

## CHAPITRE VI

### EFFORTS DE TRACTION, CHARGES DES TRAINS

#### A. — EFFORTS DE TRACTION

##### 1<sup>o</sup> Frottement de roulement et effort à la jante.

Soit *figure 1161 (a)* une roue isolée O de rayon  $r$  chargée par un poids  $Q$  sur laquelle agit une force horizontale  $P$ . L'expérience prouve que cette force doit atteindre une certaine valeur pour produire le mouvement. La résistance particulière qui s'oppose à ce mouvement provient de la déformation des deux corps en contact. Les forces qui sollicitent la roue et qui se font équilibre au moment où le mouvement est sur le point de se produire sont : le poids  $Q$ , la force horizontale  $P$  et la réaction  $R$  de la surface d'appui. Cette dernière est évidemment égale et directement opposée à la résultante des forces  $P$  et  $Q$ , elle est donc appliquée en un point ( $a$ ) situé en avant du contact géométrique dans le sens du mouvement. En décomposant la force  $R$  en deux forces respectivement égales à  $P$  et  $Q$ , les trois forces  $P$ ,  $Q$ ,  $R$ , peuvent être remplacées par deux couples ( $P, P'$ ) et ( $Q, Q'$ ) de moments égaux et de signes contraires : ( $P, P'$ ) est le couple moteur de moment  $Pd$ , ( $Q, Q'$ ) est le couple résistant de moment  $Q.Aa$ .

Le bras de levier  $Aa$  du couple résistant ne dépend que de la nature des surfaces en contact, on le représente par  $f_1$ , c'est le coefficient de résistance au roulement.

Soit *figure 1161 b*, la même roue non plus isolée mais liée à un châssis par des glissières de boîtes verticales, soient  $S$  la réaction horizontale de la glissière avant (elle est de sens contraire à  $P$ ) et  $P'$  la réaction tangentielle du rail. On a les deux équations d'équilibre (projection sur horizontale et moments par rapport à A).

$$\begin{cases} P + S + P' = 0 \\ Pd + Q'. Aa + Sr = 0 \end{cases}$$

Si l'on néglige  $Q'. Aa$  qui est faible devant  $Pd$  et  $Sr$ .

$$(10 \text{ t.} \times 0,0005 \text{ m.} = 5 \text{ kgm. devant } 10^3 \text{ à } 10^5 \text{ kgm.})$$

on a :

$$S = - \frac{Pd}{r}$$

$S$  est donc bien toujours de sens contraire à  $P$

et

$$P' = - S - P = \frac{P(d-r)}{r}$$

$P'$  est donc de même sens que  $P$  lorsque  $d > r$  (demi-tour de roue supérieur) et de sens contraire à  $P$  lorsque  $d < r$  (demi-tour de roue inférieur). En définitive  $P'$  est toujours de même sens.

On a aussi : 
$$P' = P \sin \alpha \frac{r'}{r}$$

et : 
$$S = \frac{Pd}{r} = \frac{P(r + r' \sin \alpha)}{r} = -P - P' \text{ (1/2 tour de roue supérieur).}$$

$$S = -P + P' \text{ (1/2 tour de roue inférieur).}$$

Sur la *figure 1161 b* (1/2 tour supérieur) où la boîte s'appuie contre la glissière avant, sa poussée contrebalance et dépasse celle que reçoit le fond arrière du cylindre, c'est elle qui communique une impulsion à la machine. Sur la *figure 1161 c* (1/2 tour inférieur) où la boîte s'appuie contre la glissière arrière, c'est au contraire par le fond avant du cylindre que la vapeur pousse la locomotive.

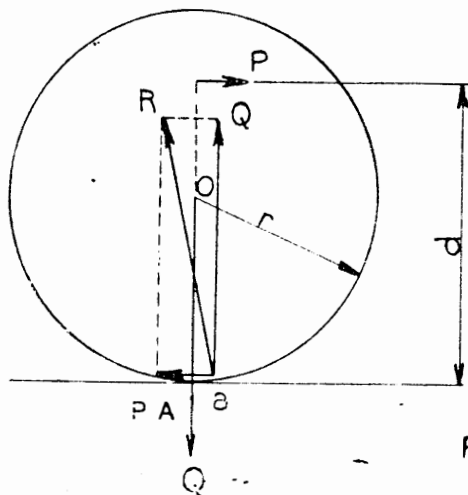


FIG. 1161 a

Ainsi trois forces antagonistes se confrontent : l'effort moteur  $P$  dû à la vapeur, la résistance du train à déplacer et l'adhérence qui est le point d'appui nécessaire à la force motrice pour vaincre la résistance du train. La poussée de la vapeur est transmise à la jante suivant un effort tangentiel et de sens contraire à  $P'$  (ce sens est le même *figure 1161 b et c*) proportionnel à la course du piston  $2 r'$  et inversement proportionnel au diamètre de la roue  $2 r$ .

On retrouve dans les formules ci-dessus les efforts d'application des boîtes sur leurs glissières et efforts de traction à la jante dont il a été parlé chapitre I, tome II, et qui étaient dénommés ( $X - T'$ ) et

$$T' = \frac{x r \sin \alpha}{R}$$

Pour qu'il y ait roulement sans glissement, il faut que l'on ait :

$$P' < Q f$$

( $f$ ) étant le coefficient de frottement de glissement au départ ou d'adhérence (1).

Remarquons que  $f$  est un rapport de deux forces donc indépendant des unités choisies, tandis que  $f_1$  est le bras de levier d'un couple, donc une longueur.

**2° Effort de traction théorique.**

Considérons une locomotive attelée à un train en marche et ayant atteint une vitesse uniforme de régime  $V$ . On peut dire qu'après chaque tour de roue, la force vive totale du train repasse par la même valeur. Il en résulte qu'il y a égalité durant ce temps entre le travail moteur produit par la vapeur dans les cylindres et

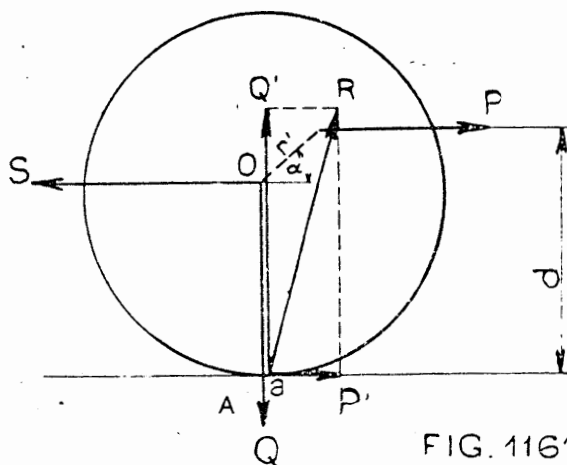


FIG. 1161 b

(1) On a réalisé une augmentation fictive de la charge  $Q$  des essieux en créant un champ magnétique puissant entre l'armature d'un électro-aimant placé à petite distance du rail et le rail lui-même. La présence de cet entrefer réduit naturellement la force portante de l'électro-aimant mais il est néanmoins possible d'obtenir une augmentation fictive de poids réelle d'adhérence de plusieurs tonnes sans dépense exagérée de courant. La Société Westinghouse a donné le nom de « magnétique booster » à ce dispositif.

le travail résistant résultant, dans le même temps, des forces qui s'opposent à l'avancement du convoi tout entier. Si nous appelons  $p$  la pression effective moyenne en  $\text{kg/cm}^2$  sur le piston pendant une course,  $d$  le diamètre du piston en  $\text{cm}$  et  $l$  sa course en mètres, le travail en  $\text{kg/m}$  par course et par cylindre est :

$$p \cdot \frac{\pi d^2 l}{4}$$

et si la machine est à deux cylindres égaux à double effet et à simple expansion, le travail moteur est par tour de roue :

$$p \pi d^2 l$$

Soit maintenant  $E$ , la résistance moyenne en  $\text{kg}$  opposée à leur mouvement par la machine et le train. Le chemin parcouru pendant un tour de roue motrice de diamètre  $D$  en mètres étant  $\pi D$ , le travail résistant correspondant est  $\pi DE$   $\text{kg m}$ . On peut donc écrire :

$$p \cdot \pi d^2 l = \pi DE$$

d'où : 
$$E = \frac{p d^2 l}{D}$$

$E$  représente l'effort moteur ou effort moyen de traction développé par la locomotive. Cet effort est dit « indiqué », car il est évalué d'après le travail de la vapeur dans les cylindres et il ne comporte aucune réduction pour les résistances propres de la machine. Tous les termes entrant dans ces expressions sont connus à l'exception de  $p$ , pression effective moyenne dans les cylindres. Admettons d'abord que  $p$  soit égal au timbre  $P$  de la chaudière, ce qui suppose une admission totale à pleine pression. On obtient pour  $E$  une valeur  $E_0$ , appelée effort moyen indiqué théorique à 100% d'admission.

$$E_0 = \frac{P d^2 l}{D}$$

Cette valeur de l'effort moyen n'est jamais atteinte en pratique, même à très faible vitesse, car les mécanismes de distribution ne permettent pas des admissions supérieures à 85 %.

Le livret « Etat général des machines locomotives et tenders » déjà cité donne l'effort de traction de toutes les séries de machines de la Région d'après la formule ci-dessus :

$$E_0 = \frac{P d^2 l}{D} \text{ pour les machines à simple expansion et à deux cylindres.}$$

$$E_0 = \frac{2 P d^2 l}{D} \text{ pour les machines compound à quatre cylindres (} d \text{ et } l \text{ se rapportant aux cylindres H P).}$$

$$E_0 = \frac{P d^2 l}{D} + \frac{P d'^2 l'}{2 D} \text{ pour les machines à simple expansion à trois cylindres (} d \text{ et } l \text{ se rapportant aux cylindres extérieurs et } d', l', \text{ au cylindre intérieur).}$$

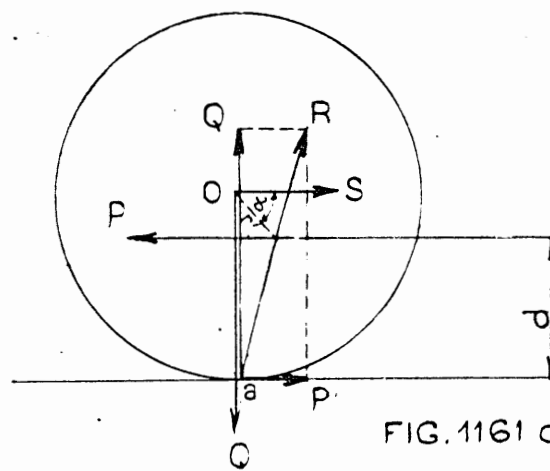


FIG. 1161 c

### 3° Effort de traction usuel.

La détermination exacte de l'effort de traction indiqué revient à rechercher, qu'elle est réellement la valeur de  $p$ . Pour la connaître dans des conditions de vitesse et d'admission données, le seul procédé exact consiste à prendre sur des cylindres des diagrammes réels de la pression de la

vapeur et à calculer la hauteur du rectangle ayant même base et même aire que le diagramme considéré.

Si l'on pose  $p = \alpha P$  ( $P$  étant le timbre de la chaudière), on trouve que  $\alpha$  varie avec le degré d'admission et, pour une même admission avec le nombre  $n$  de tours effectués à la minute par l'essieu moteur. L'étude des variations de  $\alpha$  en fonction de  $n$  pour divers degrés d'admission a été faite au laboratoire d'Altoona et a donné les résultats résumés par le graphique de la *figure 1162*. On voit que  $\alpha$  décroît non seulement avec le degré d'admission, mais aussi avec la vitesse, l'ouverture des lumières durant moins longtemps, le remplissage des cylindres de même que leur vidange se font de moins en moins parfaitement au fur et à mesure que la rapidité de rotation augmente. Il faut remarquer que ces laminages de vapeur sont d'autant plus élevés que le débit est plus élevé. On peut admettre pour  $\alpha$  les valeurs ci-dessous suivant les différents crans d'admission :

Admission 0,15	Coefficient 0,34
"    0,30	"    0,54
"    0,40	"    0,65
"    0,50	"    0,73
"    0,60	"    0,79

Pour tenir compte de la réduction due à la vitesse, il faut multiplier  $E$  par l'expression  $(1 - 0,0045 V)$  où  $V$  représente la vitesse en km/heure.  $E$  ainsi calculé est un véritable effort de traction, c'est un cas particulier de l'effort de traction réel que nous allons maintenant étudier.

#### 4° Effort de traction réel.

En considérant une locomotive donnée, nous pourrions, en tenant compte de ce qui précède, établir un diagramme représentant l'effort  $E$  en fonction de la vitesse de la machine, ce n'est autre chose que le diagramme de  $\alpha$  en fonction de  $n$  de la *figure 1.162*, la graduation des axes de coordonnées étant seule changée. Comme  $\alpha$ ,  $E$  varie pour chaque admission avec la vitesse, mais les courbes ainsi tracées sont-elles pratiquement réalisables sur toute leur longueur avec la machine considérée ? Il n'en est rien pour les raisons suivantes :

a) A faible vitesse et avec de fortes admissions l'effort  $E$  peut arriver à dépasser la limite d'adhérence, laquelle est d'autant plus faible que le poids adhérent  $N$  de la machine est moins élevé. Comme nous l'avons expliqué, lorsque le poids  $N$  est donné, l'adhérence  $fN$  ne dépend plus que du coefficient de frottement  $f$  des roues sur le rail. On adopte en général pour le coefficient  $f$  la valeur pratique et moyenne de 0,20 (1).

Dans le diagramme définitif *figure 1.163* l'effort de traction est donc limité par une droite  $AB$  telle que  $OA = fN$  jusqu'au point  $B$  où cette droite rencontre la ligne  $BC$  correspondant à celle du diagramme de la figure relative au degré d'admission le plus élevé que peut donner le mécanisme de distribution.

L'effort de traction à la jante d'une locomotive Pacific dont chaque essieu moteur transmet à la voie une charge de 18 t. ne peut être par exemple au maximum, avec un coefficient d'adhérence  $f = 0,20$  que :

$$0,20 \times 18 \times 3 = 10,8 \text{ tonnes}$$

b) Si cette admission qui est très élevée est maintenue pendant longtemps et si durant ce temps la vitesse s'accroît, la consommation de vapeur augmente outre mesure et elle finit par dépasser la production maximum dont est capable la chaudière. On est alors limité par la puissance de la chaudière. Celle-ci ne dépendant pas de la vitesse et étant en principe constante, la courbe représentative de l'effort de traction qu'elle permet de réaliser est une hyperbole équilatère suivant la ligne  $CD$ . On voit donc au total que le graphique représentatif de l'effort de traction dépend de trois éléments. Dans les locomotives bien construites, on trouve effectivement ces trois limita-

(1) Cette valeur pratique de  $f$  que nous indiquons ne correspond pas au véritable coefficient de frottement. On s'accorde maintenant pour estimer que  $f$  réel peut atteindre au démarrage et si le rail est bien sablé et les conditions atmosphériques favorables la valeur de 0,33 et même de 0,4 dans des conditions exceptionnelles.

tions dans la marche normale : aux démarrages c'est l'adhérence, aux faibles vitesses, c'est l'effort du moteur, aux grandes vitesses, c'est la puissance de la chaudière.

Il est une autre limite dont nous n'avons pas encore parlé c'est celle du nombre de tours de roue. En raison des forces d'inertie, la vitesse moyenne des pistons ne peut guère dépasser une valeur maxima d'environ 7 mètres par seconde, correspondant pratiquement sur les locomotives à des nombres de tours de roue de 350 à 400 par minute.

L'effort de traction de la machine est aussi limité par le tonnage que peut supporter la voie. En l'état actuel on n'admet guère en Europe plus de 18 à 20 tonnes par essieu. (La SNCF se propose d'équiper certaines artères pour supporter 23 tonnes par essieu), de sorte que pour augmenter la puissance des locomotives il faut augmenter le nombre des essieux qui les supportent, ce qui amène à des dispositions spéciales : machines articulées système Mallet par exemple. En Amérique le poids de 30 t. par essieu est atteint assez souvent. On cite même dans les dernières locomotives construites des essieux de 35 t. sur rail.

Les indications qui précèdent permettent de se rendre compte pourquoi l'on utilise certains types de locomotive au service voyageurs et d'autres au service marchandises. La locomotive à marchandises marche à faible vitesse et doit avoir un effort de traction considérable, par conséquent une très forte adhérence, donc un fort poids adhérent et en définitive un nombre important d'essieux accouplés. Pour augmenter l'effort de traction, partie BC de la courbe, sans augmenter d'un excès les dimensions des cylindres, dimensions qui sont limitées par le gabarit ou choisit des diamètres de roue faibles, variant de 1 m 30 à 1 m 50.

Pour les locomotives à voyageurs, une adhérence aussi forte n'est pas nécessaire. Parti d'un seul essieu moteur, machine Crampton, on s'est limité pendant fort longtemps à deux essieux couplés ; actuellement par suite de l'augmentation de poids des trains, on en est à trois et à quatre. On utilise pour ces locomotives des roues accouplées dont le diamètre varie de 1 m 85 à 2 m 10 afin qu'aux grandes vitesses, 115 à 125 km à l'heure, on ne dépasse pas les 350 à 400 tours-minute cités plus haut.

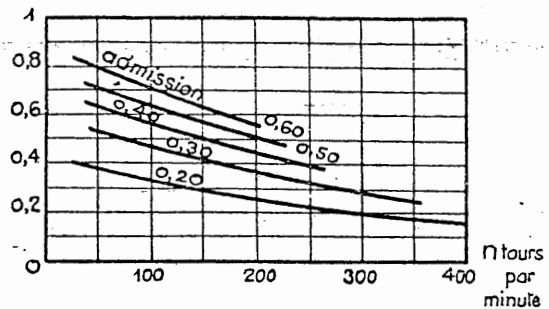


FIG.1162

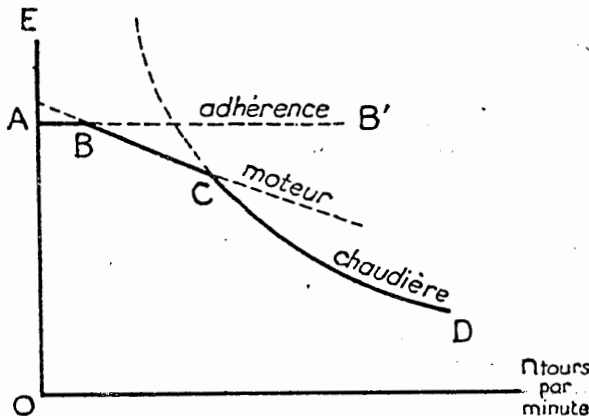


FIG.1163

Certaines séries de machines dites « mixtes » pour trains de voyageurs lourds ou trains de messagerie ont des roues de 1 m 65 (type 141).

L'effort de traction au crochet du tender est enfin limité par la résistance des attelages du convoi remorqué. Les réactions instantanées sur les attelages peuvent atteindre, au cours de démarrages ou de coups de frein maladroits, des valeurs plusieurs fois supérieures à l'effort de traction réel. L'attelage actuel se rompt sous un effort statique de 70 tonnes.

### 5° Démarrage. Effort moyen au démarrage limité par l'adhérence.

#### a) Généralités.

Une locomotive utilise d'autant mieux son adhérence qu'elle développe un effort de traction plus régulier. A partir du moment où la machine a fait un tour de roue, tous les cylindres sont en action et la valeur de l'effort de traction prend la forme normale d'une sinusoïde (fig. 2 ter, tome II) dont les points les plus hauts doivent être au-dessous de l'horizontale ABB' correspondant à l'adhérence (fig. 1.163) sans quoi il y aurait patinage. Plus il y a de cylindres, plus les efforts de traction moyen et maximum sont rapprochés, mais l'effort moyen sera toujours inférieur à l'adhérence (c'est là une des infériorités de la locomotive à vapeur sur la locomotive électrique). Tous les mécaniciens savent aussi par expérience que lorsqu'une machine compound tend à patiner, il y a avantage à admettre en même temps à la HP et à la BP en

réduisant l'ouverture du régulateur HP ; avec une machine à simple expansion qu'il y a avantage à réduire l'ouverture du régulateur et à allonger les périodes d'admission. Ils régularisent ainsi l'effort de traction sans abaisser en même temps sa valeur moyenne et grâce à cet artifice combattent efficacement le patinage.

La locomotive étant attelée en tête d'un train, le mécanicien en introduisant de la vapeur dans les cylindres crée un effort de traction qui, s'il est suffisant, provoque la mise en mouvement de la machine et du matériel qui se trouve derrière elle.

Si le train est relativement léger, comme c'est le cas des trains de voyageurs, il est possible de serrer les attelages à fond de manière que le démarrage de tous les véhicules composant la rame soit simultané et par conséquent sans choc désagréable pour les occupants.

Si au contraire, le train est très lourd, cas des trains de marchandises, on facilite en Europe le démarrage en donnant un certain mou aux attelages de sorte que la mise en marche des différents wagons se fait successivement. La locomotive n'aura, par suite, qu'à exercer un effort relativement faible durant les premiers mètres.

Il faut remarquer que l'effort de traction qui se produit à l'instant précis où le mécanicien ouvre le régulateur peut varier considérablement suivant la position du piston dans le cylindre et de la bielle motrice.

Cet effort variable peut être insuffisant pour mettre le train en marche. Il peut aussi être supérieur à l'adhérence et alors, il y a patinage. Dans le premier cas, le démarrage ne peut avoir lieu et il est nécessaire de faire marche arrière pour trouver une position plus favorable des bielles et pour profiter de la détente des ressorts de choc qui auront été comprimés par le mouvement en arrière ; dans le deuxième cas, il faut fermer le régulateur pour arrêter le patinage, et recommencer en sablant pour augmenter l'adhérence.

#### b) Méthode de détermination de l'effort moyen au démarrage.

La méthode suivante permet de tenir compte des diverses caractéristiques de la machine considérée (diamètre des roues motrices, nombre et disposition des cylindres). Elle admet un coefficient d'adhérence pure invariable ( $\mu$  a vu qu'on pouvait admettre le chiffre minimum de 0,3 avec rail sablé).

La figure 1168 représente la courbe polaire (à pleine admission et pression maximum de la vapeur) des efforts théoriques à la jante au démarrage d'une 141-C, (les cylindres étant vidés antérieurement à l'ouverture du régulateur). On y voit que l'effort maximum (26.400 kg) est obtenu pour la position de la manivelle motrice droite (admission face AV du piston) faisant avec l'horizontale un angle très légèrement inférieur à 34 ° et que l'effort minimum (9.100 kg) est obtenu pour la position de la même manivelle diamétralement opposée. Pour certains secteurs de position de cette manivelle  $Q_f = 0,3 Q$  est dépassé.

Pour éviter le patinage qui s'ensuivrait normalement les mécaniciens réduisent la pression d'admission aux cylindres, de telle façon que les pointes ne dépassent pas  $0,3 Q$ . L'épure de démarrage correspondante est représentée figure 1169.

Si l'on développe cette épure en coordonnées cartésiennes (figure 1170) on peut facilement déterminer l'ordonnée moyenne qui représente l'effort moyen au démarrage.

Cet effort caractérise bien les possibilités de la machine au démarrage.

Les efforts moyens ainsi déterminés représentent un certain pourcentage de poids adhérent, qui est, en somme l'adhérence moyenne utilisable au démarrage avec rail sablé. Ce pourcentage varie peu suivant le type de machine de 0,20 à 0,23. (1)

Nous retrouvons donc le coefficient d'adhérence pratique au démarrage qui peut être uniformément adopté pour déterminer l'effort au démarrage à la jante en fonction du poids adhérent.

Pour les 141-R par exemple dont le poids adhérent  $Q = 80$  t., l'effort maximum à la jante est limité à  $0,3Q = 24$  t., l'effort minimum correspondant est de 11,1 t., l'effort moyen de 18 t. Ce dernier effort s'obtient plus rapidement en adoptant le coefficient pratique  $0,22 : 80 \text{ t.} \times 0,22 = 17,6 \text{ t.}$

Il convient de soustraire de cet effort moyen au démarrage celui nécessaire au déplacement propre de la locomotive pour obtenir l'effort disponible au crochet.

### 6° Accélération au départ.

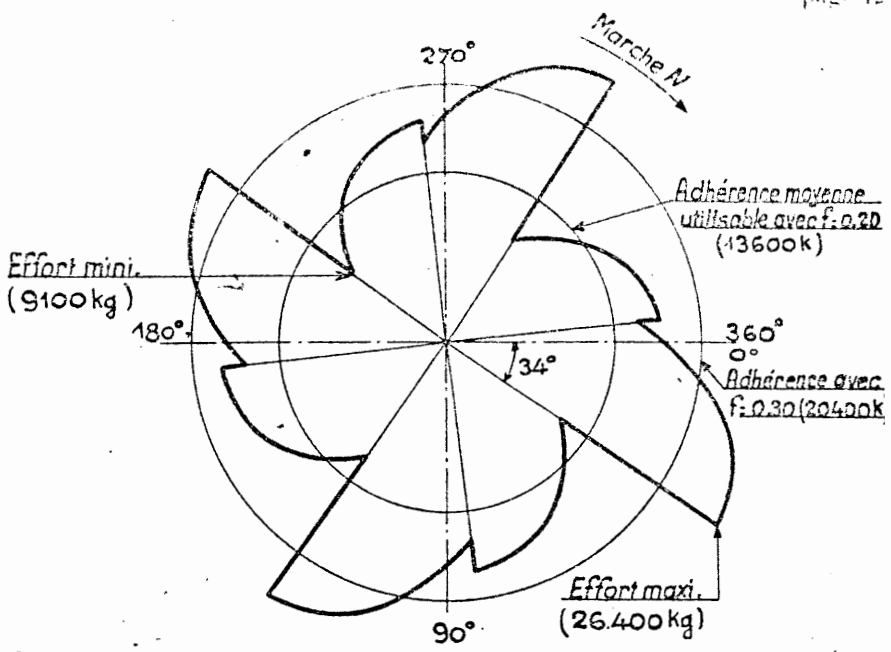
Un corps de masse  $M$  soumis à une force constante  $F$  prend un mouvement uniformément

(1) Remarquons que la Région Ouest admet que le coefficient pratique d'adhérence varie en fonction de deux autres facteurs  
1° en fonction d'une variation supposée du coefficient d'adhérence pure avec le diamètre des roues ;  
le coefficient diminuerait quand le diamètre augmente.

2° en fonction du nombre d'essieux couplés, ceci pour tenir compte des irrégularités de la voie.

En conséquence, elle admet que suivant le diamètre des roues motrices, le nombre d'essieux couplés, le nombre et la disposition des cylindres l'adhérence moyenne utilisable varie de 0,17 à 0,23 et non pas de 0,20 à 0,23.

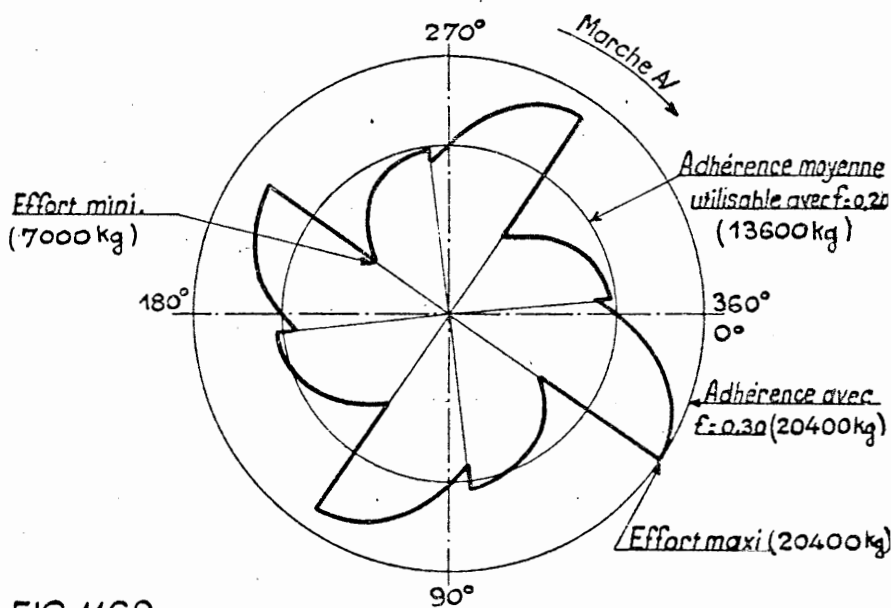
CARACTÉRISTIQUES		
Cylindres	Diamètre	620
	Course	700
Pression aux cylindres		14 Hpz
Admission maximum		75%
Diamètre des roues couplées		1650
Poids adhérent		68000



Echelle des efforts : 1 mm = 600 kg.

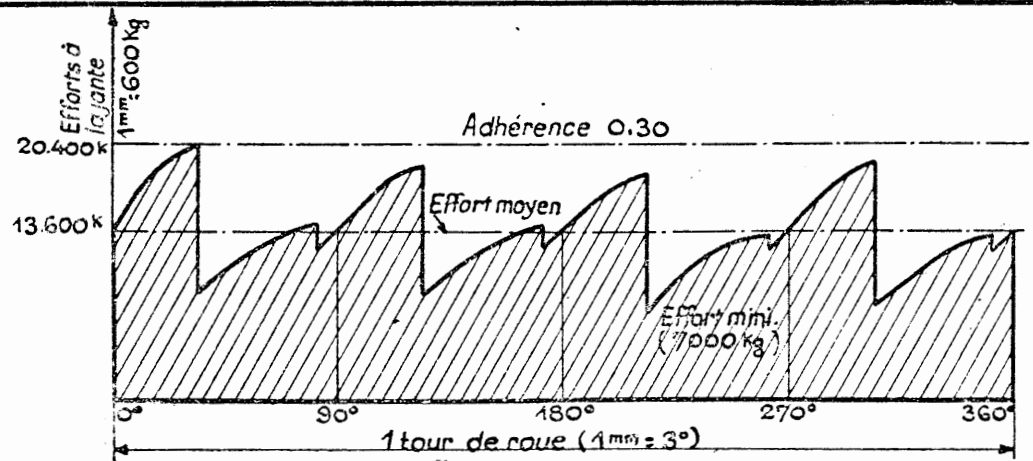
FIG. 1168

CARACTÉRISTIQUES		
Cylindres	Diamètre	620
	Course	700
Pression aux cylindres		10 Hpz 8
Admission maximum		75%
Diamètre des roues couplées		1650
Poids adhérent		68.000



Echelle des efforts : 1 mm = 600 kg

FIG. 1169



CARACTÉRISTIQUES			DEMARRAGE			
Poids adhérent Qa (kg)	Diamètre des roues (mm)	Type du moteur	Effort maxi limité à 0.30 Qa (kg)	Effort mini (kg)	Effort moyen (kg)	Adhérence moyenne utilisable
68.000	1.650	2 cyl. SE	20.400	7000	13.600	0.200

FIG. 1170

accélération c'est-à-dire dans lequel la vitesse croît proportionnellement au temps. L'accroissement par seconde, de la valeur de la vitesse est l'accélération. On sait que différentes forces appliquées à un même corps produisent des accélérations qui leur sont proportionnelles, le rapport constant de la force à l'accélération étant précisément et par définition la masse  $M$  du corps.

Le train démarre d'autant plus rapidement que l'accélération produite par la force  $F$  est plus grande. Cette accélération varie pour un train :

de marchandises	de 0,03 à 0,05	m/sec <sup>2</sup> .
de voyageurs	0,05 à 0,10	—
de banlieue	0,10 à 0,30	—

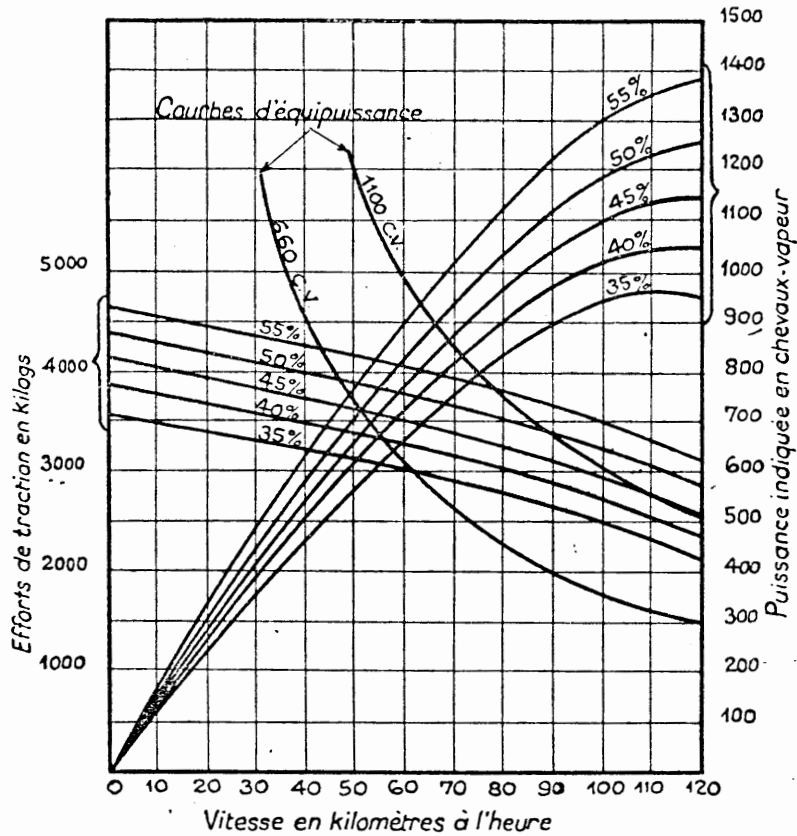


FIG. 1164

Soit un train de 300 t. remorquées auquel on veut communiquer une accélération de 0,30 m/sec<sup>2</sup>. On doit avoir :

$$F = \frac{300.000}{9,81} \times 0,30 = 9,15 \text{ tonnes}$$

L'effort à exercer au crochet de traction est égal à  $F$  augmenté de la résistance au démarrage du train. Cette dernière est mal connue (nous étudierons au § B suivant les différentes causes de résistance en marche, mais non celle au démarrage). En pratique on admet que la résistance au démarrage en palier est de 5 à 8 kg. par tonne pour les trains de voyageurs, dont les attelages sont serrés (1) et de 2 à 4 kg. par tonne pour les trains de marchandises.

(1) Non compris les trains de banlieue à attelage automatique pour lesquels cette résistance est notablement plus élevée.



## 7° Puissance.

Connaissant l'effort indiqué E pour chaque degré d'admission en fonction de la vitesse, il est facile d'obtenir la puissance indiquée P en chevaux développée dans les mêmes conditions, on a en effet, V désignant la vitesse en km/h.

$$P = \frac{E V}{75 \times 3.600}$$

La figure 1.164 donne pour une machine Compound une courbe de P et de E pour des vitesses allant jusqu'à 120 km/h et des crans d'admission de 35 à 55 %. On voit que, lorsque la vitesse augmente, la puissance croît à peu près proportionnellement à la vitesse. Puis l'effort E diminuant ensuite plus rapidement, P croît plus lentement, passe par un maximum et tend même à décroître. La position de ce maximum dépend évidemment de la machine même. Il y a donc pour une machine donnée et un cran d'admission donné une vitesse optimum à laquelle le maximum de puissance est produit.

Comme pour la puissance des chaudières, il existe des formules permettant de calculer approximativement la puissance indiquée maximum des locomotives, nous donnerons ci-après celle qui est employée pour l'établissement des statistiques officielles. En appelant P la puissance indiquée maximum en chevaux, p le timbre de la chaudière, Cr la surface de chauffe dite réduite en m<sup>2</sup> (comprenant la surface de chauffe directe plus un tiers de la surface de chauffe indirecte) g la surface de grille en m<sup>2</sup>, on a :

$$P = K \sqrt{Cr. g. p}$$

K est un coefficient auquel suivant les types de locomotive on donne des valeurs allant de 18 à 24.

Une notion intéressante est celle de la puissance massique ou puissance par unité de poids.

La 141 P qui pèse avec son tender 195 t. et peut développer sur une gamme de vitesse assez étendue une puissance à la jante maximum de 3400 CV a une puissance massique de :

$$\frac{3400}{195} = 17,4 \text{ CV/t}$$

Si nous renversons le rapport en traduisant la puissance massique par le poids par cheval, nous aurons :

$$\frac{195.000 \text{ kg}}{3400 \text{ CVt}} = 57,3 \text{ kg/CVt}$$

L'avantage principal d'une puissance massique élevée est la possibilité, à égalité de puissance, de remorquer de plus fortes charges ; ce qu'on gagne en poids sur la locomotive peut être reporté sur la charge utile ; c'est un avantage surtout important en rampe. (1)

## B. — RÉSISTANCES A LA TRACTION

On connaît l'effort de traction de la machine déduit de ses courbes caractéristiques. Il faut aussi déterminer la résistance au roulement des véhicules composant le train qui doit être au maximum égale à l'effort de traction.

On peut soit étudier séparément les différentes causes de résistance soit déterminer expérimentalement la résistance en bloc des véhicules.

### 1° Résistance à la jante d'un essieu isolé.

Wood a essayé de la déterminer en lâchant sur une voie en pente un essieu monté et en mesurant le chemin parcouru par l'essieu pour s'arrêter sur un palier se trouvant au bas de la pente

(1) C'est la puissance massique qui exprime le mieux les progrès accomplis par la locomotive. De 6 CV par tonne en 1829 elle passe à 15 CV/t pour la Crampton de 1850, 21 CV/t pour la Compound de 1890, 23 CV/t pour la Pacific Compound à surchauffe de 1910, 32 CV/t pour la Pacific compound améliorée de 1930. Ces derniers chiffres sont calculés avec le poids de la machine seule, sans son tender.

L'essieu pouvait être chargé avec des saumons de plomb, de façon à réduire l'influence de la résistance de l'air sur son mouvement. Avec des roues de 0 m. 87 de diamètre, Wood a trouvé une résistance de l'ordre de 1 kg. par tonne. En admettant avec Coulomb que le coefficient de résistance au roulement  $f_1$  envisagé au début du chapitre (§ 1<sup>o</sup>) varie en raison inverse du rayon, la résistance serait de 0 kg. 87 pour une roue de 1 m. Ce chiffre a été sensiblement confirmé par les expériences ultérieures, au moins sur des voies convenablement entretenues. Le mauvais état de la voie accentuant les chocs l'augmente notablement, surtout à grande vitesse.

$$r = \frac{0,87}{D} \quad (\text{D étant le diamètre en mètres}).$$

## 2<sup>o</sup> Résistance à la fusée.

Cette résistance, ramenée à la jante, est proportionnelle au rapport  $\frac{r}{R}$  des rayons  $r$  de la fusée et  $R$  de la roue. Elle est en outre proportionnelle à la charge supportée par la fusée et au coefficient de frottement entre la fusée et son coussinet. Si ceux-ci sont convenablement lubrifiés, on sait que le coefficient de frottement commence par décroître notablement lorsque la vitesse part de 0, passe ensuite par un minimum, puis s'accroît rapidement à mesure que la vitesse augmente. Le sens de la variation reste à peu près toujours le même, mais les valeurs du coefficient de frottement peuvent varier beaucoup suivant le lubrifiant employé et la manière dont il est appliqué.

Pour les essieux des véhicules de chemins de fer, en négligeant la période de décroissance du coefficient qui suit immédiatement le départ, on peut admettre pour résistance due aux fusées dans le cas de graissage à l'huile avec des roues de dimensions usuelles (diamètre d'environ 1 m.) et par tonne remorquée :

$$r' = 1 \text{ kg.} + 0,025 v.$$

$v$  étant la vitesse en m/s/.

On retrouve ici le coefficient de résistance admis chap. IV, tome II.

$$f_1 = r + r' = 0,002 \text{ environ.}$$

## 3<sup>o</sup> Résistance de l'air.

On admet généralement que cette résistance est donnée par la formule :

$$r'' = \frac{V^2 S}{170}$$

$V$  désignant la vitesse en Km/h du train par rapport à l'air (qui peut être en mouvement s'il y a du vent) et  $S$  la surface en m<sup>2</sup> de la plus grande section transversale du train perpendiculairement à l'axe de la voie, ce qu'on appelle dans la navigation le maître couple. Cette formule, applicable seulement au cas du vent debout a été vérifiée dans les expériences de Berlin-Zossen jusqu'à la vitesse de 200 km/h. Pour un train offrant une surface  $S$  de 9 m<sup>2</sup>, la formule donne :

$$\text{à } 40 \text{ km/h} : r'' = \frac{40^2 \times 9}{170} = 84 \text{ kg. } 7, \text{ correspondant à une puissance absorbée de } 12 \text{ HP } 55.$$

$$\text{à } 80 \text{ km/h} : r'' = \frac{80^2 \times 9}{170} = 338 \text{ kg. correspondant à une puissance absorbée de } 100 \text{ HP env.}$$

$$\text{à } 120 \text{ km/h} : r'' = \frac{120^2 \times 9}{170} = 762 \text{ kg. } 5, \text{ correspondant à une puissance absorbée de } 339 \text{ HP.}$$

Dans les expériences de Zossen avec automotrice électrique marchant à 214 km/h la résistance du vent absorbait 3.000 HP.

On voit donc qu'aux vitesses élevées la résistance de l'air arrive à absorber une fraction notable de la puissance des machines. Encore supposons-nous ici que le train se meut en air parfaitement calme et négligeons-nous complètement toute résistance à l'air autre que celle qui s'exerce sur le maître couple du train.

En réalité, l'action de l'air s'exerce sur tout le long du train. Cela tient à ce que la masse d'air qui est comprise entre deux véhicules successifs et qui devrait être entraînée avec eux ne l'est pas complètement. Une partie de cet air s'échappe et celui qui rentre pour le remplacer choque la paroi d'avant des véhicules et absorbe une certaine force vive. Cet effet est d'ailleurs atténué par les formes des voitures à bogies et par la présence du soufflet d'intercirculation dont sont aujourd'hui munies presque toutes les voitures des trains express. En outre, la grande longueur de ces voitures contribue aussi à le diminuer par la réduction du nombre des intervalles. Par contre, il est très sensible dans les trains de marchandises, *surtout si ceux-ci comprennent des wagons couverts dont les portes sont ouvertes* ou des wagons plats. On peut ajouter qu'une certaine portion de l'air environnant le convoi est entraînée par celui-ci. Cet air se renouvelle d'une façon continue absorbant encore de la force vive.

Tout ce que nous avons dit jusqu'ici ne s'applique qu'au vent debout. Or le vent latéral est une source de résistance encore plus grande s'il est un peu violent. Il tend en effet à appliquer plus fortement sur les rails les boudins qui se trouvent du côté opposé à celui d'où il vient, mais la conicité des bandages empêche le frottement d'être continu.

A propos de cette question nous citerons les expériences qui ont été faites en 1923 dans le tunnel aérodynamique de St-Cyr. Ces expériences consistaient à déterminer l'effet d'un vent de vitesse variable sur un modèle de train réduit au 1/20 et comportant une locomotive avec son tender, une voiture à bogie et une voitures à 2 essieux. Elles ont décelé en particulier l'énorme importance des coupures qui existent dans un train entre chaque wagon et l'on estime à 72 % l'économie que l'on réaliserait en ce qui concerne la résistance du vent si l'on formait un train d'un fuselage unique.

Cette économie est élevée, surtout si l'on considère les chiffres ci-après qui indiquent, toujours d'après les résultats des expériences, la puissance absorbée pour lutter contre le vent par la locomotive d'un train composé de 10 voitures à bogie et d'un fourgon aux différentes vitesses.

72 km	226 chevaux
9 km	440 —
108 km	760 —
144 km	1860 —

#### 4° Évaluation des résistances en bloc.

##### a) Cas de véhicules remorqués.

D'après ce qui précède la résistance en kg par tonne qui s'oppose au mouvement de tels véhicules pourra être représentée par une expression de la forme :

$$R = a + b V + c V^2$$

Les coefficients  $a$ ,  $b$ ,  $c$  devront être déterminés expérimentalement. Ils varieront évidemment suivant les conditions où se trouvent dans chaque cas particulier les voies et le matériel roulant. On les détermine en utilisant des wagons dynamomètres.

Les relevés faits par ce procédé ont permis d'établir des formules donnant la résistance par tonne des véhicules composant un train en palier, alignement droit et par temps calme.

Ces formules sont en très grand nombre. Nous donnerons par exemple celles de M. Nadal.

Pour un train formé de voitures ordinaires à deux essieux, la résistance  $R$  en kg. par tonne est à une vitesse de  $V$  km/h.

$$R = 1,6 + 0,30 V \left( \frac{V + 90}{1000} \right)$$

et pour un train formé de véhicules à bogies.

$$R = 1,4 + 0,20 V \left( \frac{V + 80}{1000} \right)$$

La résistance à la traction *par tonne* est aussi notablement réduite lorsque le poids des véhicules augmente beaucoup, ce qui est le cas des wagons à marchandises de grande capacité. On a

constaté, par exemple, qu'à 90 km/h, une voiture de 40 tonnes donne une résistance R de 4 kg. par tonne et une voiture de 75 tonnes seulement 3 kg.

La formule de M. Barbier

$$R = 1,6 + 0,456 \frac{V(V + 10)}{1000}$$

est valable de 60 à 115 km h.

Les chemins de fer Allemands ont adopté pour la résistance des voitures à bogies

$$R = 2,5 + \frac{V^2}{2500}$$

Enfin M. Franck a établi une formule beaucoup plus compliquée qui tient compte, dans le sens exposé plus haut, du poids du train.

$$R = 2,5 + 0,0142 V^2 + 0,54 \left( \frac{2 + nf}{nqv} \right) \frac{V^2}{10}$$

dans laquelle

V. est la vitesse du train (km/h)

n. le nombre de voitures

f. surface équivalente à celle d'une voiture au point de vue de la résistance de l'air,

qv. poids d'une voiture en tonne.

La région Ouest a défini deux trains-types auxquels elle rattache la totalité du matériel remorqué :

— le train de voyageurs ayant une résistance à l'avancement donnée par la formule

$$R = (2 + 0,0045 V^2 \text{ (m/sec)}) \text{ kg/t}$$

elle correspond à la résistance des voitures à bogies d'un poids moyen de 40 tonnes.

— le train de marchandises ayant une résistance

$$R = 2,5 + 0,012 V^2 \text{ (m/sec)}$$

Le train de marchandises demi-vide, demi-chargé correspondrait à la formule

$$2,5 + 0,008 V^2$$

mais on a défini le train de marchandises comme le train dont la résistance est intermédiaire entre le train demi-vide, demi-chargé et le train vide.

#### b) Cas des locomotives et tenders.

On peut, au moyen du wagon dynamomètre mesurer la résistance propre de la locomotive et du tender à régulateur fermé, il suffit pour cela de mesurer l'effort de compression que produit la queue du train sur la machine, effort de compression que l'on relève sur le wagon dynamomètre dans les mêmes conditions que les efforts de traction.

La résistance au roulement à régulateur ouvert est supérieure de 5 à 10 % à celle à régulateur fermé en raison de tous les frottements supplémentaires, bielles, glissières, etc..., on peut aussi déterminer cette valeur au moyen du wagon dynamomètre.

On trouvera *figure 1165* des courbes représentant les résistances au roulement à différentes vitesses d'un certain nombre de locomotives S. O. (relevés faits à régulateur fermé).

On voit sur ce graphique que :

— pour une même machine, la résistance par tonne croît beaucoup avec la vitesse.

— à même vitesse, cette résistance s'élève à mesure que le nombre des essieux couplés augmente. Par exemple, à 50 km/h. les 150 ( 5 essieux couplés, diamètre des roues 1 m. 35) ont une résistance de 29 kg. 5, les 140 (4 essieux couplés, diamètre des roues 1 m. 50) ont 17 kg. et les 231 (3 essieux couplés, diamètre 1 m. 90) 7 kg. 8.

— pour un même nombre de roues couplées et non couplées, la résistance diminue si le diamètre des roues couplées augmente.

Par exemple les 231 qui ne diffèrent que par le diamètre de leurs roues couplées (1 m. 900 pour les premières et 1 m. 800 pour les secondes) ont à 80 km/h. une résistance respective de 12 kg. 3 et 13 kg. 7.

— pour un train roulant identique, les machines à deux cylindres simple expansion ont, à la même vitesse, une résistance plus faible que celles à quatre cylindres compound. A 100 km/h. les premières ont une résistance de 13 kg. et les secondes une résistance de 16 kg. 2.

Il paraît donc difficile de donner une formule susceptible d'exprimer exactement la résistance de locomotives de types différents.

On remarquera aussi que ces déterminations ayant été faites à régulateur fermé, il était ainsi mesuré outre la résistance au roulement de la locomotive comme véhicule, celle de la résistance anormale due au travail produit dans les cylindres par les compressions qui s'y produisent et qui sont la conséquence d'un rôle incomplet des by-pass ou soupapes de rentrée d'air.

### 5° Résistances exceptionnelles.

Les résistances que nous avons étudiées jusqu'ici sont relatives à des trains circulant sur des voies en alignement droit, en palier et par temps calme. Elles se rencontrent donc constamment. Nous allons maintenant étudier l'influence des courbes, des rampes et pentes, du vent. Les résistances qui en proviennent ne se rencontrent pas d'une façon constante, tout le long d'une voie et en tout temps, c'est pourquoi nous les qualifions d'exceptionnelles.

#### a) Résistance due aux courbes.

Les courbes produisent une augmentation de résistance dont les causes sont les suivantes :

— le développement inégal des 2 files de rails intérieure et extérieure entraîne un glissement ou pseudo-glissement des roues calées sur le même essieu. Ce glissement ou ce pseudo-glissement absorbe du travail et produisent une résistance au mouvement. La conicité des bandages combat cet effet dans une certaine mesure, car la roue du côté extérieur, dont le boudin vient toucher le rail, roule sur son plus grand rayon alors que, la roue du côté intérieur roule sur un rayon plus faible. Mais cette différence des rayons des cercles de roulement est le plus souvent insuffisante pour empêcher le glissement ;

— le parallélisme des essieux tendant à faire mouvoir le véhicule perpendiculairement à leurs axes. Lorsque la courbe oblige le véhicule à s'écarter de sa direction primitive, il se produit un pseudo-glissement ou un glissement transversaux des roues sur les rails, absorbant du travail ;

— le frottement des boudins, particulièrement celui d'avant côté extérieur sur les rails, absorbe aussi du travail. Ce frottement est d'autant plus énergique que le rayon de la courbe est plus petit et que l'empattement rigide de la machine est plus grand. Ajoutons que les réactions des tampons lorsque les attelages sont très serrés peuvent augmenter les frottements des boudins sur les rails en gênant le mouvement relatif des véhicules consécutifs.

On a proposé un certain nombre de formules donnant le supplément de résistance par tonne dû à une courbe de rayon r. M. Desdouts a pris pour cette résistance

$$R_c = \frac{500 e}{r} \text{ (kg/t)}$$

e étant l'écartement des axes des rails. Pour e = 1 m 500 la formule donne  $R_c = \frac{750}{r}$  (kg/t).

À la suite d'expériences faites à Noisy-le-Sec par la Commission des courbes à faible rayon, on admet souvent pour chaque rayon les chiffres de la 2<sup>e</sup> ligne du tableau suivant. Les chiffres de la 3<sup>e</sup> ligne sont ceux donnés par application de la formule de M. Desdouts :

Rayon de la courbe .....	1000 m.	800 m.	600 m.	500 m.	400 m.	300 m.	200 m.	150 m
Résistance en kg. par tonne .....	0	0,50	1	1,25	2	3	4	6
Formule $\frac{750}{r}$ .....	0,75	0,95	1,25	1,50	1,87	2,5	3,75	5

Ces résultats ne sont valables que pour des véhicules à 2 essieux ayant un écartement d'essieux voisin de 3m75.

Courbes des résistances par tonne des locomotives de la Région S.O. (à régulateur fermé)

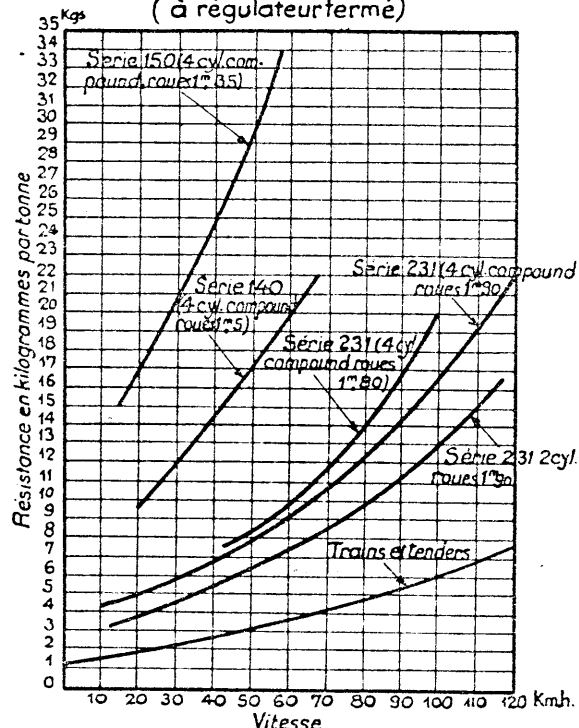


FIG. 1165

b) **Résistance due aux rampes.**

Soit (fig. 1166)  $\alpha$  l'angle que fait la voie avec le plan horizontal, la composante de la pesanteur parallèle à la voie est égale à  $P \sin \alpha$ .

L'effort total de tirage  $F$  doit vaincre, en plus des résistances déjà énumérées cette dernière composante, on peut donc écrire :

$$F = P \cos \alpha R + P \sin \alpha$$

où  $R$  est le coefficient de tirage, c'est-à-dire la force de tirage en Kg. par unité de charge en tonne pour vaincre toutes les résistances autres que celles de la pesanteur.

On peut encore écrire :

$$F = P \cos \alpha (R + \operatorname{tg} \alpha)$$

Dans les applications, l'angle  $\alpha$  est faible, son cos est peu différent de l'unité ; lorsque le poids du véhicule est exprimé en tonnes, la formule devient :

$$F = Pt (R + i)$$

$Pt$  est le poids évalué en tonnes.

$R$  la résistance due aux frottements par tonne de charge.

$i$  la pente par mètre évaluée en millimètres.

On voit que, dans les rampes, le tirage augmente de 1 kg. par tonne et par mill. de pente.

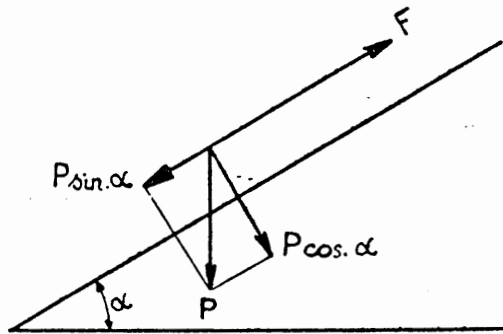


FIG.1166

La résistance due aux rampes dépasse de beaucoup les autres résistances dès que l'inclinaison prend une valeur notable. C'est ainsi que pour un train marchant à 40 km/h. la résistance par tonne qui est en palier de 2 kg. 8, passe à :  $2 \text{ kg. } 8 + 5 = 7 \text{ kg. } 8$  dans une rampe de 5 ‰ qui se rencontre fréquemment, même sur les grandes lignes. Elle est donc presque triplée. Une telle rampe serait au contraire insignifiante pour une voiture automobile circulant sur une route ordinaire, la résistance par tonne passant de 25 kg. à 30 kg. soit une augmentation de 20 % (1).

On voit donc tout l'intérêt que présente pour une ligne de chemin de fer la réduction au minimum de l'inclinaison des rampes. En fait, cette inclinaison ne dépasse guère 10 ‰ sur les grandes lignes. La charge que peut remorquer une machine décroît rapidement à mesure que l'inclinaison augmente.

On peut calculer très facilement qu'une machine à adhérence totale ne pourrait pas monter une rampe de

plus de 137 m/m par mètre. Une des rampes les plus fortes montées sans crémaillère est celle du chemin de fer électrique du Fayet à Chamonix qui atteint 90 m/m par mètre. Les voitures sont à peu près toutes automotrices avec moteur sur chaque essieu.

c) **Résistance due au vent.**

Cette résistance est comme nous l'avons vu, très difficile à chiffrer, sauf dans le cas où la direction du vent est exactement la même que celle suivie par le train ; ce qui ne peut jamais être réalisé que sur une fraction du parcours à cause des sinuosités inévitables des lignes. Elle peut prendre parfois une valeur tellement élevée qu'elle occasionne des retards importants, ou oblige à diminuer la charge des trains, au moins sur les lignes traversant de vastes plaines où l'action du vent peut se faire sentir sur presque tout le parcours. Pour donner une idée de l'ordre de grandeur de la résistance supplémentaire due au vent, il nous suffira de citer les chiffres suivants :

Au cours d'essais effectués en 1921 entre Paris et Tours, une même machine remorquant un train identique à la même vitesse, a consommé de 3500 kg à 4800 kg de charbon, suivant que le trajet était effectué par temps calme ou avec un fort vent. L'augmentation de dépense due à ce dernier peut donc atteindre plus du tiers de la consommation normale. Encore ne s'agit-il ici que de trains express composés de longues voitures à bogies, réunies entre elles par soufflets d'intercirculation, ce qui, comme nous l'avons vu réduit notablement la résistance. Avec des trains de marchandises composés de petits-wagons, la dépense peut s'accroître de moitié. Dans la vallée du Rhône

(1) Ici apparaît l'avantage fondamental de la voie ferrée sur les transports routiers, avantage résidant dans la faible valeur de la résistance par tonne en palier. Cette résistance, dans le cas de véhicules munis de bandages métalliques, est de l'ordre de 3 kg. et pratiquement indépendante de la vitesse. Pour des autorails sur pneumatiques, il faut compter 10 à 12 kg. Sur une bonne route, cette résistance varie, avec l'état de gonflement des pneumatiques et avec la vitesse, entre 8 ou 16 kg. aux très faibles vitesses et 13 ou 15 kg. à 150 km/h.

par temps de grand mistral, on est amené à opérer sur la charge des trains de marchandises des réductions qui atteignent 30 %.

*Application.* Soit, par exemple, à déterminer la puissance mise en jeu par une locomotive qui remorque un train de voyageurs de 500 t. à la vitesse de 100 km à l'heure sur une rampe de 5 m/m dans une courbe de rayon égal à 1000 m. On suppose que la machine pèse 100 t, son tender 60 t. (le poids total du train est donc 660 t.

— Résistance de la machine et du tender  
La courbe de la fig. 165 donne (troues de 1,90 m)..... 1640 kgs.

— Résistance du matériel remorqué  
L'application de la formule de M. Barbier donne :

$$(500 + 60) \left( 1,6 + 0,456 \times 100 \frac{(100 \times 10)}{1000} \right) = \dots\dots\dots 3700 \text{ kgs.}$$

— Résistance due à la courbe  
 $(500 + 100 + 60) \times \frac{750}{1000} = \dots\dots\dots 495 \text{ kgs.}$

— Résistance due à la rampe  
 $660 \times 5 \dots\dots\dots 3300 \text{ kgs}$

— Résistance totale ..... 9135 kgs

La puissance nécessaire est égale à :

$$9135 \times \frac{100 \times 10^3}{3600} \times \frac{1}{75} = 3383 \text{ ch.}$$

### C. — DÉTERMINATION DES CHARGES OFFERTES ET DES HORAIRES

Nous avons vu précédemment qu'il était possible de déterminer l'effort de traction d'une locomotive aux différentes vitesses, nous venons de voir que l'on pouvait de même calculer la résistance par tonne sur un profil donné à la même vitesse. On pourra donc pour un tonnage donné du train déterminer la vitesse à laquelle la machine pourra remorquer le train.

#### 1° Charge maximum correspondant à la limite de résistance des attelages.

Les attelages sont soumis à des efforts :

— dynamiques.

due aux réactions de freinage, aux démarrages incorrects résultant eux-mêmes d'un écart insuffisant entre l'effort que peut fournir la machine et celui nécessaire pour obtenir le démarrage du train, aux perturbations introduites par la double traction.

— statiques :

ceux-ci dépendent, non seulement de la charge, mais aussi de la puissance relative de la machine. Avec une machine pouvant développer un effort très supérieur à celui nécessaire pour démarrer normalement, il est possible de mettre en jeu tout cet effort en démarrant anormalement, c'est-à-dire en imprimant au train remorqué une accélération exagérée.

La limitation des charges ne prémunit pas contre ce risque. Cependant, l'accélération étant une donnée « sensible », si l'on fait intervenir intentionnellement dans les formules les valeurs suivantes supérieures aux accélérations normales :

— 5 cm sec<sup>2</sup> pour les trains de marchandises.

— 7 cm sec<sup>2</sup> pour les trains de voyageurs lourds.

On peut raisonnablement escompter quelles ne seront pas dépassées.

Les efforts dynamiques sont d'un ordre de grandeur supérieur aux efforts statiques. On ne peut guère agir sur eux qu'en prenant des précautions de conduite visant à obtenir des freinages et démarrages corrects. Les précautions minima étant supposées prises, on peut donc calculer les charges maxima à partir des efforts statiques mis en jeu. L'effort de traction maximum de 25 tonnes a été pris pour base.

Il offre pour l'attelage unifié de 70 t. un coefficient de sécurité de 2,8 par rapport à la rupture, ce qui paraît satisfaisant.

Cet effort de traction F (kg) est lié à la charge P (t) du train par la relation :

$$F = P (R + i + Rc + a)$$

avec : R = résistance à l'avancement du train (kg/t) (voir § B 4° a)

i = inclinaison de la voie (° oo équivalent à kg/t) (voir § B 5° b)

Rc = résistance supplémentaire due aux courbes (kg/t) (voir § B 5° a)

a = effort accélérant unitaire (kg/t) correspondant à l'accélération :

$$a = \frac{1000 \gamma \text{ (cm/sec}^2\text{)}}{981} = 1,02 \gamma \text{ (soit sensiblement } \gamma \text{)}$$

On ne tient pas compte de  $R_c$  par cas d'espèce. Néanmoins on remarque que le rayon des courbes est généralement en relation avec l'inclinaison de la voie, les rayons les plus petits se rencontrant précisément dans les fortes rampes. Il a donc paru acceptable de majorer forfaitairement la valeur  $i$  de 10 % pour tenir compte des courbes.

La formule donnant la charge maximum admissible des trains de marchandises se réduit donc à :

$$P_m = \frac{F}{R + a + 1,1i} = \frac{25000}{7 + 1,1i}$$

où admettant  $R$  au démarrage = 2 kg/t (voir § A 6°)

et  $a = 5$  kg/t (voir début de ce §)

Au delà de  $i = 10$  ‰, on apporte à la formule les modifications du tableau ci-après :

pour $i$ :	0 à 10	11 à 13	16 à 20	21 et au-dessus
F	25.000	24.000	22.600	20.600
coefficient de sécurité de l'attelage de 70 t	2,8	2,9	3,1	3,4
$R + a$ { marchandises	7	8	9	10
{ voyageurs	12	12	12	12

Tous calculs effectués les charges maxima sont données par le tableau ci-dessous :

PROFIL $i$ ‰	CHARGES MAXIMA (t)	
	Marchandises	Voyageurs
Palier	»	»
1	»	»
2	»	»
3	2.450	»
4	2.200	»
5	2.000	»
6	1.850	»
7	1.700	»
8	1.600	1.200
9	1.500	1.150
10	1.400	1.100
11	1.200	1.000
12	1.150	950
13	1.100	900
14	1.050	900
15	1.000	850
16	850	750
17	800	750
18	800	700
19	750	700
20	750	650

Nota : Les charges non indiquées sont très notablement supérieures aux besoins actuels de l'exploitation.

## 2° Aptitude en côte.

### a) Première méthode de détermination.

Les essais au wagon-dynamomètre permettent de fixer nettement les performances qu'il est possible de tenir normalement en service courant avec chaque type de machine. La figure 1171 donne par exemple pour les 141-R les deux courbes de variation de l'effort au crochet (ramené en palier) et de la puissance en fonction de la vitesse

L'effort au crochet à faible vitesse est limité par l'adhérence, déterminée de la façon suivante :

— au démarrage :  $F = (80.000 \times 0,22) - 1500$  (effort absorbé par le déplacement propre de la machine) = 16.300 kg

— à 20 km/h :  $F = (80.000 \times 0,22) \frac{1 + 0,20}{1} - 1.000 = 13.850$  kg. (1)

(1) Application de la formule de Parodi  $f_v = \frac{f_0}{1 + 0,01 v}$  (voir tome IV chap. I, 1°) donnant le coefficient d'adhérence  $f_v$  à la vitesse  $v$  en fonction du coefficient d'adhérence à vitesse nulle  $f_0 = 0,22$ .



Il est facile de déduire de la courbe des efforts au crochet ainsi déterminée, celle donnant les charges pouvant être remorquées en fonction de la vitesse et de la pente (fig. 1172).

Exemple : A 25 km/h (point A) la charge pouvant être remorquée à vitesse constante en rampe de 5 ‰ est donnée pour la relation :

$$x \left( 1,5 + \frac{V^2}{1200} + 5 \right) = 11400 \text{ d'où } x = 1500 \text{ t. (1)}$$

Il est aussi facile de déduire de la courbe des efforts au crochet celle donnant l'aptitude en côte (figure 1173). La courbe d'aptitude en côte qui donne pour un tonnage considéré, en fonction des rampes, les vitesses-limites que peut soutenir la machine sur des rampes de longueur infinie caractérise les possibilités de la machine.

La charge maximum que l'on peut admettre sur une rampe donnée doit encore répondre aux deux conditions suivantes :

1° la vitesse de rotation des roues, lorsque la vitesse de régime est atteinte, doit être au minimum de 50 tours minute (soit 16 km/h pour la 141-R), ce qui correspond au point A<sub>2</sub> de la figure 1171 et donne pour les diverses rampes une charge maximum admissible de ce fait.

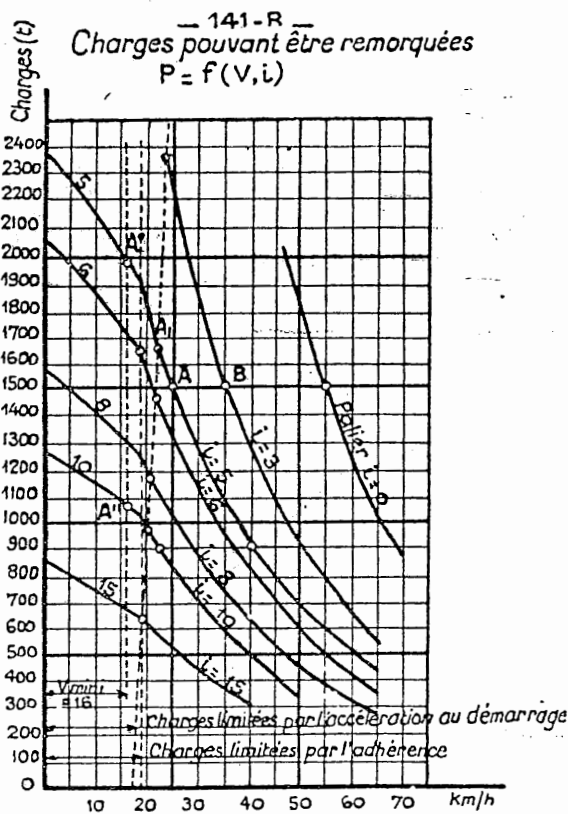


FIG. 1172

- 141-R -  
Efforts et puissance au crochet  
(ramenés en palier)

Courbes expérimentales résultant des essais effectués avec V.D N°3 en décembre 1946 (Variables pour trains du service courant la résistance au roulement répond à la formule:  $r = 1,5 + \frac{V^2}{1200}$  Kg/t)

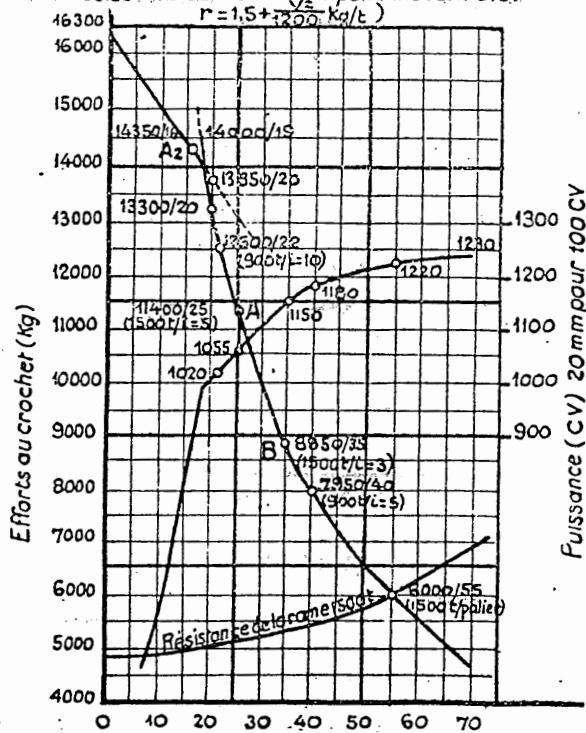


FIG. 1171

Exemple : en rampe de 5 — charge maximum 1990 t (point A)  
en rampe de 10 charge maximum 1060 t (point A'')

Réciproquement pour une charge déterminée, il existe une rampe maximum au-dessus de laquelle la remorque n'est plus possible. Ainsi pour la charge de 1500 t. (figure 1173) la rampe maximum admissible est de 7,1 ‰.

2° l'accélération au démarrage doit être d'au moins 2 cm/sec<sup>2</sup>. La charge maximum répondant à cette condition peut se déterminer par le calcul :

Soient : F l'effort au crochet (ramené en palier), disponible au démarrage (kg)

L le poids de la locomotive et du tender  
i l'inclinaison de la voie à majorer de 10 % pour tenir compte des courbes.

R<sub>0</sub> la résistance au roulement au démarrage (kg/t)

(1) L'analyse des efforts au crochet enregistrés a montré que la résistance au roulement du train constitué de wagons divers (moyenne de charge par essieu 9 à 12 t) répondait à la formule:  $r = 1,5 + \frac{V^2}{1200}$

L'équivalence entre l'effort moteur au crochet et la résistance offerte par le train, est traduite par l'égalité

$$F - L (1,1 i + 2) = P_m (R_0 + 1,1 i + 2)$$

Appliquée aux 141-R ( $F = 16.300 \text{ kg}$ ,  $R_0 = 1,5$ ,  $L = 175 \text{ t}$ ) cette formule donne par exemple (pour une rampe de 5 (point A<sub>1</sub> de la figure 1172) 1650 tonnes.

Suivant les cas, l'une ou l'autre de ces deux conditions sera la plus restrictive (1).

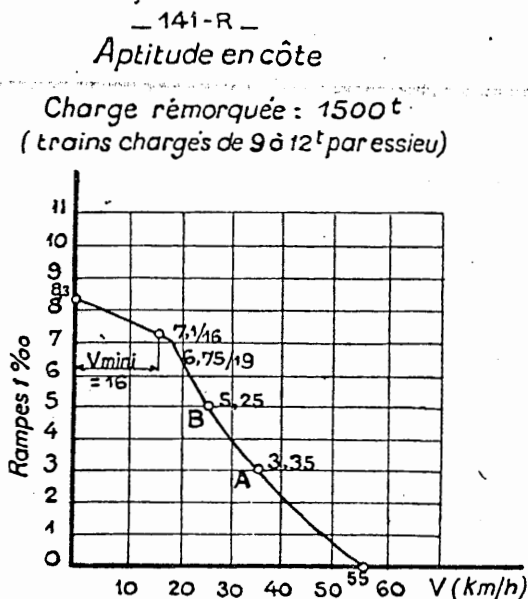


FIG. 1173

de coefficients d'équivalence qui permettent d'assimiler la par une machine quelconque à celle d'un train de tonnage-type remorqué par l'une ou l'autre des deux machines-types.

Par cette méthode la connaissance de la résistance réelle à l'avancement de la machine et de la résistance due aux courbes n'intervient pas.

### 3° Détermination des horaires.

L'effort maximum de traction au crochet peut être absorbé autrement qu'en tirant la charge maximum (que nous venons de déterminer en fonction de l'adhérence, de la résistance des attelages et de l'accélération minimum; il peut l'être en imprimant à une charge plus faible une forte accélération.

Les horaires des trains ont été pendant longtemps déterminés par des méthodes empiriques, puis les essais au banc et en ligne s'étant développés et ayant permis de connaître les caractéristiques des machines, il a paru naturel, de partir des données ainsi recueillies pour calculer les horaires.

Les méthodes actuelles varient d'une Région à l'autre. Généralement l'horaire se déduit de la loi du mouvement, déduite elle-même par des procédés d'intégration différents, des courbes d'aptitude en côte. Ces méthodes sont en cours d'unification à la SNCF.

(1) Remarques que les charges maxima déterminées par ces deux conditions sont variables avec chaque type de machine. La charge maximum définitivement admise doit encore être inférieure à celle correspondant à la limite des attelages (voir § précédent).

### b) Méthode pratique de détermination des courbes d'efforts au crochet et d'aptitude en côte.

L'utilisation d'un wagon dynamomètre nécessite des essais nombreux et coûteux. La région Ouest déduit ces courbes d'essais sur des trains du service courant, ce qui n'occasionne aucun frais.

On détermine les vitesses d'équilibre que la machine peut soutenir sur des rampes régulières connues.

Pour chaque essai retenu, sur une rampe  $i$  avec un tonnage remorqué  $T$ , une vitesse d'équilibre  $V$ , on obtient un point de la courbe d'effort fictif à la jante :

$$F_j = i (T + L) + (r + k V_2 T)$$

Avec un nombre d'essais suffisants on trace la courbe expérimentale de  $F_j$ . Cette courbe est bien une moyenne générale de toutes les conditions que l'on rencontre au service des machines.

On détermine ensuite graphiquement les courbes d'aptitude en côte en partant de la courbe  $F_j$  et des deux courbes  $(r + k V_2)$  correspondant aux deux types de matériel remorqué (voir § B 4° a).

Les courbes d'aptitude en côte sont tracées d'une part pour la 231 D remorquant les trains-types voyageur de 300 à 900 t et d'autre part pour les 141-B remorquant les trains-types de marchandises de 600 à 1.600 t. Tous les autres types de locomotives, après détermination expérimentale de leur courbe  $F_j$  sont rattachés à l'une ou à l'autre machine-type par le jeu remorqué d'un train d'un tonnage quelconque remorqué

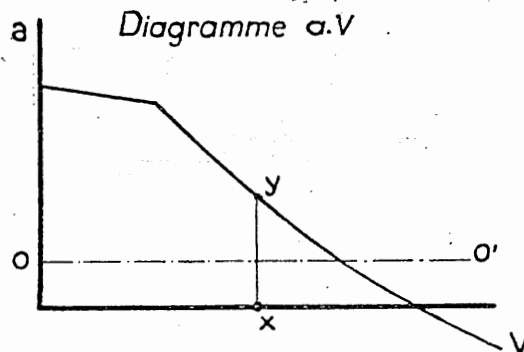


FIG. 1174

L'utilisation facile du diagramme *figure 1173* qui apparaît tout d'abord comme un tableau de charge graphique pour le régime continu, repose sur le fait qu'il indique spontanément l'accélération momentanée en un point du parcours caractérisé par la vitesse et la déclivité.

Par exemple *figure 1173*, si le train est à la vitesse de 35 km/h en un point où la rampe est de 2 alors que la locomotive pourrait monter en régime continu la rampe de 3, la rampe inutilisée ( $3 - 2 = 1$ ) est la force d'accélération en kg par tonne du poids du train. On obtient donc l'accélération en divisant par la masse.

Cette accélération ne dure, à vrai dire que le temps  $dt$ , car en même temps que la vitesse croît, l'effort de traction diminue et la résistance à la traction augmente. Cela revient donc, pour toute section de parcours à inclinaison constante à une intégration.

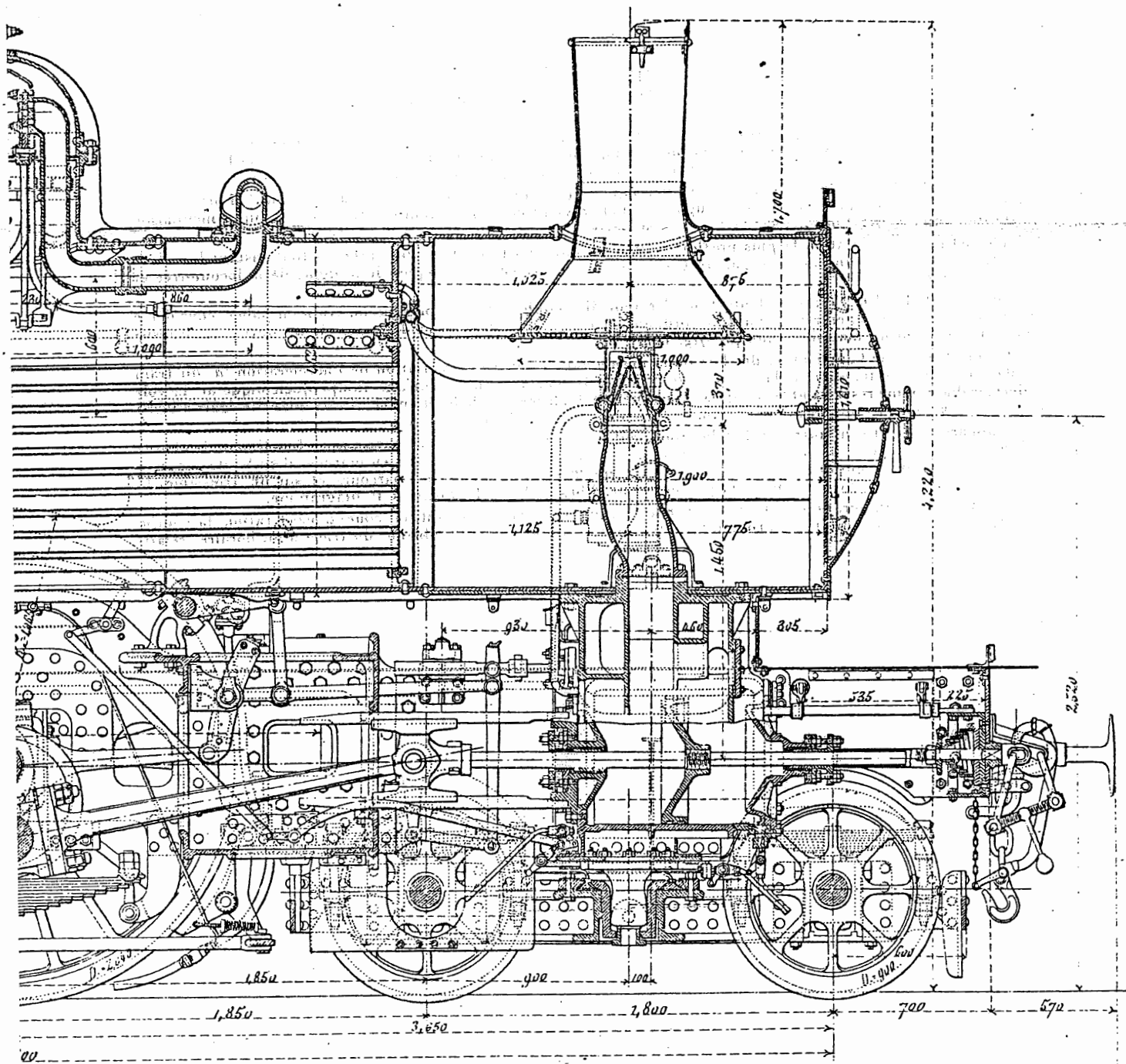
La méthode d'intégration la plus pratique utilise un appareil mécanique qui établit à tout instant la valeur de la vitesse et du chemin parcouru par un train connaissant les caractéristiques de la ligne, de la locomotive et la charge remorquée.

On trace d'abord la courbe de l'effort accélérateur disponible pour la remorque du train en palier, considérée en fonction de la vitesse, en retranchant des ordonnées de la courbe  $F$  (*fig. 1171*) celles de la courbe de la résistance au roulement du matériel remorqué (*fig. 1171*).

On en déduit par l'application des lois de la mécanique la courbe de variation de l'accélération ( $a$ ) du train circulant en palier en fonction de la vitesse (*fig. 1174*). Remarquons que pour une rampe quelconque de la voie ce dernier diagramme reste valable si l'appareil permet de déplacer vers le haut en  $00'$  d'une quantité égale à 0,981 m. par seconde pour 1 mm par mètre de rampe, l'axe des abscisses du diagramme.

L'appareil permet sans autres recherches, non seulement de lire les temps de parcours en fonction de la charge mais aussi la charge pour un temps de parcours donné. Pour utiliser l'appareil mis en marche, il suffit de déplacer un index le long du diagramme *fig. 1174*, de lire sur un 2<sup>e</sup> index le temps de parcours et sur un troisième, la vitesse ; une tringle graduée en rampes et pentes décale si besoin l'axe des abscisses du diagramme.

Le problème d'intégration a été étudié sur la Région Ouest en assimilant, en cours d'accélération, la courbe d'aptitude en côte à une droite, approximation très suffisante qui rend le problème du tracé d'un horaire relativement simple.



проект 11<sup>м</sup> 285

