part à P : $Pf \cos \beta$. (f étant le coefficient de frottement ou d'adhérence).

Pour que le déraillement soit impossible il faut que l'on ait :

$$P \sin \beta > X \cos \beta + Xf \sin \beta + Pf \cos \beta$$

$$\text{ou } \frac{X}{P} < \frac{\operatorname{tg} \beta - f}{1 + f \operatorname{tg} \beta}$$

Ce rapport $\frac{X}{P}$ n'est pas le simple rapport

d'une force centrifuge en courbe à une charge statique, il englobe les résultats de toutes les oscillations des différents organes de la locomotive.

Pour $f = 0,25$; $\beta = 60^\circ$ $\operatorname{tg} \beta = 1,732$ on a $X = 1,031 P$, ou approximativement : $X = P$.

Si la roue n'est pas déchargée, la poussée radiale ne dépasse pas en pratique la valeur à partir de laquelle le déraillement devient possible, d'ailleurs à mesure que le boudin s'élève, P augmente en raison de la compression du ressort. Si la roue est déchargée par suite d'une oscillation du ressort ce n'est que pendant un temps plus court généralement que celui de la durée du déraillement et qu'on a estimé de 1/10 à 1/20 de seconde.

Le déraillement du fait de la poussée radiale n'est pas à craindre mais le danger qui réside dans les déformations de voies qu'elle peut provoquer existe toujours et est une raison de chercher à la réduire.

La voie est susceptible d'être ripée lorsque l'effort d'un essieu isolé ou d'avant dépasse 40 % de la charge totale $2P$ de l'essieu. Si l'essieu est encadré d'autres essieux intervenant pour immobiliser la voie par frottement des traverses sur le ballast la proportion ci-dessus peut être plus forte (c'est le cas des essieux autres que ceux d'avant).

2° Efforts latéraux ou inscription dynamique de la locomotive en courbe.

Quand la locomotive circule en courbe, aux efforts d'inertie dus au mouvement de lacet déjà envisagés dans la circulation en ligne droite, s'ajoutent ceux dus à la différence entre la

force centrifuge et la composante de la pesanteur due au dévers (avec dévers correct ce dernier genre d'effort pouvant être nul). Mais, même dans ce cas l'influence des forces de frottements dues à l'inscription géométrique donne lieu à une réaction sur les roues.

L'essieu avant appuie sur le rail extérieur et quelquefois, l'essieu arrière appuie en même temps sur le rail intérieur. Dans le premier cas, la masse de la machine exerce sur le rail par l'intermédiaire de la roue extérieure de l'essieu avant une poussée X proportionnelle à la charge supportée par la roue. Dans le deuxième cas, cette poussée est encore proportionnelle à la charge mais elle a une valeur plus grande que dans le premier cas puisque la locomotive a un point d'appui à l'arrière sur lequel s'exerce également une poussée sur le rail.

a) Valeur et répartition.

La réaction latérale du rail extérieur due à la force centrifuge dans une courbe de rayon constant est donnée par la formule :

$$S = \bar{\rho} - P \sin \alpha$$

($\bar{\rho}$ force centrifuge, P poids du véhicule, α angle de dévers).

En pratique on a approximativement :

$$S = 0,12 P.$$

L'effort latéral admissible sur un essieu étant déterminé, comme on l'a vu par la résistance de la voie, on voit que dans le guidage de la locomotive il faudra faire intervenir le nombre maximum d'essieux et chacun d'eux pour la plus faible part possible.

Ce problème se résoud en dotant les essieux d'abord de déplacements latéraux et ensuite de rappels convenables.

Le schéma idéal des efforts de guidage d'une locomotive comporte des efforts décroissant graduellement de l'avant de la machine jusqu'aux premiers essieux du groupe rigide, puis croissant jusqu'à l'arrière où ils peuvent atteindre leur valeur maximum; l'intensité de ces efforts doit être en effet inversement proportionnelle à leur distance au centre de pivotement de la machine pour que les couples de guidage soient maxima.

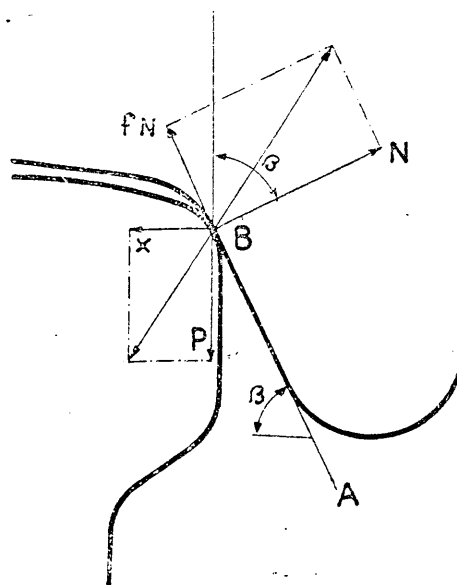


FIG. 122

Pour une Mountain par exemple, avec un rappel initial de bogie de 8^t la réaction sur le premier essieu couplé est nulle tandis qu'avec un rappel réduit à 6^t les réactions sur le premier essieu de bogie et le premier essieu couplé peuvent atteindre environ 6^t (1). Sur une

(1) Au moment de la mise en service de ces machines il avait été constaté qu'elles s'inscrivaient difficilement dans les courbes de faible rayon et dans certains appareils de voie, et il avait semblé alors que l'importance des rappels (S tonnes) était susceptible d'entraîner, dans ces circonstances, des efforts exagérés sur les roues couplées. Après divers essais il avait été décidé de réduire la valeur de ces rappels (à 4 tonnes initiales pour le bogie).

Les essais effectués à la suite de l'accident de Saint-Héliier (1933) ont permis de tirer les conclusions suivantes sur la tenue en ligne des machines munies de rappels réduits :

En alignement droit et en courbe de grand rayon, le pivot avant de la machine ne s'écarte qu'exceptionnellement du centre du bogie, l'arrière de la machine a de très faibles mouvements de lacet par rapport au bissel.

En courbe de rayon inférieur à 3.000 m., le châssis principal tend à prendre un mouvement de lacet qui se traduit par des oscillations importantes du pivot avant de la machine par rapport au centre du bogie et de la partie arrière de la machine par rapport au bissel. Les périodes de ces oscillations de lacet sont, en général, de 33 m., mais, en certains points, elles s'écartent notablement de cette valeur moyenne. Un fait important est que la période des oscillations est toujours la même en un point donné de la voie, quelle que soit la vitesse; les maxima et minima d'amplitude des oscillations se produisent toujours aux mêmes points de la voie, quelle que soit la vitesse; seule, la valeur des amplitudes et le nombre des oscillations croissent avec la vitesse.

En certains points de la voie, toujours exactement les mêmes, les mouvements oscillatoires de l'avant et de l'arrière de la machine par rapport aux bogies et bissels sont assez importants pour que le premier et le quatrième essieux accouplés viennent frapper sur le rail extérieur; le nombre et l'importance des chocs qui se produisent ainsi sur une portion de voie donnée est fonction de l'amplitude des oscillations, c'est-à-dire de la vitesse.

Pacific les efforts du guidage peuvent atteindre 5^t sur le premier essieu couplé et 10^t sur le troisième (rail intérieur). Il y a par ailleurs un grand intérêt à diminuer la valeur de la réaction sur le premier couplé lorsqu'il est coudé c'est-à-dire moins apte à la supporter sans se déformer anormalement (1).

Le meilleur rappel doit tendre théoriquement et pratiquement à être constant quel que soit le déplacement latéral. Il faut qu'il ait une valeur initiale forte pour s'opposer tout d'abord au déplacement angulaire de la machine et qu'il ne dépasse pas une valeur finale inadmissible dans le cas de circulation à faible vitesse dans les courbes de faible rayon des dépôts.

b) Mesure expérimentale.

La détermination mathématique des efforts entre rails et roues est trop complexe. On utilise une méthode expérimentale ayant par ailleurs l'avantage d'éliminer les efforts d'inertie des appareils de mesure; celle du quartz piezoélectrique. Le principe est le suivant : un cristal de quartz soumis à un effort de compression se charge d'une quantité d'électricité proportionnelle à l'effort. On dispose alors un tel cristal en bout d'un essieu par exemple, et la charge d'électricité, variable suivant l'effort exercé par l'essieu, est transformé en un courant, puis amplifiée, par le moyen d'une lampe spéciale, analogue à celles employées en T.S.F. Les variations d'intensité du courant résultant de cette transformation sont alors reproduites par un oscillographe, sorte de galvanomètre à miroir, un rayon lumineux, réfléchi par ce miroir, venant impressionner directement un papier photographique.

On peut aussi avec cet appareil mesurer les variations verticales des charges en intercalant un quartz entre l'essieu et les boîtes (2).

Alors qu'à 90 km. à l'heure le châssis principal oscille toujours entre le rail extérieur et les centres du boggie et du bissel, à 105 km., et en certains points de la voie, le châssis principal, dans ses mouvements de lacet, dépasse les centres du boggie et du bissel en se dirigeant vers le rail intérieur et les premier et quatrième essieux viennent frapper contre le rail intérieur.

Lorsqu'on rapproche les enregistrements de lacet des enregistrements des flèches des courbes, l'on constate que les oscillations de lacet correspondent à des variations plus rapides des flèches du tracé en plan.

Après ces essais, sur la même ligne on a fait circuler une Pacific P. O., munie d'un boggie « de Glehn » dont le rappel initial est de 4 t. 5 et atteint 9 t. à fin de course (déplacement maximum : 45 mm.). Le relevé des déplacements du pivot avant par rapport au boggie a montré que cette machine avait une tenue sur la voie tout à fait différente de la Mountain munie des rappels réduits. En effet, sur la Pacific P. O., de tels déplacements ne se produisent que rarement et seulement aux points où les oscillations de la Mountain à rappels réduits sont très élevés; l'amplitude de ces déplacements est toujours très réduite et le boudin du premier essieu accouplé (essieu BP) ne vient jamais frapper les rails.

Cette stabilité de l'avant de la Pacific P. O. munie d'un rappel initial dépassant celui de la Mountain malgré la différence des masses, a retenu toute l'attention et a incité à chercher à stabiliser la Mountain à l'avant en revenant, pour son boggie, au rappel d'origine.

Les marches d'essai effectuées dans ces conditions à 90, 110 et 120 km. à l'heure ont montré une amélioration très sensible pour la tenue de l'avant de la machine. Le nombre des oscillations est très réduit; le boudin du premier essieu accouplé ne vient que très rarement au contact du rail extérieur et seulement lorsque la vitesse est voisine de 120 km. à l'heure et pour les irrégularités de la voie plus accentuées que les autres. Même dans ces cas, la valeur des pressions exercées demeure faible. Enfin, le premier essieu ne vient jamais frapper le rail intérieur.

Devant ces résultats, on a estimé intéressant de munir également le bissel de la machine et le boggie avant du tender de leurs rappels d'origine, et cette mesure a eu pour effet de diminuer l'amplitude des oscillations de l'arrière de la machine.

Enfin, un parcours d'essai a été fait avec une Pacific Etat munie de boggie à biellettes sans rappel initial.

En alignement droit, cette machine est animée d'un lacet beaucoup plus important que les Mountain avec rappels d'origine ou réduits.

En courbe, les déplacements de la partie avant de la machine sont, comme ceux des Mountain, fonction des irrégularités de la voie et les amplitudes maxima se trouvent aux mêmes points du tracé; ces amplitudes sont plus réduites à vitesse égale avec la Pacific Etat qu'avec la Mountain à rappels initiaux réduits. Au point où les boudins du premier essieu accouplé de la Mountain à rappels initiaux réduits viennent frapper les rails extérieur et intérieur, on enregistre également des contacts avec le rail des boudins du premier essieu accouplé de la Pacific Etat, l'importance des pressions étant, toutefois, plus réduite en raison de la différence des masses. A ce point de vue, la Pacific Etat se comporte moins bien — du point de vue cinématique — que la Mountain à rappels initiaux d'origine qui n'exerce des pressions sur les rails, par l'intermédiaire des boudins du premier essieu, que dans des conditions exceptionnelles définies ci-dessus.

(1) Voir étude théorique de M. Mauzin (n° janvier 1933 de la *Revue Générale des Chemins de Fer*) sur le lacet (études expérimentales et appareil d'auscultation des voies).

Voir note de M. Lanos (n° de février 1939 de la *Revue Générale des Chemins de Fer*) sur l'étude expérimentale et la théorie du mouvement de lacet des locomotives en courbe.

(2) Voir note de M. Mauzin (n° de janvier 1938 de la *Revue Générale des Chemins de Fer*) sur l'utilisation des appareils piezo-électriques pour la mesure d'efforts. Voir aussi (n° mars 1934), note du même auteur exposant les méthodes adoptées pour enregistrer en service courant et d'une manière continue l'effort latéral des véhicules sur le rail.

3° Inscription géométrique ou statique de la locomotive en courbe.

L'allongement des machines crée de sérieuses difficultés au point de vue de la rigidité du châssis et de l'inscription de la machine dans les appareils de voie et les courbes.

Nous allons exposer deux méthodes graphiques et une méthode de calcul permettant soit de se rendre compte si une locomotive existante peut circuler dans une courbe de rayon donné, soit de calculer les déplacements latéraux nécessaires pour qu'une locomotive à l'étude puisse s'inscrire dans une courbe de rayon minimum imposé.

Bien entendu, il faut pour que cette inscription géométrique soit pratiquement réalisable que les déplacements reconnus nécessaires soient rendus possibles, d'une part par la disposition mécanique réalisée, mais d'autre part et surtout, par des réactions de rappel et de frottement non exagérées (des réactions latérales excessives déformeraient les voies ou le châssis ou provoqueraient même un déraillement).

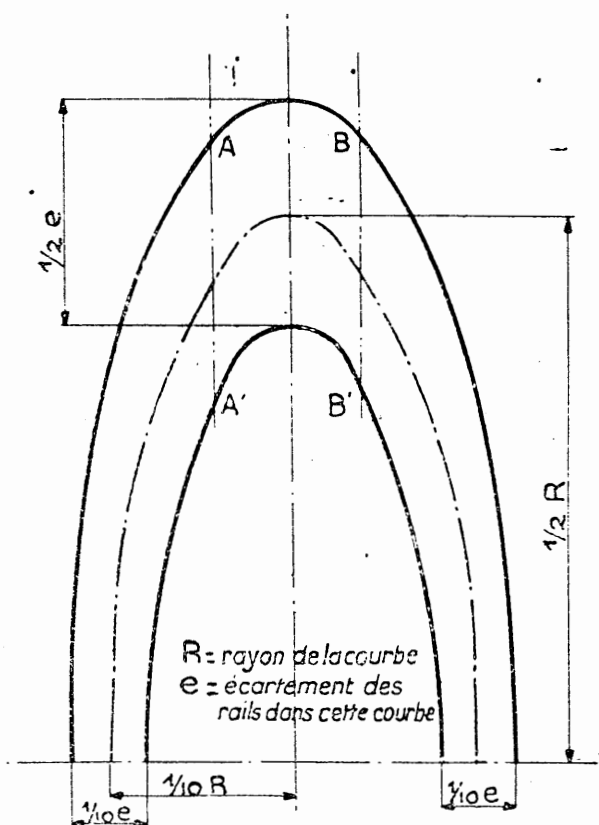


FIG. 124

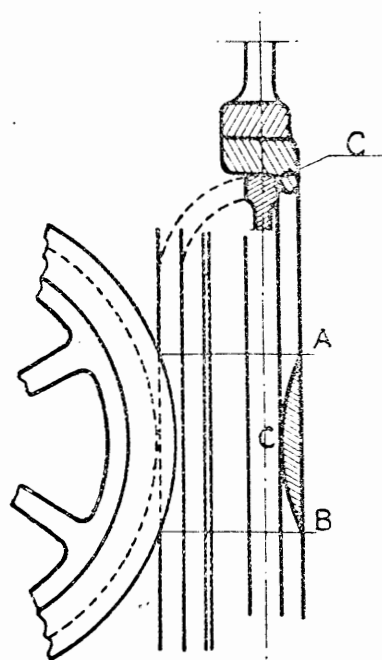


FIG. 123

a) Première méthode graphique.

Si l'on considère un bandage sur le rail et si on coupe ce bandage par le plan horizontal situé 10 mm au-dessous de la table de roulement, on obtient une section A B C (fig. 123), qui est variable suivant le diamètre de la roue et on ne peut déterminer par le calcul quel est exactement le point de la courbe A B C qui viendra en contact avec le rail. Ce point peut être déterminé graphiquement, c'est-à-dire par un tracé, mais pour que ce tracé puisse tenir dans les limites d'une feuille de dessin, on utilise un procédé spécial basé sur cette remarque que toutes les cotes qu'on veut comparer sont perpendiculaires à l'axe du véhicule. On prend pour les

dimensions parallèles à l'axe une échelle suffisamment réduite (1/10 par exemple), et pour les dimensions perpendiculaires à l'axe la plus grande échelle possible (1/2), ou bien on porte encore les cotes en vraie grandeur. L'utilisation de deux échelles différentes pour les deux ordonnées élimine les erreurs relatives de tracé qui risqueraient d'être très importantes.

Le tronçon de voie en courbe que l'on trace se trouve de ce fait représenté par deux arcs d'ellipses concentriques A B et A' B' (fig. 124), indiquant la position des bords intérieurs des rails, qui ne sont plus absolument parallèles du fait de l'emploi de deux échelles différentes qui les déforment. C'est ce qu'on appelle « l'anamorphose de la courbe ».

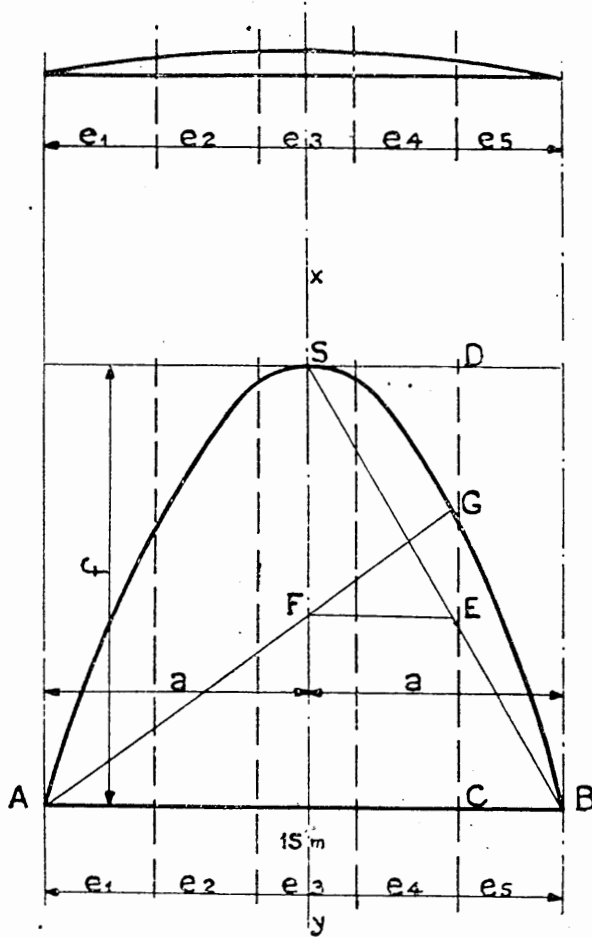


FIG. 125

Pour avoir par exemple le point de la parabole situé sur C D, on mène : S B qui rencontre C D en E, puis par E, E F parallèle à A B qui rencontre l'axe X Y en F, on trace ensuite A F qui rencontre C D en G. G est le point de la courbe placé sur C D. En portant sur les lignes verticales et de chaque côté, à l'échelle choisie, la largeur de la voie dans la courbe de 150 mètres, on obtient les deux tracés figurant les bords intérieurs des rails. On place ensuite entre ces deux courbes, parallèlement et dans le même axe, les essieux du véhicule ou machine dont les boudins des roues ont été anamorphosés dans les mêmes conditions aux deux échelles données (fig. 126-127) ; il faut que les différents points des boudins restent compris entre les deux courbes, les deux boudins extrêmes a et b d'un côté étant par exemple

Dans la pratique, on trace d'abord la courbe représentant l'axe de la voie, mais au lieu de lui donner la forme elliptique prévue, on construit une parabole qui en diffère très peu.

Le procédé suivant est employé :

Si la courbe a 150 mètres de rayon, la machine un empattement total de 15 mètres (les distances entre les essieux sont e^1, e^2, e^3, e^4, e^5), on détermine la flèche d'une corde de 15 mètres dans la courbe de 150 mètres.

La flèche f est donnée par la formule

$$f = R - \sqrt{R^2 - \frac{C^2}{4}}$$

(C étant la corde).

On construit par points le segment de parabole ayant une corde de 15 mètres à l'échelle donnée pour les longueurs (1/10) et la flèche f à l'échelle des dimensions perpendiculaires (1 ou 1/2). Il suffit ensuite de déterminer les points de la courbe se trouvant sur les parallèles à l'axe et distantes entre elles de e^1, e^2, e^3, e^4, e^5 à l'échelle choisie (fig. 125).

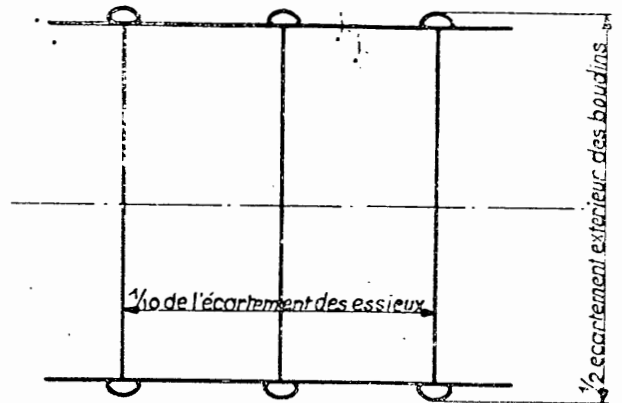


FIG. 126

tangents au rail de ce côté et celui milieu *c*, à l'intérieur de l'autre rail (*fig. 128*). Si le boudin milieu est tangent au rail, le véhicule s'inscrit juste dans la courbe. Si au contraire il coupe l'autre rail, il ne s'inscrit pas et il faut alors donner du jeu aux essieux ou prévoir des boudins réduits à l'essieu milieu. Le tracé en pointillé de la *figure 128*, montre la deuxième position extrême que la machine peut prendre dans la courbe donnée en la déplaçant parallèlement à elle-même.

Si la voie est munie de contre-rails, ces derniers sont tracés dans les mêmes conditions que les rails et les boudins des roues doivent rester tangents, non seulement à la ligne intérieure des rails, mais aussi à celle extérieure des contre-rails (*fig. 129*).

b) Deuxième méthode graphique.

On peut encore déterminer la somme des jeux des essieux dans la voie (écartement des rails dans la courbe, moins écartement extérieur des boudins), et des essieux dans le châssis (jeu des coussinets sur les fusées et des boîtes dans les glissières). On anamorphose l'axe de la courbe dans laquelle on veut faire passer la machine et on reporte de chaque côté du tracé et à l'échelle la demi-somme indiquée ci-dessus. On obtient ainsi deux nouvelles courbes

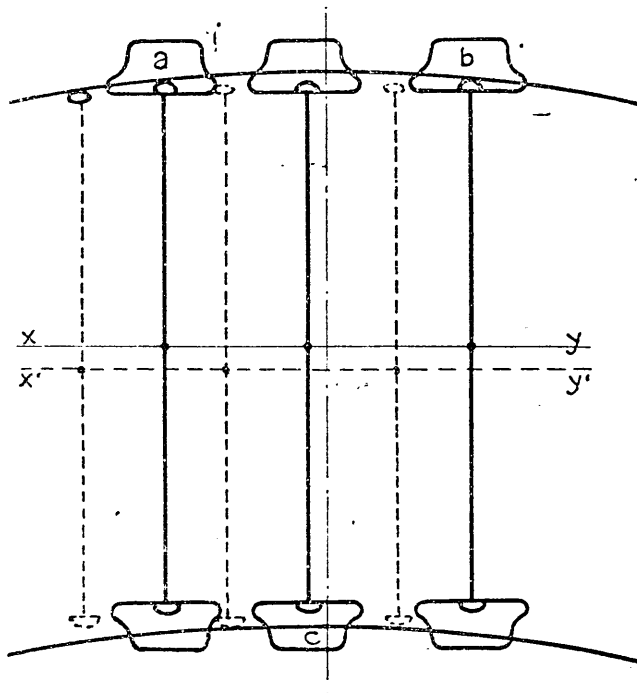


FIG. 128

donc mesurer la distance *ab* au graphique et la multiplier par l'inverse de l'échelle adoptée pour les dimensions transversales.

Si la locomotive est à bissels (*fig. 133*), le latéral à donner aux deux bissels pour la courbe du plus faible rayon, est obtenu de la même manière, en plaçant les quatre essieux dans les conditions les meilleures pour l'inscription. Les segments de droites *ab* et *cd* donnent le latéral à prévoir pour chacun des bissels avant et arrière.

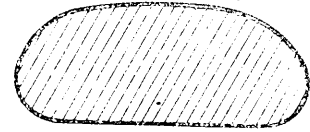


FIG. 127

(*fig. 130*), qui ne représentent plus l'écartement des rails mais la somme des jeux de la machine entre les rails. La machine est alors représentée par une ligne droite *AB*, celle déterminée par les cercles extérieurs des boudins de chaque essieu rapprochés progressivement jusqu'à se confondre. La ligne droite représentant la machine (à l'échelle longitudinale donnée), ne doit pas couper la courbe si la machine s'y inscrit normalement (*fig. 130*). Dans ce cas, on néglige l'influence de la section du boudin (*fig. 127*).

Si la droite figurant la machine coupe la courbe intérieure, quoique ses extrémités soient sur la courbe extérieure, la machine ne s'inscrit pas (*fig. 131*).

Si la locomotive est à bogie (*fig. 132*), les 3 essieux accouplés étant placés dans les conditions normales d'inscription, le déplacement latéral à donner au pivot de bogie de chaque côté de la machine est indiqué par la droite *ab*. Pour avoir le latéral à prévoir, il faut

c) Troisième méthode par le calcul (1).

Le problème de géométrie à résoudre est le suivant :

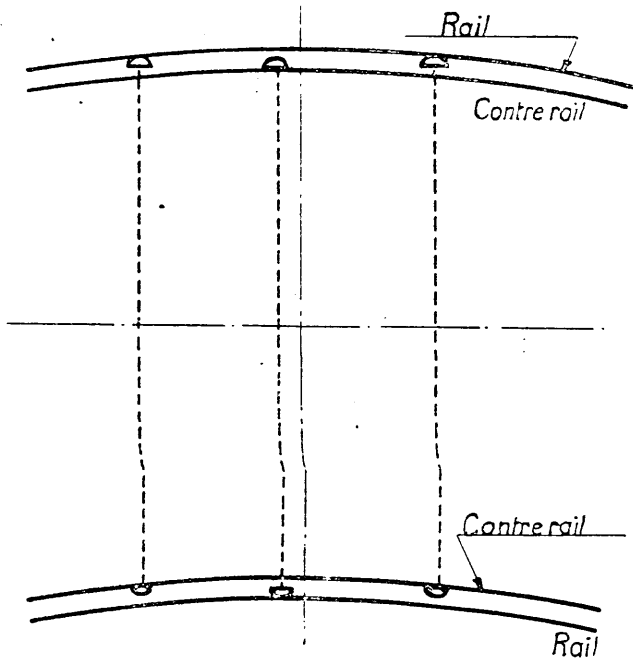


FIG. 129

intéressantes possibles est extrêmement limité et, en pratique, il suffit de calculer 2 ou 3 rayons de cercle pour répondre sûrement à la question. Ceci dit, considérons trois points : M_1 de coordonnées x_1, y_1 , M_2 de coordonnées x_2, y_2 , M_3 de coordonnées x_3, y_3 et proposons-nous de déterminer le rayon de cercle passant par ces points. Remarquons que les ordonnées positives ou négatives de ces points sont de l'ordre du centimètre tandis que les écartements E_1E_2 , E_2E_3 ou E_3E_1 , sont de l'ordre du mètre (fig. 133 ter).

Il en résulte que le calcul qui n'est déjà pas compliqué quand on veut le faire exactement, peut être considérablement simplifié si on se contente d'une approximation.

Calcul exact. — Le centre du cercle O est placé à l'intersection de trois perpendiculaires menées aux divers côtés M_1M_2 , M_2M_3 , M_3M_1 par les milieux de ces côtés.

Dans le triangle $O m_2 M_1$ on a, puisque $M_1 m_2 = \frac{M_1 M_3}{2}$, en posant :

$$OM_1 = R, \text{ et } \frac{M_1 M_2}{2} = R \sin \alpha = R \sin \frac{\widehat{M_1 O M_2}}{2} = R \sin \widehat{M'_1 M_2 M_3} \text{ puisque l'angle au centre}$$

Etant données (fig. 133 bis) une droite XX' représentant l'axe longitudinal d'un train roulant et E_1, E_2, E_3, E_1, E_2 les positions des essieux par rapport à cet axe.

Portons à une échelle quelconque, par exemple en vraie grandeur, de part et d'autre de l'axe, les jeux supposés donnés et supposons que C représente un cercle de rayon R passant par B_3 par exemple et passant au voisinage de B_1 et de B_2 . Il est clair qu'en diminuant le rayon de C et en orientant convenablement le diamètre $B_3 O$ du cercle, nous ferons passer le cercle d'abord par B_2 puis par B_1 , le minimum absolu des rayons de cette catégorie de cercles correspondant au cercle passant par B_1, B_2, B_3 . En considérant successivement tous les ensembles de points tels que $B'_1, B_2, B'_3, B_1, B'_2, B_3$, etc. nous déterminerons un nombre fini de rayons de cercles dont le plus petit sera précisément le rayon cherché.

Pour des nombres d'essieux de 3, 4 ou 5, le nombre de combinaisons intéressantes possibles est extrêmement limité et, en pratique, il suffit de calculer 2 ou 3 rayons de cercle pour répondre sûrement à la question. Ceci dit, considérons trois points :

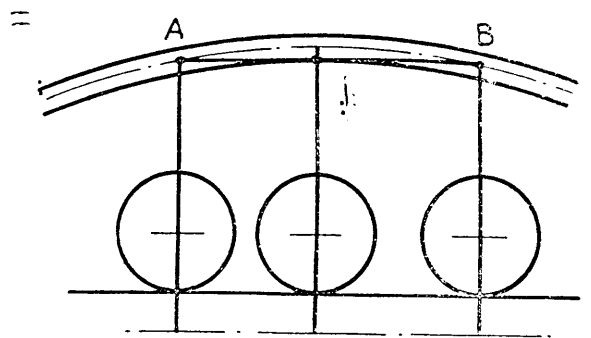


FIG. 130

(1) D'après *L'électricité appliquée à la traction*, de H. PARODI.

$\widehat{M_1OM_3}$ qui soutend le même arc que l'angle μ a une grandeur double de celui-ci. L'angle μ est lui-même la somme de deux angles $\varepsilon_{1,2}$ et $\varepsilon_{2,3}$ dont les tangentes sont respectivement égales à :

$$\operatorname{tg} \varepsilon_{1,2} = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \quad \operatorname{tg} \varepsilon_{2,3} = \frac{y_3 - y_2}{x_3 - x_2}$$

d'où $\mu = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} + \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{y_3 - y_2}{x_3 - x_2}$

Le calcul des quantités

$$\frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}, \frac{y_3 - y_2}{x_3 - x_2}$$

est immédiat : si donc on a préparé une fois pour toutes des tables de lignes trigonométriques naturelles pour de *petits angles*, on pourra effectuer le calcul exact avec une grande rapidité.

Calcul approché. — Un résultat très approché peut être obtenu en remarquant que pour des angles très petits le sinus et la tangente sont égaux à l'angle. On a alors :

$$\begin{aligned} \text{longueur } \overline{M_1M_2} &= \sqrt{(x_3 - x_2)^2 + (y_3 - y_2)^2} \\ &= (x_3 - x_2) \sqrt{1 + \left(\frac{y_3 - y_2}{x_3 - x_2}\right)^2} \end{aligned}$$

$$\text{longueur } \overline{M_1M_3} = (x_3 - x_1) \left[1 + \frac{1}{2} \left(\frac{y_3 - y_1}{x_3 - x_1}\right)^2 - \frac{1}{4} \left(\frac{y_3 - y_1}{x_3 - x_1}\right)^4 + \dots \right]$$

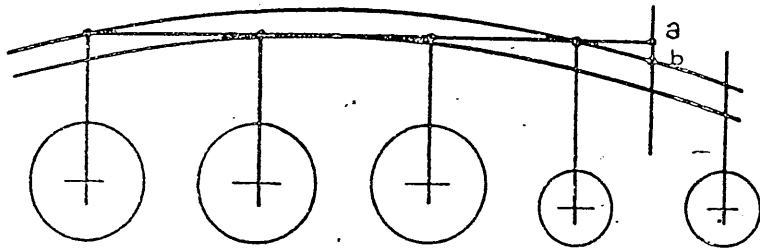


FIG. 132

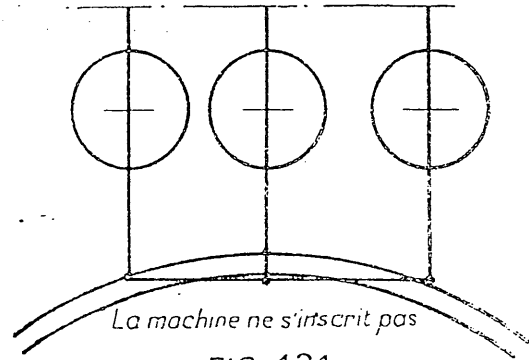


FIG. 131

La grandeur $x_3 - x_1$ est d'au moins 2 mètres, alors que $(y_3 - y_1)$ est de l'ordre de 10 à 20 mm. en général.

Si on procédait sans ordre, on pourrait prendre des jeux de sens différents pouvant atteindre 40 mm.; $(y_3 - y_1)$ dans ce cas exceptionnel pourrait être de l'ordre de 80 mm., le terme :

$$\frac{1}{2} \left(\frac{y_3 - y_1}{x_3 - x_1}\right)^2 = \frac{1}{2} \times \frac{6\,400}{4\,000\,000}$$

serait inférieur à 1/1000. En général la valeur de ce

terme sera beaucoup plus petite : nous pourrions donc écrire en première approximation :

$$\overline{M_1M_3} = (x_3 - x_1).$$

En ce qui concerne les angles $\varepsilon_{1,2}$ et $\varepsilon_{2,3}$, on peut écrire :

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_{1,2} &= \operatorname{tg} \varepsilon_{1,2} = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \\ \varepsilon_{2,3} &= \operatorname{tg} \varepsilon_{2,3} = \frac{y_3 - y_2}{x_3 - x_2} \end{aligned} \right\} \mu = \left(\frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} + \frac{y_3 - y_2}{x_3 - x_2} \right)$$

et le rayon du cercle cherché a comme expression approchée :

$$R = \frac{(x_2 - x_1)}{2 \left[\frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} + \frac{y_2 - y_3}{x_2 - x_3} \right]}$$

Observation. — Cette formule permet de trouver le rayon du cercle passant par trois points $M_1M_2M_3$ ou, inversement, de trouver le point où un cercle de rayon R passant par les moindres M_1M_2 , par exemple rencontre l'ordonnée d'abscisse M_3 .

Autrement dit, la formule du rayon permet de résoudre indifféremment le problème direct et le problème inverse.

Application. — Considérons à titre d'exemple (*fig. 133 quater*) une machine 050-000

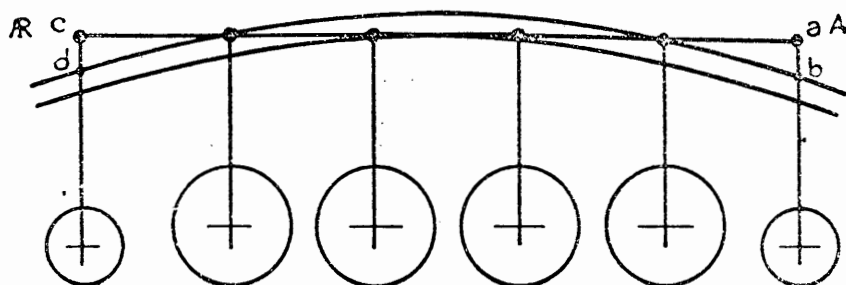


FIG. 133

dans laquelle les cinq essieux moteurs sont écartés les uns des autres de 1 m. 55; les jeux latéraux étant :

- ± 36 mm. pour les essieux 1 et 5,
- ± 18 mm. 5 pour les essieux 2 et 4,
- ± 30 mm. 5 pour l'essieu 3.

Parmi tous les groupes de trois points $B_1B'_1B_2B'_2$... $B_5B'_5$, considérons l'ensemble $B'_1B_3B'_5$. La formule écrite ci-dessus donne :

$$R = \frac{4 \times 1.550}{2 \left[\frac{30,5 + 36}{3.100} + \frac{36 + 30,5}{3.100} \right]} = 72 \text{ m.}$$

Ce rayon sera acceptable si le cercle considéré coupe les ordonnées correspondant aux essieux E_2 et E_4 en des points tels que C_2 et C_4 , situés au-dessous de B_2 et de B_4 , respectivement.

Pour déterminer C_4 par exemple, considérons le cercle de $R = 72$ m. passant par B'_1 et B'_5 . Nous aurons :

$$72.000 = \frac{4 \times 1550}{2 \left[\frac{y_2 + 36}{3 \times 1550} + \frac{y_2 + 36}{1550} \right]} = \frac{4 \times 1550 \times 1550 \times 3}{2 [4y + 144]}$$

$$\text{ou } 4 y_2 + 144 = \frac{6 \times 1550 \times 1550}{72.000} = 200$$

$$y_2 = \frac{56}{4} = 14 \text{ mm.}$$

Cette grandeur étant inférieure au jeu 18,5, la machine s'inscrira bien dans le cercle de rayon 72 m.

**RAYONS MINIMUMS D'INSCRIPTION EN COURBE
DES LOCOMOTIVES DE LA RÉGION OUEST**
(Écartement intérieur des rails : 1,465 m)

LOCOMOTIVES À TENDER SÉPARÉ

SÉRIES DE MACHINES	RAYON	SÉRIES DE MACHINES	RAYON
030.C. 531 à 663	85 m	220-B. 503 à 562	93 m
030.C.D. 665 à 885	78	230-B. 1 à 55	100
040.A. 401 à 405	116	230-A. 101 à 140	106
040.B. 901 à 941	112	230-D. 141 à 320	110
140.A. 501 à 600	104	230-H. 371 à 385	113
140.A. 1001 à 1045	104	230.C,F,M,N. 501 à 705	110
140.B. 1101 à 1510	75	230-K. 401 à 451	111
140.D. 908 à 952	103	230.J,L. 781 à 800	112
141.A. 401 à 416	120	230-G. 801 à 840	116
141.B,C. 1 à 250	114	230-G. 841 à 883	106
141.P	105	231-B. 11 à 60	114
141.R	90	231-C. 401 à 420	112
150.A. 1 à 10	90	231.C. 501 à 783	112
		231-A. 991 à 996	120
220.A. 303 à 350	106	241-A. 1 à 49	100

LOCOMOTIVES - TENDERS

SÉRIES DE MACHINES	RAYON	SÉRIES DE MACHINES	RAYON
030-TB. 101 à 172	63 m	141-TD. 101 à 140	79 m
040-TA. 1 à 143	58	141-TB. 401 à 407	110
040-TX	40	141-TA. 901 à 923	126
050-TX	53	230-TA. 1 à 45	98
131-TA. 501 à 620	111	240-TA.	102
131-TB. 901 à 915	93	232-TA. 81 à 93	112
131-TB. 916 à 921	98	031-130-TA. 1 à 38	73
141-TC. 1 à 20	94		

LOCOMOTIVES ÉLECTRIQUES

SÉRIES DE MACHINES	RAYON	SÉRIES DE MACHINES	RAYON
BB. 001 à 010	80 m	BB. 101 à 135	80 m
BB. 011 à 040	70	2D2. 501 à 523	80

d) **Conditions d'inscription des machines de la Région.**

Ces conditions sont données pour toutes les machines de la Région par le tableau joint.

L'écartement normal des voies de la S.N.C.F. est de 1 m. 437. Les limites fixées par la Conférence de Berne sont 1 m. 435 et 1 m. 450.

e) **Détermination sur place du rayon d'une courbe.**

On procède comme suit : on prend une corde de longueur donnée C dont le milieu m est repéré. On la tend dans la partie la plus accentuée de la courbe et on mesure la flèche f . Le rayon R de la courbe est donné par la formule :

$$R = \frac{\frac{C^2}{4} + f^2}{2f}$$

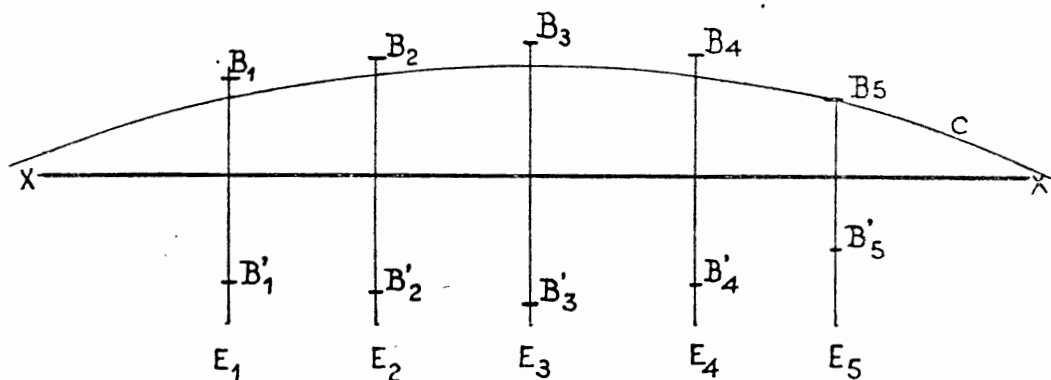


FIG. 133 -bis

Les mesures présentent certaines causes d'erreur quand la voie a été déplacée par un déraillement. On peut cependant reconstituer à peu près son état par les empreintes des traverses sur la voie, des rails ou coussinets sur les traverses. On peut encore faire les mesures sur la partie de voie qui précède ou suit immédiatement le déraillement.

C. — **MOYENS EMPLOYÉS POUR FACILITER LE PASSAGE
D'UNE LOCOMOTIVE EN COURBE**

Il en existe trois :

- le surécartement de la voie,
- la réduction d'épaisseur ou dégraissage de certains boudins,
- le déplacement latéral de certains essieux.

Rappelons que les buts à satisfaire et résumés dans l'expression « faciliter le passage en courbe » sont complexes :

— inscription géométrique,

— guidage, c'est-à-dire répartition des efforts latéraux dus au lacet, aux forces d'inertie à l'entrée en courbe et en courbe, sur différents essieux, en tenant compte des valeurs maxima admissibles par la solidité de la voie, par le risque de déraillement, par la résistance de l'essieu coudé et en tenant compte du diagramme idéal des efforts de guidage pour qu'en vitesse le mouvement de la locomotive soit stable et qu'il n'en résulte pas de mouvements de lacet non amortis (machine flottant sur son bogie par exemple). La vitesse limite de la locomotive dépend des conditions dans lesquelles ce guidage est réalisé.

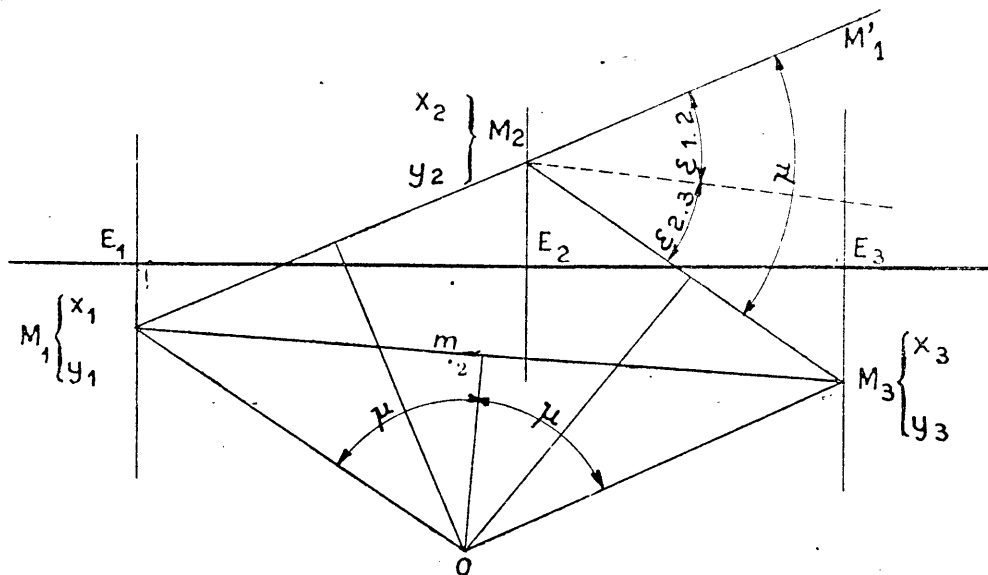


FIG. 133 ter

1° Surécartement de la voie.

L'écartement normal de 1 m. 437 est valable pour les rayons supérieurs à 600 mètres. Il est de 1 m. 445 pour les rayons compris entre 400 et 600 mètres, de 1 m. 455 pour les rayons compris entre 200 et 300 mètres, de 1 m. 465 pour les rayons inférieurs à 200 mètres.

La Conférence de Berne a fixé la limite du surécartement à 1 m. 470.

2° Réduction d'épaisseur des boudins.

La figure 10 a donné les profils normalisés et autres profils réduits utilisés à la S.N.C.F.

Ce moyen s'emploie pour les essieux moteurs des machines à long empattement rigide. Il est en effet assez difficile de donner du jeu latéral à un essieu moteur en raison du jeu latéral qu'il faut donner aux coussinets de bielle pour éviter les efforts de torsion des bielles (1).

(1) Remarquons que la réduction d'épaisseur des boudins s'emploie également sur d'autres Régions aux essieux médians pour protéger le mécanisme des chocs de la voie et sans raison d'inscription géométrique.

L'artifice peut être utilisé pour le premier essieu couplé seulement, s'il est coudé, pour le soustraire à l'effort latéral en courbe à grande vitesse, dans le cas où le bogie n'a pas le rappel initial suffisant.

Les bandages sans boudin sont proscrits dans la mesure du possible.

3° Déplacement latéral de certains essieux.

Il existe plusieurs dispositions :

a) Simple déplacement latéral.

Ce moyen a été autrefois beaucoup utilisé pour les essieux porteurs et même pour les

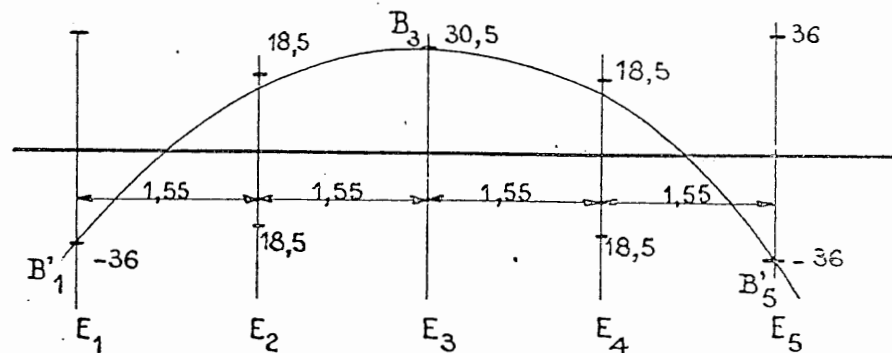


FIG. 133 quater

essieux accouplés extrêmes malgré les sujétions qu'il entraîne. On interposait souvent entre le châssis et la boîte de l'essieu à déplacement latéral un dispositif de rappel composé de plans inclinés en sens contraire.

On peut donner du jeu latéral aux boîtes d'essieu dans leurs glissières (essieu accouplé AV du bogie-bissel Zara) ou du jeu aux coussinets sur les fusées (disposition d'origine des Américaines B). Ces jeux ont l'inconvénient de donner à la machine une certaine instabilité s'il n'existe pas de dispositif de rappel; dans le deuxième cas, le déplacement des coussinets sur les fusées qui ne sont pas toujours parfaitement cylindriques, modifie les surfaces de contact et les pressions sur ces surfaces et peut entraîner des chauffages.

Ce moyen ne s'emploie plus aujourd'hui que sur les machines de manœuvre qui doivent s'inscrire dans des courbes de rayon de 40 à 60 m.

b) Bissel.

Le bissel est composé d'un seul essieu relié à un petit châssis auxiliaire qui peut tourner autour d'un point fixe situé sur l'axe du châssis principal de la locomotive. Le bissel tout en réalisant le déplacement latéral de l'essieu permet aussi sa rotation de manière à le rendre plus normal à la courbe, ce qui réduit l'angle de cisaillement.

Le bissel est aussi muni de dispositif de rappel.

Cas du long châssis d'une loc. 241 s'inscrivant dans sa courbe minimum $R = 100$

(La courbure a été accentuée dans les vues en plan pour rendre plus nets les déplacements et rotations)

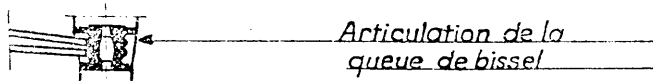
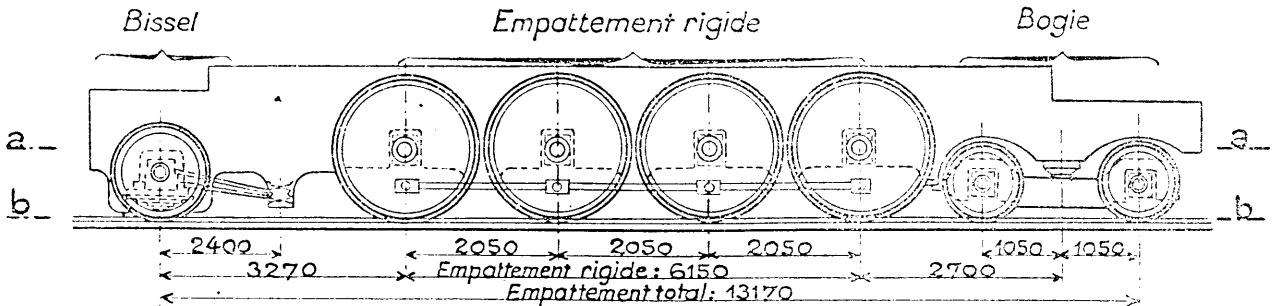
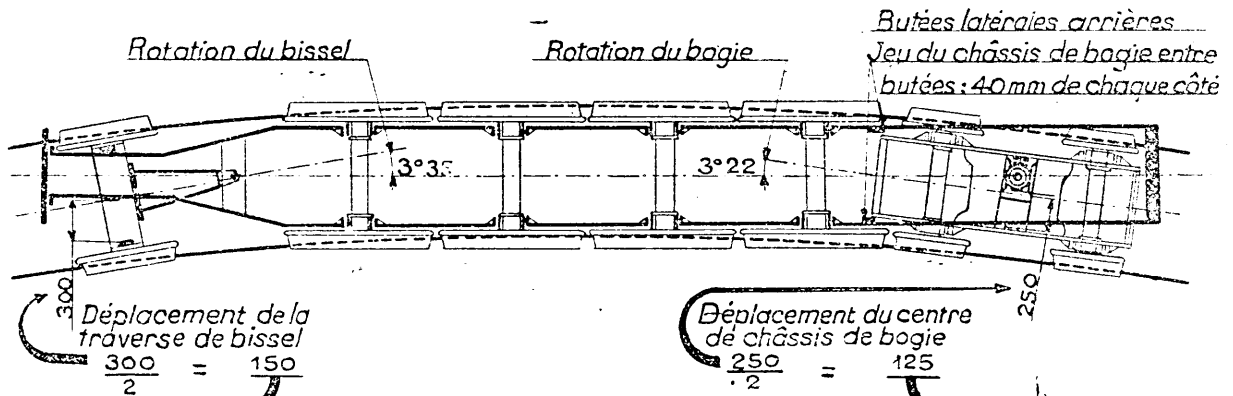


Schéma du châssis vue en plan
(Longérons coupés suivant a a)



Section des boudins et des rails
suivant bb

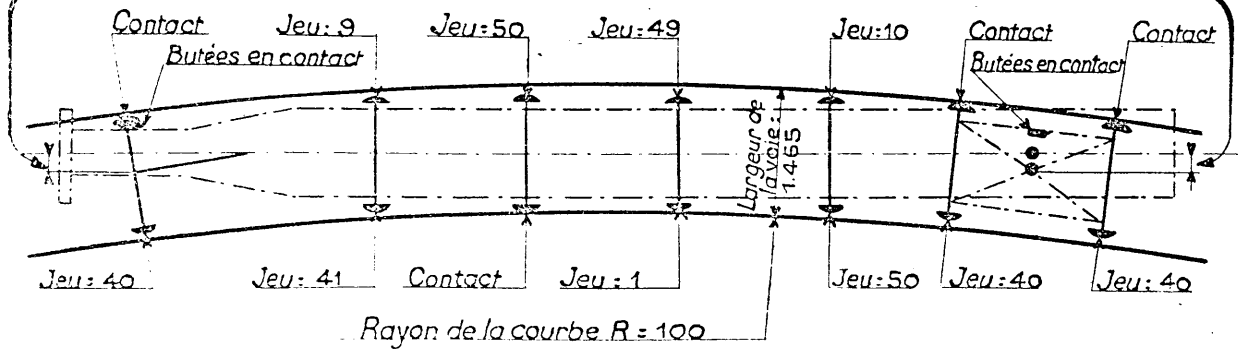


FIG. 134

c) **Bogie.**

Le bogie est composé d'un petit véhicule auxiliaire monté sur deux essieux et relié à la machine par son centre autour duquel il peut tourner. Ce centre est en outre susceptible de déplacements latéraux par rapport au châssis principal. Dès que la locomotive pénètre en courbe, le bogie utilise, suivant certaines conditions de liaison avec le châssis principal, tout ou partie du déplacement latéral dont il dispose et en plus se tourne de telle manière que les 2 roues d'un même côté viennent porter par leur boudin sur le rail extérieur. L'angle d'attaque des 2 roues du bogie est extrêmement faible. La poussée radiale sur le bogie se répartit presque également entre ses 2 essieux. Suivant la valeur de l'effort de rappel du dispositif dont ils sont tous munis, le châssis principal tend à être ramené vers le centre de la courbe, le rappel réduit en conséquence ou annule la poussée radiale sur le premier essieu. Il ne faut pas qu'il soit exagéré car il pourrait s'opposer à l'inscription géométrique ou provoquer des déraillements ou riper la voie. On parviendra d'autant mieux à réaliser l'ensemble de ces desiderata que le poids du bogie sera plus élevé.

On adopte la solution du bogie ou du bissel suivant la charge restant à supporter, leur rôle étant presque identique. Pour les machines de vitesse on préfère le bogie qui permet de répartir sur deux essieux les réactions latérales avant qu'elles atteignent le premier essieu couplé généralement coudé.

d) **Bogie-bissel.**

Il combine les avantages des trois premières dispositions.

Le premier essieu couplé est susceptible de prendre un déplacement latéral mais non radial, l'essieu d'avant porteur est susceptible de prendre les deux mouvements d'un essieu de bissel. La charge est généralement transmise à ces deux essieux par un pivot central comme dans un bogie.

La *figure 134* est un exemple d'inscription en courbe de locomotive 211 A dans une courbe de 100 m. de rayon.