
ESSAIS EFFECTUÉS

AVEC LES

DERNIÈRES LOCOMOTIVES COMPOUND

A QUATRE ESSIEUX COUPLÉS ET A BOGIE DE LA COMPAGNIE P. L. M.

Par M. VALLANTIN,

INGÉNIEUR AU SERVICE CENTRAL DU MATÉRIEL DES CHEMINS DE FER P. L. M.

(Pl. III à VI)

La Compagnie P. L. M. possède ou a en cours de construction à ce jour, 282 locomotives à 4 essieux couplés et à bogie, étudiées en vue du service des marchandises sur les lignes à profil facile, telle que la ligne de Paris à Marseille.

Les premières locomotives de ce type ont été mises en service en septembre 1907 et la Compagnie a effectué en août 1908 avec l'une d'entre elles, la locomotive 4742, des essais ayant pour objet de déterminer si les données qui avaient servi de base pour la préparation des plans conduisaient à des conditions satisfaisantes de fonctionnement pratique du moteur à vapeur proprement dit.

Ces expériences ont en outre permis de recueillir quelques chiffres concernant les résistances au roulement de ces locomotives et du matériel remorqué.

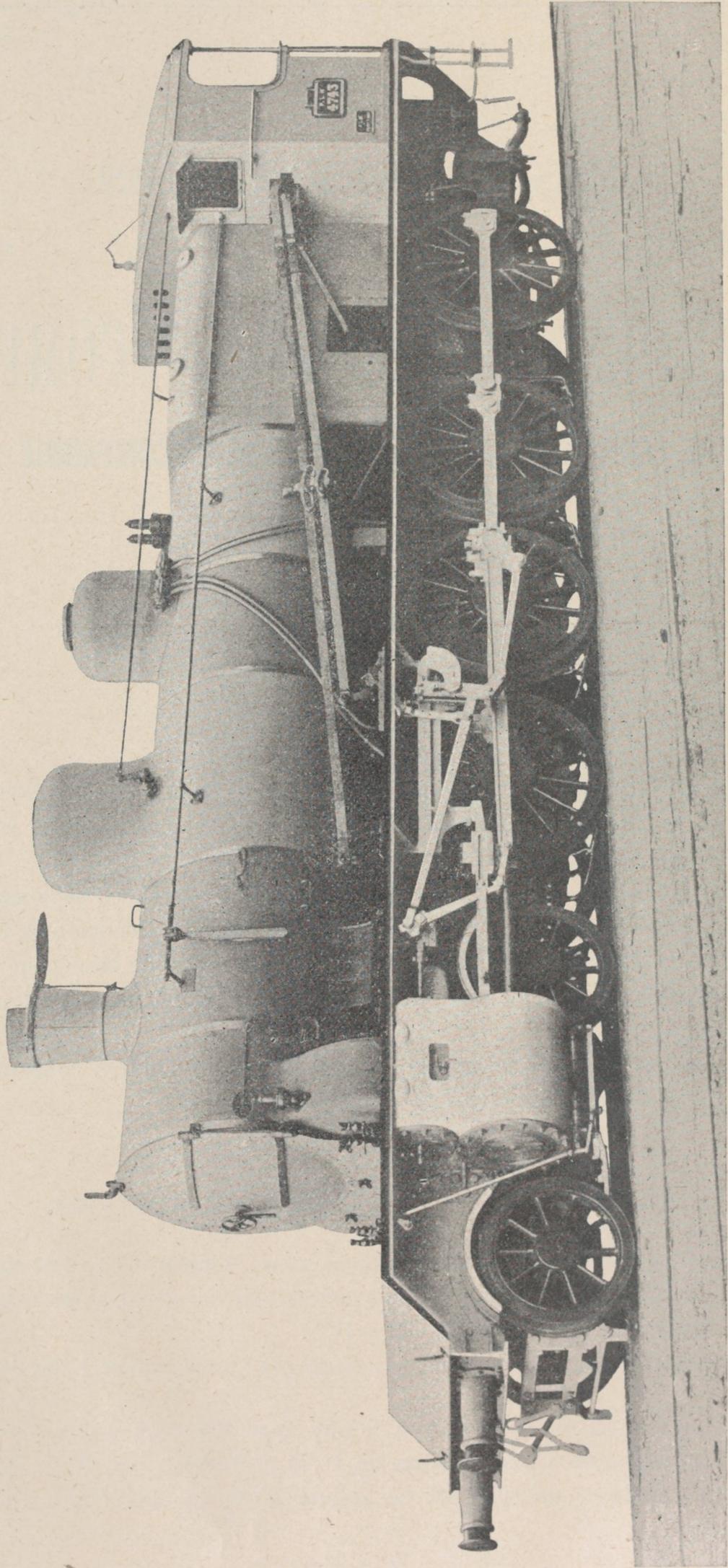
CARACTÉRISTIQUES DES LOCOMOTIVES.

Avant d'exposer les principaux résultats relevés, nous indiquerons quelles sont les caractéristiques des locomotives en question, dont on trouvera une vue d'ensemble sur la photographie de la Fig. 1, et des coupes sur les planches III et IV.

Elles sont du type compound à 4 cylindres adopté à la Compagnie P. L. M. depuis 1887.

Chaudière. — La chaudière, à boîte à feu du type Belpaire, a une surface de grille de $3^{\text{m}^2},08$. Elle est munie de tubes à ailettes de $4^{\text{m}},25$ de longueur, de 70^{mm} de diamètre. La surface de chauffe totale est de $247^{\text{m}^2},18$. Le volume d'eau est de $5^{\text{m}^3},629$. Elle est timbrée à 16 kilogrammes.

Fig. 1. — LOCOMOTIVE COMPOUND A MARCHANDISES DE LA COMPAGNIE DES CHEMINS DE FER P.-L.-M.



Cylindres. — Les cylindres à basse pression, de 600^{mm} de diamètre, n'auraient pu être placés à l'intérieur du châssis qu'en évitant assez largement les longerons. Il a paru préférable de les reporter à l'extérieur. Leurs mouvements de distribution sont également extérieurs. Ils actionnent le 4^e essieu. Les cylindres à haute pression, de 380^{mm} de diamètre, sont donc intérieurs ainsi que leurs mouvements. Ils actionnent le 3^e essieu.

Tiroirs. — Les uns et les autres sont pourvus de tiroirs cylindriques admettant par les arêtes intérieures. Les diamètres des boîtes à vapeur sont de 220^{mm} pour la haute pression, 310^{mm} pour la basse pression.

Distribution. — Les mouvements de distribution H.P. et B.P. sont du système WALSCHAERT. Le changement de marche est à dé clic du type décrit dans la *Revue Générale* en septembre 1898. Il permet d'admettre aux cylindres H.P. pendant 20 à 88 % de la course et fixe l'admission aux cylindres B.P. à 63 % de la course dans tous les cas.

Calage des manivelles. — Les manivelles H.P. et B.P. pour un même côté de la machine sont calées à 180°.

Démarrage. — Grâce à la grande durée d'admission qu'on peut réaliser aux cylindres H.P., les moments moteurs au démarrage sont suffisants, sans qu'on ait besoin d'avoir recours à un échappement direct pour ces cylindres. Le démarrage est obtenu par l'introduction directe de vapeur vive dans le réservoir intermédiaire, au moyen d'un robinet à la main du mécanicien. Une soupape de sûreté empêche la pression qui s'établit alors dans les cylindres B.P. de dépasser 6 kilogs. Toutes ces dispositions sont la reproduction de celles qui ont été appliquées précédemment aux machines à grande vitesse à 3 essieux couplés dont la description a été donnée par la *Revue Générale* dans son N° de février 1905.

Bogie. — Le bogie est du type qui a été décrit dans la *Revue Générale* en janvier 1894 et en août 1900. Son jeu latéral est de 34^{mm}.

Inscription en courbe. — Pour faciliter l'inscription en courbe, les coussinets du 6^{me} essieu ont dans leurs boîtes un jeu de 27^{mm}, 5 de chaque côté de leur position normale ; des plans inclinés en fer cimenté et trempé, interposés entre les coussinets et les boîtes, assurent le rappel de l'essieu lorsqu'il a été déplacé.

Frein. — Les premières machines de cette série ne sont pas freinées. Celles qui ont été commandées en 1908 reçoivent le frein à air comprimé système Westinghouse, mais agissant sur les seuls essieux moteurs. Le rapport de l'effort des sabots au poids sur rails est de 50 %. La pompe à air est du type Fives-Lille à 2 phases.

Autres détails. — Les soupapes de sûreté, de 96^{mm} de diamètre, au nombre de deux, sont à charge directe. Leur ressort a une flexibilité de 46^{mm} par tonne. Chacune d'elles suffit à débiter toute la vapeur produite par la chaudière alors que le souffleur est ouvert en grand.

Le régulateur est à soupape équilibrée. La section de passage qu'il offre à la vapeur lorsqu'il est ouvert en grand est de $145\text{ cm}^2,8$.

L'échappement est à cône donnant un jet central fixe et un jet en couronne d'épaisseur variable.

Le cadre de porte de foyer a été supprimé comme sur les machines à grande vitesse à 3 essieux couplés (voir la *Revue générale* N° de février 1905).

L'alimentation est assurée au moyen de 2 injecteurs genre Sellers 8-1/2 et 9-1/2 fixés sur le côté droit de la boîte à feu (le poste du mécanicien est à gauche).

Le graissage est assuré au moyen d'un graisseur Détroit modèle Galena à 5 directions, soit une par boîte à vapeur, et une pour la pompe à air.

La sablière à vapeur, du type Gresham, amène le sable à l'AV des 3^e et 4^e essieux, et à l'AR des 4^e et 5^e essieux.

Les locomotives qui seront munies du frein porteront une prise de vapeur pour le chauffage des trains, et seront munies d'un robinet modérable destiné à régler la pression de la vapeur au départ dans la conduite de chauffage.

Le tableau ci-après donne les dimensions principales de ces locomotives.

Il donne en regard les dimensions correspondantes des machines de la série 3211-3260, qui mises en service en 1893, ont été décrites dans le numéro de novembre 1894 de la *Revue Générale*. Il était intéressant de les rapprocher parce que ces machines, qui sont elles aussi des compound à roues de $1\text{ m},50$, avaient été étudiées en 1893 précisément en vue du service des marchandises sur les lignes à profil facile et à fort trafic.

CARACTÉRISTIQUES COMPARÉES DES LOCOMOTIVES DES SÉRIES 3211-3260 ET 4701-4862

	LOCOMOTIVES 3211-3260 (1893)	LOCOMOTIVES 4701-4862 (1907)
CHAUDIÈRE		
Timbre	15kg	16kg
Surface de grille	$2\text{ m}^2,46$	$3\text{ m}^2,08$
Longueur de grille	$2\text{ m},416$	$3\text{ m},016$
Largeur de grille.....	1,019	1,022
Inclinaison	17°	17°
Surface de chauffe du foyer.....	$9\text{ m}^2,79$	$15\text{ m}^2,90$
d° des tubes.....	$144\text{ m}^2,46$	$231\text{ m}^2,28$
d° totale.....	$154\text{ m}^2,25$	$247\text{ m}^2,18$
Rapport de la surface de chauffe à la surface de grille	62,7	80,2
Volume d'eau.....	$3\text{ m}^3,530$	$5\text{ m}^3,590$
Volume de vapeur.....	$2\text{ m}^3,480$	$3\text{ m}^3,471$
Longueur des tubes entre plaques.....	3m,000	4,250
Diamètres des tubes.....	0,065	0,070
Diamètre moyen du corps cylindrique.....	1,400	1,550

	LOCOMOTIVES 3211-3260 (1893)		LOCOMOTIVES 4701-4862 (1908)	
	admission	détente	admission	détente
APPAREIL MOTEUR				
Course des pistons.....	0 ^m ,650	0 ^m ,650	0 ^m ,650	0 ^m ,650
Longueur des bielles motrices H P.....	1 ^m ,625		1 ^m ,750	
d° BP.....	1,830		2,900	
Diamètre des cylindres H P.....	0,360		0,380	
d° BP.....	0,590		0,600	
Rapport de leur volume.....	2,69		2,49	
Inclinaison des cylindres.....	7° 48°	0°	4°	0°
Tiroirs.....	plans à double admission		cylindriques	
Recouvrement des tiroirs à l'admission.....	0,028	0,029	0,019	0,034
d° à l'échappement.....	0,001	0,001	0,003	0,000
Course maximum des tiroirs.....	0 ^m ,137	0 ^m ,143	0 ^m ,145	0 ^m ,125
Dimensions des lumières d'admission aux H P.....	0,230 × 0,040		0,380 × 0,040	
d° d'échappement aux H P.....	0,230 × 0,060		0,380 × 0,040	
d° d'admission aux B P.....	0,420 × 0,045		0,600 × 0,050	
d° d'échappement aux B P.....	0,420 × 0,080		0,600 × 0,050	
Section du tuyau d'admission H P.....	0,0113		0,0222	
d° BP.....	0,0184		0,0201	
Section du tuyau d'échappement B P.....	0,0254		0,0298	
Section maximum de la tuyère d'échappement.....	0 ^{m2} ,0200		0 ^{m2} ,0246	
Section minimum d°.....	0,0060		0,0012	
ROUES				
Diamètre des roues { motrices et accouplées.....	1 ^m ,500		1 ^m ,500	
(Bandages de 75 ^{mm} d'épaisseur) { bogie.....	»		1,000	
1 ^{er} au 2 ^e	1 ^m ,890		2 ^m ,100	
2 ^e au 3 ^e	1,680		1,650	
Ecartement des essieux..... { 3 ^e au 4 ^e	2,160		1,650	
4 ^e au 5 ^e	»		1,650	
5 ^e au 6 ^e	»		2,200	
Empatement rigide.....	1,680		3,300	
Ecartement des essieux extrêmes.....	5,730		9,250	
Jeu latéral... { du 1 ^{er} essieu pour les 3200, du bogie pour les 4700.....	0,016		0,034	
du dernier essieu.....	0,016		0,0275	
POIDS				
1 ^{er} essieu de bogie.....	13.620 ^k		7.970 ^k	
2 ^e essieu du bogie.....	13.620		7.970	
Répartition des poids en charge... { 1 ^{er} essieu accouplé.....	13.230		14.140	
2 ^e d°.....	13.230		14.140	
3 ^e d°.....	»		14.140	
4 ^e d°.....	»		14.140	
Poids total en charge.....	53.700		72.500	
Poids adhérent.....	53.700		56.560	
Longueur totale de la machine.....	9 ^m ,775		12 ^m ,495	

Ainsi que nous l'avons dit en débutant, les essais qui ont été faits avaient surtout pour but d'obtenir des renseignements sur le fonctionnement du moteur à vapeur.

Les divers conduits, au travers desquels circule la vapeur, avaient-ils des sections suffisantes pour éviter des pertes de charge anormales? De quel ordre étaient les contrepressions à l'échappement? Quelle était l'importance du tirage? Comment se répartissait le travail entre les 2 groupes de cylindres H. P. et B. P.? Quelles étaient les consommations? Tels étaient les points sur lesquels on voulait être fixé.

Accessoirement nous comptons recueillir des données sur les résistances au roulement.

ESSAIS.

Les essais ont été effectués sur la grande ligne, entre Montereau et Saint-Julien-du-Sault, toujours dans le sens impair. La distance qui sépare ces 2 gares est de 55^{kil.},837. Leur différence d'altitude est de 27^m,40.

On trouvera, sur les planches donnant les puissances développées par la machine, l'indication du profil de la ligne. Elle ne comporte pas de courbes de rayon inférieur à 1.000 mètres.

Pour avoir des relevés correspondant à des puissances comprises entre de grandes limites, et par conséquent à des conditions de fonctionnement aussi variées que possible, on a remorqué successivement, à des marches tracées à 36, 45 et 50 kilom., 3 trains ayant un tonnage de 900, 1.200 et 1.500 tonnes en chiffres ronds.

Leur composition était la suivante :

Train de 900 ^r — Un wagon dynamomètre	15 ^r , 700
Un fourgon de tête.....	14 , 360
30 wagons à houille de 20 ^r (poids moyen d'un wagon chargé = 29 ^r , 230).....	876 , 900
Un fourgon de queue	11 , 360
Total.....	918 ^r , 320
Train de 1.200 ^r — Le wagon dynamomètre et les 2 fourgons, comme ci-dessus ..	41 ^r , 420
40 wagons à houille de 20 ^r chargés.....	1.169 , 200
Total.....	1.210 ^r , 620
Train de 1.500 ^r — Même composition que le précédent, plus le nombre voulu de voitures à voyageurs pour compléter le tonnage.	

Pendant chaque parcours on relevait des diagrammes à intervalles aussi rapprochés que possible. Il en a été pris en moyenne 45 par essai. Leur nombre se trouve être à peu près le même pour les trains à 36 km. et pour les trains à 50 km., parce que ceux-ci avaient été réservés pour la fin des expériences, et les opérateurs avaient acquis à ce moment, une habileté plus grande dans la manœuvre des indicateurs. A titre d'exemple nous citerons qu'au train du 29 août, à 50 km., il a pu être relevé 52 diagrammes.

L'installation des indicateurs Crosby, de leur tuyautage et de la commande de leur mouvement, n'offrait aucune particularité.

Au cours de leur montage, on avait eu soin de donner des longueurs égales aux 2 portions de tuyaux desservant l'AV et l'AR d'un même cylindre, et de faire les arrondis de ces tuyaux avec de grands rayons.

Le diamètre intérieur de ces tuyaux était de 20^{mm} ; leur section était égale à 9 fois la section de la prise de vapeur de l'indicateur lui-même, ce qui est largement suffisant.

Une combinaison de robinets permettait d'isoler les indicateurs des cylindres, pour les mettre en communication avec les boîtes à vapeur. On pouvait donc déterminer graphiquement par intervalles comment variait la pression dans la boîte à vapeur, pendant un tour de roue.

Une sonnerie électrique placée à portée des opérateurs chargés de la manœuvre des indicateurs, permettait de signaler sous l'abri, et dans le wagon dynamomètre, qu'on allait procéder à un relevé.

Pendant les essais, le mécanicien a été laissé libre de sa manœuvre. Toutefois, il a été effectué 2 trains de 1.500^r — 50 km. en maintenant fixe, pour l'un : la position du changement de marche placé au cran 7 ; pour l'autre : celle du régulateur qui est resté ouvert en grand pendant toute la durée du parcours.

Chute de pression entre la chaudière et les boîtes H. P. — La vapeur est amenée du régulateur aux boîtes à vapeur H. P. par un tuyau de 145^{mm} de diamètre qui se bifurque à l'intérieur de la boîte à fumée en 2 tuyaux de 125^{mm}. Ceux-ci sont prolongés à l'intérieur du massif de fonderie des cylindres, par 2 conduits de même diamètre qui débouchent par un orifice commun dans une cavité comprise entre les 2 boîtes à vapeur proprement dites. C'est à leur point de jonction qu'on relevait la pression dans les boîtes.

La longueur du tuyau de 145^{mm} de diamètre est de 1^m,268. Celle d'un des tuyaux de 125, prolongé par le conduit : 3^m,466.

Nous avons constaté qu'avec ces conditions d'établissement de la tuyauterie, la perte de charge ne dépassait jamais 500 grammes, pourvu que le régulateur fût ouvert en grand, alors même que la machine marchant à 50 kilomètres à l'heure, soit à 2 tours 95 par seconde, on poussait l'admission jusqu'à 70 %. Ce résultat paraît satisfaisant.

Variation de la pression dans les boîtes H. P. — Les diagrammes de la pression à l'intérieur des boîtes à vapeur H. P. montrent que cette pression est loin d'être constante pendant un même tour de roue. Elle subit des oscillations qui, par moment, peuvent atteindre un kilogramme.

On constate qu'elles sont d'autant plus marquées que la vitesse est plus grande et le degré d'admission plus réduit.

Pour une admission de 70 % elles disparaissent, on peut dire, complètement.

C'est le défaut de continuité dans l'écoulement de la vapeur qui provoque ces oscillations, et si le phénomène cesse de se manifester lorsqu'on relève la marche, c'est parce qu'à ce moment l'écoulement se régularise. Nous avons en effet indiqué un peu plus haut que les 2 boîtes H. P. communiquaient l'une avec l'autre. Il en résulte qu'aux fortes admissions, il y a toujours au moins une des lumières qui est assez découverte pour que la vapeur puisse s'échapper librement.

Pour atténuer ces variations, il faudrait augmenter beaucoup le volume des boîtes. Mais alors on aurait des cylindres plus lourds, des surfaces rayonnantes plus grandes, ce qui ne serait pas sans des inconvénients peut-être plus sérieux.

D'autre part, il faut noter que dans le cas particulier de ces machines la modification ne s'impose nullement, puisque dès qu'on marche au cran 5, correspondant à une admission moyenne de 51,5 %, les oscillations sont déjà très atténuées (200 à 300 grammes) et les essais semblent avoir établi que, pour utiliser complètement la puissance de la machine, il faut avoir des introductions atteignant au moins 50 %.

Le volume de la cavité et des boîtes est d'ailleurs de 36 litres 65. Le volume du tuyautage d'amenée de la vapeur est de 121 litres 48. Le total, 158 litres 13, est donc égal à 2 fois le volume d'un cylindre H.P., ce qui est en rapport avec ce qui existe sur la généralité des machines.

Pression à la fin de l'admission dans les cylindres H.P. — Nous reproduisons un peu plus loin un certain nombre de diagrammes, relevés aux vitesses de 35, 45 et 50 kilomètres, pour lesquels la pression au début de l'admission est voisine de 12 kilogs (Fig. 2 et 3).

Leur examen permet de se rendre compte de la façon dont varie, suivant les conditions de marche de la locomotive, la perte de charge subie par la vapeur pendant les périodes d'admission aux cylindres H.P.

Nous avons également groupé dans le tableau qui suit :

- 1° Les valeurs moyennes de ces pertes déduites de l'ensemble des diagrammes ;
- 2° Différents renseignements intéressants concernant la distribution de la locomotive.

CRAN	DURÉE de l'admission en centièmes de course du piston		OUVERTURE maxima des lumières		VITESSE DE 50 ^{km}		VITESSE DE 35 ^{km}	
	Face AV	Face AR	Face AV	Face AR	Chute de pression AV	Chute de pression AR	Chute de pression AV	Chute de pression AR
7.....	75	66,5	90,35	88,65	2	1,9	1,7	1,2
6.....	64,4	57,8	69,65	67,75	3,1	2,9	3	2,5
5.....	52,6	50,3	56,35	54,45	4,1	3,9	4	3,5
4.....	40	40,1	41,15	41,15	4,6	4,4	4,5	4
3.....	29,8	31,8	39,25	39,25	5,2	5	5	4,5

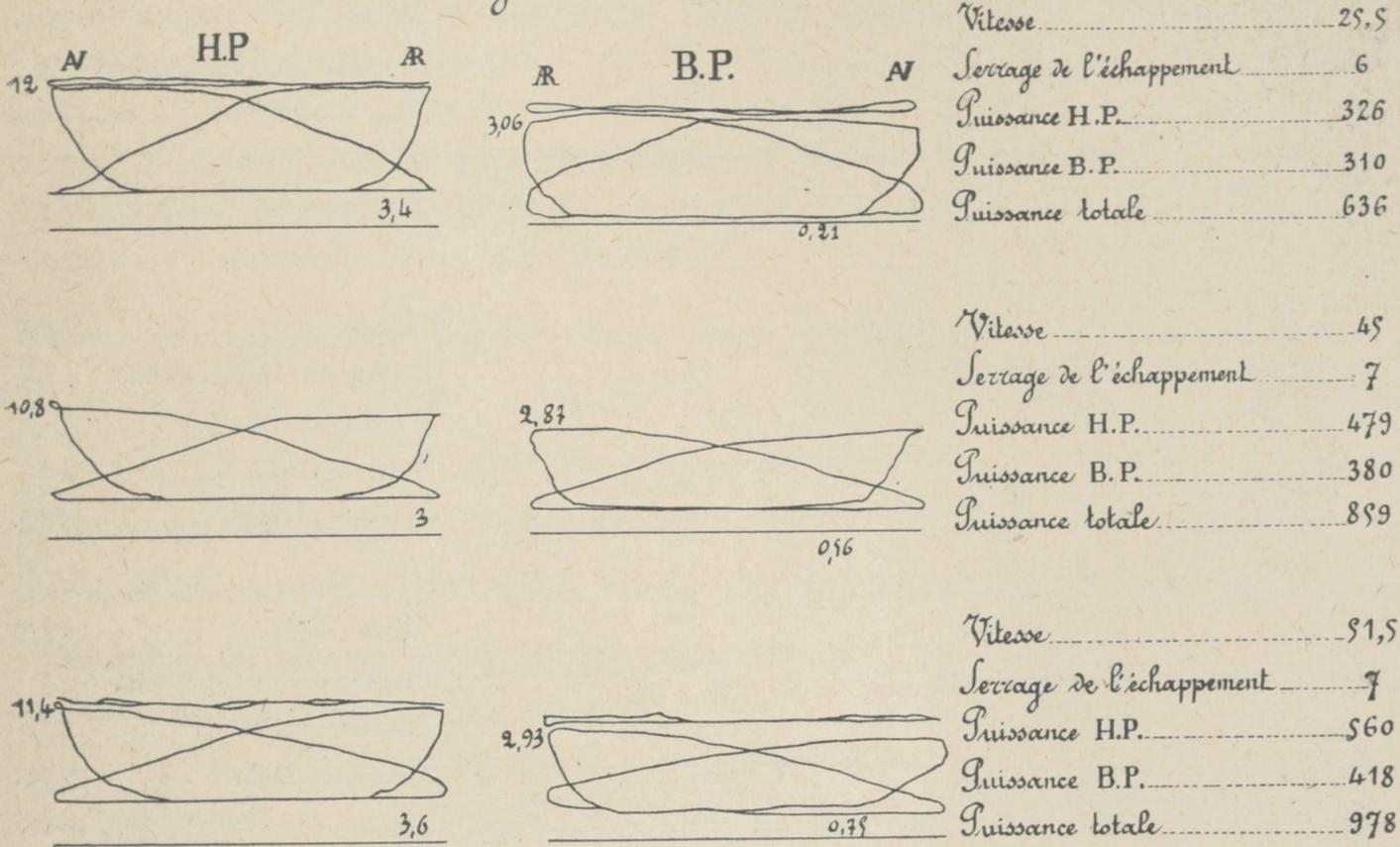
On voit que d'une façon générale la perte est un peu plus forte sur la face AV que sur la face AR du piston, en raison vraisemblablement des écarts entre ses vitesses au voisinage de ses 2 points morts AV et AR. Mais ce qui est à noter surtout, c'est que ces pertes prennent des proportions exagérées, tout au moins aux faibles admissions.

Cela tient à ce qu'aux faibles introductions, l'ouverture maxima des lumières est insuffisante pour que la vapeur puisse les traverser à une vitesse encore convenable. En raisonnant comme si les lumières restaient ouvertes à leur maximum pendant toute la durée de l'admission, on trouve que la vitesse de la vapeur, pour une pression à la boîte à vapeur de 12 kgs, une introduction de 0,4 et à l'allure de 3 tours à la seconde, est de 77 mètres; elle est de 58 mètres pour le cran 5, de 48 mètres pour le cran 6. Or les chiffres réels sont bien supérieurs, puisque les lumières ne sont ouvertes à leur maximum que pendant un très court instant.

Fig. 2. — LOCOMOTIVE 4742.

Diagrammes correspondant à des pressions à la boîte H.P.
voisines de 12^{kg}.

Cas où le changement de marche est au cran 6



Cas où le changement de marche est au cran 5

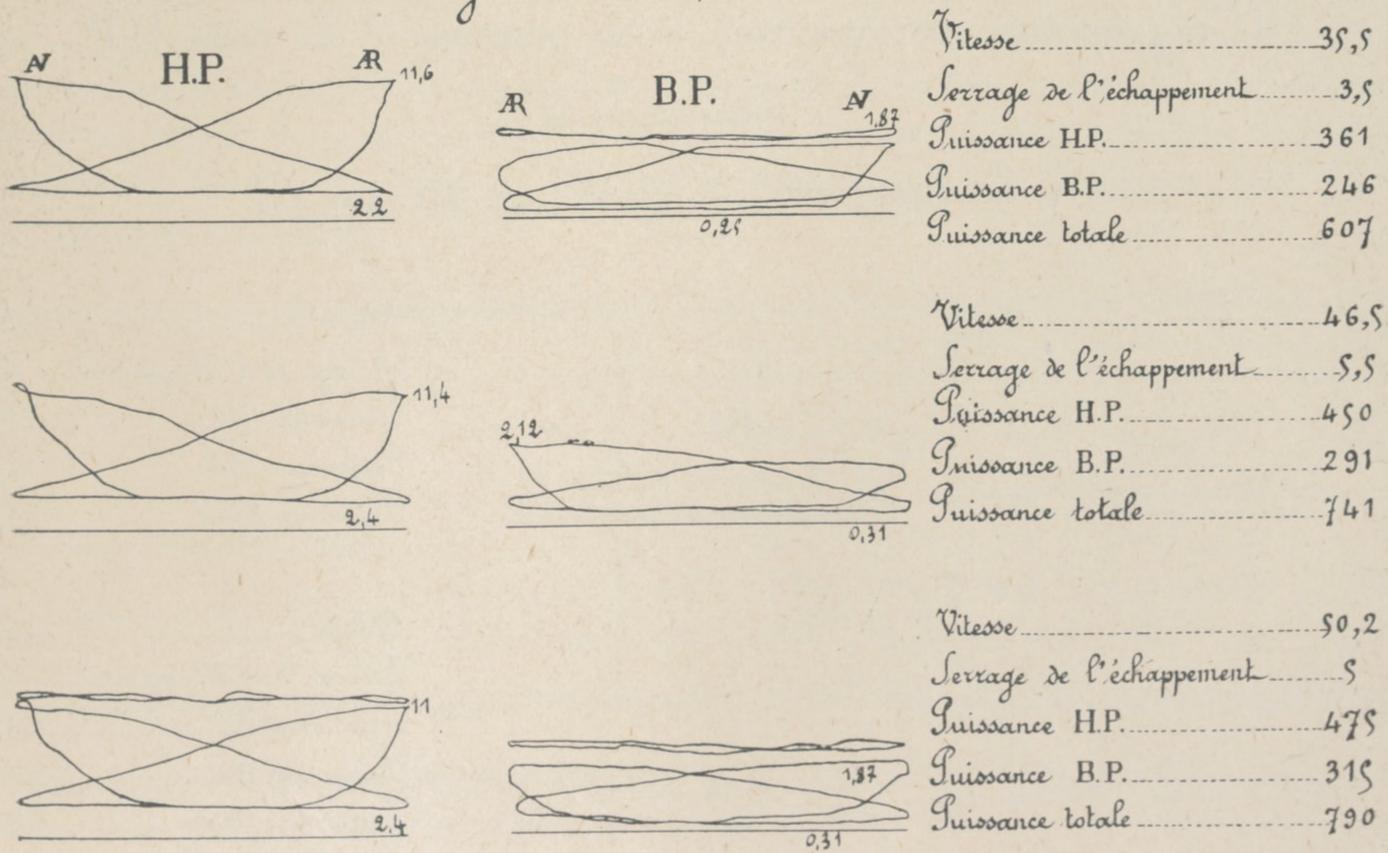
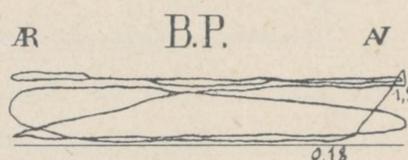
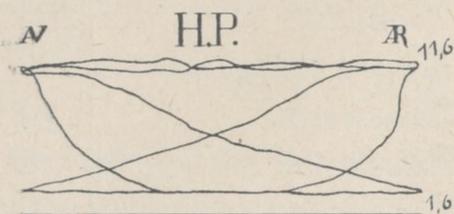


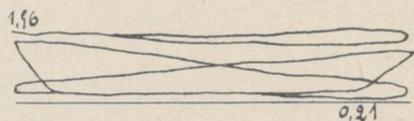
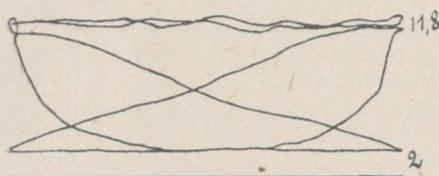
Fig. 3. — LOCOMOTIVE 4742.

Diagrammes correspondant à des pressions à la boîte H.P.
voisines de 12^{kg}

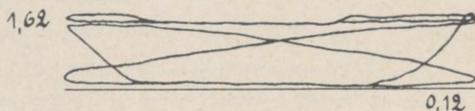
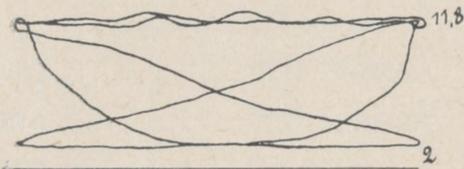
Cas où le changement de marche est au cran 4



Vitesse.....	38
Serrage de l'échappement.....	2,5
Puissance H.P.....	329
Puissance B.P.....	206
Puissance totale.....	535



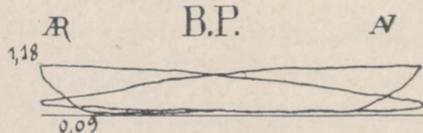
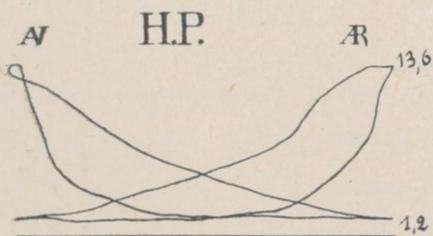
Vitesse.....	45,5
Serrage de l'échappement.....	4
Puissance H.P.....	422
Puissance B.P.....	177
Puissance totale.....	599



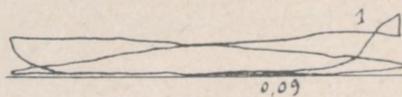
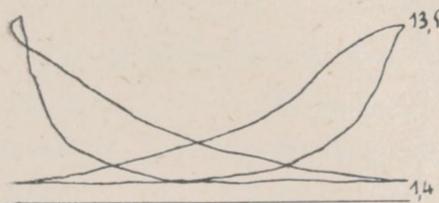
Vitesse.....	52,2
Serrage de l'échappement.....	5
Puissance H.P.....	410
Puissance B.P.....	259
Puissance totale.....	669

Diagrammes correspondant à des pressions à la boîte H.P.
voisines de 14^{kg}

Cas où le changement de marche est au cran 2,5



Vitesse.....	33,5
Serrage de l'échappement.....	6,5
Puissance H.P.....	234
Puissance B.P.....	123
Puissance totale.....	357



Vitesse.....	43,5
Serrage de l'échappement.....	5
Puissance H.P.....	261
Puissance B.P.....	128
Puissance totale.....	389

On doit donc chercher par tous les moyens possibles à donner aux tiroirs de forts diamètres, de façon à avoir des lumières d'admission très largement ouvertes.

Période de détente et d'avance à l'échappement. — Les portions de diagrammes qui correspondent à ces deux phases de la distribution ne présentent aucunes particularités qui méritent d'être signalées.

Contrepression dans les cylindres H.P. et pression dans le réservoir intermédiaire. — Le degré d'admission aux cylindres B.P. étant invariable, la contrepression dans les cylindres H.P. n'est plus fonction que du poids de la vapeur introduite, c'est-à-dire que, à pression de régime égale, elle croît, pour une même vitesse, avec le degré d'admission.

A titre d'exemple, le tableau ci-dessous donne les chiffres qu'on obtient pour le cas d'une pression de régime à la boîte à tiroir de 12 kilogs.

	CRAN 7	CRAN 6	CRAN 5	CRAN 4	CRAN 3
Vitesse de 50 kilomètres	4,5	3,35	2,40	1,95	»
Vitesse de 35 kilomètres	»	»	2,30	1,90	1,30

La différence entre ces contrepressions et les pressions correspondantes dans le réservoir intermédiaire sont assez minimes (200 à 300 grammes au plus).

Pas plus que dans les boîtes H.P., la pression dans le réservoir et les boîtes B.P. ne reste constante. Mais les variations ne dépassent jamais 350 grammes, et il n'y a pas à s'y arrêter.

Le volume du réservoir intermédiaire, pour un côté de la machine, est de 183 litres 6, c'est-à-dire très légèrement supérieur à celui du cylindre qu'il dessert, ce qui paraît très suffisant.

Pression à la fin de l'admission dans les cylindres B.P. — Le tableau ci-dessous donne une idée de l'importance des pertes de charge subies par la vapeur pendant l'admission dans les cylindres B.P. Il correspond au cas où la pression de régime dans les boîtes à vapeur H.P. est égale à 12 kilogs.

	VITESSE DE 50 KILOMÈTRES				VITESSE DE 35 KILOMÈTRES		
	Cran 7	Cran 6	Cran 5	Cran 4	Cran 5	Cran 4	Cran 3
Contrepression au cylindre H. P.	4,5	3,35	2,40	1,95	2,30	1,95	1,30
Pression au début de l'admission.	3,15	2,85	2,00	1,65	1,95	1,70	0,95
Pression à la fin de l'admission... } Face AV..	2,20	1,90	1,30	1,15	1,40	1,20	0,70
	2,85	2,20	1,50	1,20	1,55	1,40	0,80

On voit que la différence entre les chutes de pression à l'A V et à l'A R est sensiblement du même ordre que pour les cylindres H.P.

Contrepression à l'échappement et valeurs du tirage. — Nous indiquons ci-après quelles sont les sections de passage offertes à la vapeur entre la tuyère fixe et le cône mobile d'échappement, pour les différents crans de serrage qu'on peut réaliser.

Cran	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Section en cm ²	283,5	262,6	238,7	218,3	198,4	179	160	141,5	123,5	106	89,1	84,8	84,4

La plupart du temps, l'échappement est resté serré soit à la 4^{me} soit à la 5^{me} division, ce qui revient à dire qu'on n'a pas eu besoin de recourir à de grandes variations dans la section d'échappement pour faire varier l'allure de la machine.

La contrepression dans les cylindres B.P. oscillait dans ces conditions entre 180 et 300 grammes, pour les diagrammes correspondant aux puissances moyennes réalisées.

On peut dire que ce n'est qu'exceptionnellement que la contrepression est sortie des limites données ci-dessus.

A certains moments néanmoins, elle s'est élevée jusqu'à 700 et 800 grammes. On trouve même un diagramme du train du 28 pour lequel la contrepression a atteint 1 kg, 125, pour le serrage 6, cran qui d'ailleurs n'a pas été fréquemment utilisé.

Les valeurs qu'on a obtenues pour le tirage ont oscillé entre des limites assez écartées. A certains moments, pour les trains de 1.500 tonnes — 50 km, les dépressions ont atteint 180 et même 190 ^m/_m d'eau. Mais ce sont là des chiffres exceptionnels. Par contre, aux trains de 35 km, le tirage n'était plus que de 12 à 15 ^{mm} d'eau, pendant des périodes souvent assez longues.

Nous avons fait, pour tous les trains, la moyenne des valeurs qui ont été notées pour le tirage, en même temps qu'on relevait les diagrammes. Les chiffres ainsi obtenus donneront une idée des dépressions qu'on doit maintenir pour fournir un travail donné. Ils se classent d'ailleurs assez bien, comme on pouvait s'y attendre, dans l'ordre des puissances développées.

Trains.....	A 50 KILOMÈTRES					A 45 KILOMÈTRES			A 36 KILOMÈTRES		
	21	24	28	29	27	14	25	22	12	13	11
Dates (mois d'Août).....											
Tonnage en tonnes	1.500			1.200	900	1.500	1.200	900	1.500	1.200	900
Puissance moyenne en chevaux.	939	1.060	1.056	830	689	800	668	574	551	465	355
Tirage en ^m / _m d'eau.....	113	108	123	87	65	77	66	40,5	33	30	20

Puissance indiquée et puissance utile. — Pour chacun des trains d'essai, nous avons tracé une série de courbes donnant les variations :

- 1° de la vitesse en kilomètres à l'heure,
- 2° de la puissance indiquée en chevaux, sur les pistons, calculée au moyen des diagrammes,
- 3° de l'effort en tonnes au crochet du tender, relevé au wagon dynamomètre,

4° de l'effort moteur indiqué développé par la locomotive, et ramené à la jante de cette dernière, effort dont la valeur est obtenue en faisant le quotient de la puissance indiquée sur les pistons par le produit $\frac{N \pi D}{75}$ N étant le nombre de tours de roues effectué en une seconde, D le diamètre au roulement des roues motrices.

Les planches V et VI reproduisent les tracés ainsi obtenus pour les trains effectués à la vitesse de 36 kilomètres et à la vitesse de 50 kilomètres.

Les abscisses des points qui ont servi pour le tracé des courbes correspondent à des distances variant entre 1.000 et 1.500 mètres. Comme la puissance d'une machine à marchandises, pas plus que sa vitesse, ne peuvent avoir le temps, sur un aussi faible trajet, de subir des variations vraiment importantes, on peut admettre que les courbes représentent, d'une façon très suffisamment approchée, l'allure de la variation des divers éléments énumérés plus haut.

Pour faciliter la lecture de la valeur de la part de l'effort moteur ramené à la jante, absorbée pour la propulsion de la machine et du tender considérés isolément, les efforts moteurs indiqués ont été portés en ordonnées, du haut vers le bas, en prenant comme ligne d'origine la courbe des efforts au crochet, qui, eux, ont été portés au-dessus de la ligne des abscisses. De cette façon, les variations de l'effort absorbé par la machine sont rendues plus apparentes.

L'aire comprise entre la courbe supérieure et la courbe inférieure correspondante donne le travail total fourni par la machine. L'aire comprise entre une de ces courbes et la ligne des abscisses donne, suivant le cas, le travail absorbé par le train, ou celui qu'a utilisé la machine pour sa propre propulsion.

En divisant le travail total en kilogrammètres fourni par la machine pendant un essai, par le nombre de secondes pendant lequel le régulateur a été ouvert, multiplié par 75, on obtient un chiffre qui donne la puissance constante qu'il eût fallu développer durant tout l'essai pour produire le même travail que celui qui a été produit réellement par la machine. Nous avons appelé ce chiffre *puissance moyenne indiquée*.

En opérant de même pour le travail absorbé au crochet, mais en divisant cette fois par le nombre de secondes pendant lequel le train a été en mouvement, on obtient ce que nous avons appelé *la puissance moyenne absorbée* par le train.

Le tableau A donne les puissances ainsi évaluées pour les onze essais que nous avons effectués. On voit d'après ce tableau que, F étant la puissance moyenne indiquée, sur les pistons, F_c la puissance moyenne développée au crochet, le rapport $\frac{F_c}{F}$ varie entre 0,73 et 0,80. On peut donc dire que pour remorquer des tonnages de l'ordre de ceux pour lesquels elles sont prévues, ces machines absorbent pour leurs résistances intérieures, pour leur propulsion et celle de leurs approvisionnements, de 20 à 25 % de la puissance qu'elles produisent.

La puissance indiquée moyenne maxima a été obtenue au train du 24 août (tonnage : 1.500^r — vitesse : 50 km.). Elle a été de 1.060 chevaux, pour une puissance moyenne au crochet de 807 chevaux.

C'est au train du 28, de même charge et même vitesse, qu'a été relevée la puissance moyenne au crochet maxima : 847 chevaux. La puissance indiquée moyenne correspondante a été de 1.056 chevaux.

Nous croyons qu'en fait le chiffre de 1.060 chevaux n'est pas le maximum de ce que la machine peut donner en moyenne.

Tout d'abord on peut constater sur les courbes correspondant aux trains de 1.500^r à la vitesse de 50 kilomètres, que la puissance a pu s'élever à un moment donné au chiffre de 1.500 chevaux (train du 24 août). Mais c'est un chiffre exceptionnel que la production de la chaudière ne permettrait pas de soutenir.

Par contre à ce même train, du kilom. 81 au kilom. 89, puis du kilom. 96 au kilom. 101, la machine a fourni d'une façon soutenue une puissance de 1.300 chevaux en chiffres ronds, et cela sans qu'il y ait eu apparence que c'était un coup de collier excessif, ne pouvant être donné qu'à titre passager. La pression à la chaudière oscillait entre 15 kilogs et 15^k,5. Le régulateur était ouvert en grand. Le changement de marche était au cran 6. La pression au début de l'admission était de 14^k,5. La puissance fournie par les cylindres HP était d'environ 670 chevaux ; celle des cylindres BP était d'environ 630 chevaux.

Ce sont là des conditions de marche à la vérité, assez tendues, et on peut déduire des calculs de dépense de charbon que nous avons faits et dont nous donnons un peu plus loin les résultats, que pour soutenir une pareille allure, il faudrait brûler au minimum 550 kilogrammes de charbon par heure et par mètre carré de grille.

A noter que, si on s'en tient au cran 5, il est impossible de développer à 50 kilomètres plus de 1.050 chevaux ; au cran 4, plus de 800.

Efforts de traction. — L'effort de traction maximum relevé au moment d'un démarrage a été de 9^r,850. Le tonnage remorqué n'était cependant que de 1.219 tonnes (train du 25 août), mais le train était sur une courbe de 1.500 mètres de rayon, en rampe de 0^{mm},6.

Il n'y a pas eu, malgré cet effort considérable, tendance au patinage. Étant donné que la charge des essieux moteurs est de 58^r,040, on doit en conclure qu'on est très largement couvert en admettant dans les calculs comme coefficient d'adhérence le chiffre de 0,14.

L'effort le plus élevé qu'on ait relevé en marche a été de 7^r,850 pour une charge remorquée de 1.500 tonnes. La vitesse à ce moment était de 43 kilomètres. Le train était sur une rampe de 3^{mm},8 par mètre et sur une courbe de 1.572 mètres de rayon.

Répartition du travail entre les deux groupes de cylindres. — Avant d'indiquer quels ont été les chiffres de consommation d'eau et de combustible relevés au cours de ces essais, nous croyons intéressant de faire connaître comment se répartissait la puissance développée entre les 2 groupes de cylindres.

Pour un cran donné et un même serrage de l'échappement, la part de puissance fournie par les petits cylindres est d'autant plus grande que la puissance totale à produire est moindre et la vitesse plus réduite. Ceci s'explique puisque l'existence de l'une ou l'autre de ces deux conditions a pour effet d'atténuer les effets du laminage que subit la vapeur pendant son admission dans les cylindres HP, et aussi pour les cylindres BP.

Les chiffres que nous avons trouvés pour la valeur du rapport $\frac{P_H}{P_B}$ (P_H puissance développée par les petits cylindres ; P_B puissance des grands) sont légèrement différents de ceux qui ont été constatés lors des expériences faites en 1894 avec la machine C-21.

Lorsqu'on marche au cran 7, le rapport est en moyenne de 0,83 pour un effort moteur à la jante de 8 tonnes. Il devient égal à 1,1 pour un effort moteur de 3 tonnes.

Au cran 6, on trouve 0,97 pour un effort de 8 tonnes : 1,3 (et même 1,5 à 35 kilomètres) pour un effort de 3 tonnes.

Au cran 5, on trouve 1,4 pour un effort de 6 tonnes ; 1,6 pour 3 tonnes.

Les valeurs qu'on trouve pour les crans 4 et 3 ne sont pas sensiblement supérieures. Elles n'atteignent que très rarement le chiffre 2. L'arrêt dans la croissance de la valeur du rapport $\frac{P_H}{P_B}$ vient évidemment de l'importance de plus en plus grande que prennent aux petites introductions les phénomènes de laminage de la vapeur.

Consommation d'eau et de charbon. — Le tableau A donne les renseignements que nous avons recueillis sur les consommations en eau et en charbon.

La dépense d'eau était mesurée au moyen de 4 tubes de niveau d'eau placés aux 4 angles du tender, de façon à tenir compte des dénivellations de la voie aux points où on faisait les lectures.

On tâchait, autant que possible, d'avoir une alimentation continue. Le nombre des amorçages n'a jamais, pour un essai, été supérieur à 9. On avait déterminé expérimentalement la perte d'eau que représentait un amorçage, de façon à en tenir compte.

On évitait également d'arroser le combustible en cours de route. On le mouillait au moment de son chargement, au quai.

Les pertes d'eau étaient donc réduites au minimum.

Pour ce qui est du combustible, on avait soin de conduire le feu de façon qu'il se trouvât, à l'arrivée à Saint-Julien, dans le même état d'activité et de chargement qu'au moment du départ. On pouvait opérer ainsi sans inconvénient, parce que le train ne faisait à Saint-Julien qu'un simple arrêt permettant d'effectuer les relevés de fin d'essai, et continuait aussitôt jusqu'à Laroche. La quantité de combustible mise au feu pendant le trajet, quantité qu'il était aisé de déterminer très exactement, représentait donc bien ce qu'il fallait dépenser (y compris les pertes par entraînement d'escarbilles et par les cendres, qui en fait doivent rentrer dans la dépense), pour produire les travaux dont nous avons ensuite déterminé les valeurs par le dépouillement des diagrammes.

Les puissances indiquées et utiles moyennes, auxquelles nous avons rapporté les dépenses d'eau et de charbon, sont celles dont il a été question plus haut.

La consommation par cheval indiqué et par heure paraît augmenter au fur et à mesure que la puissance croît. Elle est d'environ 1,35 pour les puissances supérieures à 900 chevaux, de 1,25 environ pour les puissances voisines de 700 chevaux, de 1,15 à 1,20 pour les puissances en dessous de 600 chevaux.

On n'a brûlé, en général, pendant tous les essais, que du menu.

Toutefois, pendant les essais des 14, 21, 24, 28 et 29, il a été brûlé également quelques agglomérés (voir les quantités sur le tableau A).

L'activité de la combustion n'a pas dépassé 465 kilogs par heure et par mètre carré de grille (essai du 24).

Le poids d'eau consommé par cheval indiqué et par heure décroît au fur et à mesure que la puissance augmente.

Le chiffre le plus bas correspond à l'essai du 24 août : 9 litres, 9. Aux essais du 12 et du 13, la consommation s'est élevée à près de 11 litres, 5. A l'essai du 11, elle a même atteint 12 litres, 83

TABEAU A.

LOCOMOTIVE 4742. — ESSAIS DE TRACTION. — RÉSULTATS DES CALCULS DE CONSOMMATION.

DATE DES TRAINS	24 AOUT 1908	24 AOUT 1908	28 AOUT 1908	29 AOUT 1908	27 AOUT 1908	14 AOUT 1908	25 AOUT 1908	22 AOUT 1908	12 AOUT 1908	13 AOUT 1908	11 AOUT 1908
ÉTAT DE L'ATMOSPHERE	Beau temps Vent faible S.E.	Beau temps Vent faible	Temps couvert Vent fort S.O. de 9 ^m à la seconde	Pluie Vent moyen S. S. O. de 7 ^m à la seconde	Temps couvert Vent moyen S. O.	Beau temps Vent faible S.O.	Temps couvert Vent faible S.O.	Temps couvert Vent moyen O. S. O.	Beau temps Vent faible N.E.	Beau temps Vent nul	Beau temps Vent faible N.O.
Tonnage remorqué.....	1.509 ^T	1.499 ^T	1.503 ^T	1.210 ^T , 6	918 ^T , 3	1.510 ^T	1.210 ^T , 6	918 ^T , 3	1.503 ^T	1.210 ^T , 6	918 ^T , 3
Poids moyen de la locomotive et du tender (1).....	105 ^T , 6	105 ^T , 6	105 ^T , 7	106 ^T	107 ^T , 1	105 ^T , 3	106 ^T , 8	106 ^T , 9	105 ^T , 5	106 ^T , 5	106 ^T , 9
Vitesse moyenne.....	50 kilom.	50 kilom.	50 kilom.	50 kilom.	50 kilom.	45 kilom.	45 kilom.	45 kilom.	36 kilom.	36 kilom.	36 kilom.
Travail total de la machine (en kgr. mètres) T _i	293.750.000	319.250.000	328.950.000	256.450.000	202.700.000	284.200.000	232.100.000	190.300.000	229.350.000	190.200.000	147.550.000
Travail absorbé au crochet (en kgr. mètres) T _a	241.188.000	268.845.000	278.404.900	213.380.000	167.614.000	236.593.300	190.598.600	147.862.700	201.075.700	157.985.500	117.163.400
Durée totale du trajet.....	1 ^h 14'	1 ^h 14'	1 ^h 13'	1 ^h 17'	1 ^h 10'	1 ^h 24'	1 ^h 29'	1 ^h 19'	1 ^h 40'	1 ^h 38'	1 ^h 38'
Temps pendant lequel le régula- teur est resté ouvert.....	1 ^h 9' 29"	1 ^h 6' 55"	1 ^h 9' 11"	1 ^h 8' 40"	1 ^h 5' 21"	1 ^h 18' 52"	1 ^h 17' 10"	1 ^h 13' 34"	1 ^h 32' 26"	1 ^h 30' 51"	1 ^h 31' 58"
Puissance moyenne développée F	939 chx	1.060 chx	1.056 chx	830 chx	689 chx	800 chx	668 chx	574 chx	551 chx	465 chx	355 chx
Puissance moyenne absorbée au crochet F _c	724 »	807 »	847 »	615 »	532 »	625 »	507 »	415 »	448 »	357 »	265 »
Valeur de $\frac{F_c}{F}$	0,768	0,760	0,802	0,742	0,772	0,781	0,758	0,724	0,813	0,767	0,733
CHARBON BRÛLÉ	au total.....	1.600 kgs*	1.550 kgs*	1.300 kgs*	950 kgs	1.250 kgs*	1.050 kgs	780 kgs	950 kgs	850 kgs	740 kgs
	par heure.....	1.312 »	1.433 »	1.344 »	1.135 »	859 »	816 »	642 »	616 »	561 »	482 »
	par cheval indiqué sur les pistons et par heure.....	1,39	1,35	1,27	1,37	1,24	1,20	1,22	1,11	1,20	1,35
	par cheval développé au crochet et par heure.....	1,815	1,78	1,59	1,84	1,61	1,53	1,61	1,55	1,37	1,82
	par m ² de grille et par heure	426	465	436	368	278	311	265	208	200	182
EAU DÉPENSÉE	au total.....	11.710 lit.	11.820 lit.	13.086 lit.	10.415 lit.	8.192 lit.	9.637 lit.	7.820 lit.	9.445 lit.	8.022 lit.	8.994 lit.
	par heure.....	10.111 »	10.590 »	11.345 »	9.092 »	7.405 »	8.483 »	7.488 »	6.110 »	5.294 »	4.560 »
	par cheval indiqué sur les pistons et par heure.....	10,7	9,98	10,74	10,95	10,75	10,6	11,21	11,08	11,37	12,83
	par cheval développé au crochet et par heure.....	13,96	13,12	13,39	14,78	14,25	13,6	14,77	15,50	13,64	17,18
	par heure et par m ² de sur- face de chauffe.....	40,9	42,8	45,9	36,7	29,9	34,3	30,2	26,00	24,7	21,4
par kilogramme de charbon.	7,7	7,38	8,44	8,01	8,62	8,84	9,17	10,00	9,9	10,00	9,45

(1) Poids au moment où la machine a consommé la moitié du charbon et de l'eau dépensés pendant l'essai

Cette augmentation de consommation doit être attribuée, croyons-nous, pour une bonne part à des entraînements d'eau, provenant de ce que, aux faibles puissances, on maintient beaucoup plus facilement un niveau très élevé dans la chaudière. La machine, surtout bien entendu lors des démarrages, primait d'une façon assez marquée.

Le 11 août, en particulier, les entraînements d'eau ont été très importants.

Si on rapporte la quantité d'eau dépensée au poids de charbon, on trouve que la consommation par kilog. de charbon brûlé varie entre 7 litres, 4 et 10 litres.

Elle croît au fur et à mesure que la puissance diminue.

Ainsi que nous l'avons dit en commençant, les deux trains A-29-1.500^r du 24 et du 28 août ont été effectués, le premier avec le régulateur ouvert en grand, l'allure étant réglée par le moyen du changement de marche ; le second avec une admission fixe de 0,7, l'allure étant réglée à l'aide du régulateur. Si on compare les chiffres de consommation correspondant à ces deux essais, on voit que la dépense de charbon a été un peu moindre pour l'essai du 28 août (1 k., 28 au lieu de 1 k., 34), bien que la dépense en eau ait été sensiblement supérieure (10 litres, 8 par cheval et par heure au lieu de 9 litres, 9).

Ceci prouve, en passant, l'intérêt qu'il y a à marcher avec de la vapeur sèche, qu'on a obtenue dans ce cas en la laminant au régulateur.

Le tableau A donne, en outre, les consommations en eau et en charbon par cheval utile.

Résistance au roulement des véhicules et de la locomotive. — Nous avons cherché à déduire des relevés dynamométriques ainsi que des courbes des efforts moteurs indiqués, du genre de celles qui sont reproduites sur les planches V et VI, quelques données sur les résistances au roulement, soit de l'ensemble du train, considéré en bloc, soit des wagons seuls, soit, enfin, de la machine et de son tender pris isolément.

Il y a 55.837 mètres entre Montereau, point de départ commun de tous les trains d'essai et Saint-Julien, point commun d'arrivée, et 27^m,4 de différence d'altitude entre ces deux gares.

Si on désigne par :

P_V le poids en tonnes du matériel remorqué,

P_M le poids en tonnes de la machine et de son tender avec ce qu'il reste d'approvisionnements à la moitié du trajet,

T_i le travail indiqué *total*, en tonnes-mètres, développé par la machine pour remorquer le train de poids P_V ,

T_a le travail absorbé, en tonnes-mètres, au crochet du tender,

R la valeur *moyenne*, sur le parcours considéré, de la résistance au roulement de l'ensemble du train (en kilogrammes par tonne de charge),

R_V la valeur moyenne de la résistance des wagons,

R_M la valeur moyenne de la résistance de la locomotive et de son tender,

on peut écrire, pour chacun des trains considérés, les 3 équations suivantes ;

$$\left. \begin{aligned} T_i &= (P_V + P_M) \left(27,4 + \frac{1}{1000} R \cdot 55837 \right) \\ T_a &= P_V \left(27,4 + \frac{1}{1000} R_V \cdot 55837 \right) \\ T_i - T_a &= P_M \left(27,4 + \frac{1}{1000} R_M \cdot 55837 \right) \end{aligned} \right\} A$$

qui permettent de calculer R , R_V , R_M .

Les valeurs qui en résultent concordent très sensiblement avec celles qu'on déduirait des formules suivantes dans lesquelles V serait la vitesse en kilomètres à l'heure.

$$\left. \begin{aligned} R &= 0,846 + 0,000891 V^2 \\ R_V &= 0,846 + 0,00075 V^2 \end{aligned} \right\} B$$

	TRAINS EFFECTUÉS à la vitesse de 50 kilomètres à l'heure					TRAINS EFFECTUÉS à 45 kilomètres			TRAINS EFFECTUÉS à 36 kilomètres		
	Tonnages										
de l'ensemble du train	1.614,6	1.604,6	1.608,7	1.316,6	1.025,4	1.615,3	1.317,4	1.025,2	1.608,5	1.317,1	1.025,2
des wagons seuls	1.509	1.499	1.503	1.210,6	918,3	1.510	1.210,6	918,3	1.503	1.210,6	918,3
de la locomotive et du tender	105,6	105,6	105,7	106	107,1	105,3	106,8	106,9	105,5	106,5	106,9
Valeurs de R											
calculées au moyen des équations A	2,767	3,06	3,17	2,995	3,09	2,65	2,66	2,82	2,06	2,09	2,02
déduites de la formule B . .	3,07	3,07	3,07	3,07	3,07	2,65	2,65	2,65	2,00	2,00	2,00
Valeurs de R_V											
calculées au moyen des équations A	2,19	2,72	2,81	2,66	2,77	2,31	2,32	2,39	1,91	1,84	1,79
déduites de la formule B . .	2,72	2,72	2,72	2,72	2,72	2,36	2,36	2,36	1,82	1,82	1,82

Ces valeurs de R et R_V ne dépendent donc que de la vitesse.

Il n'en est pas de même pour les valeurs de R_M qui, pour une vitesse donnée, croissent au fur et à mesure que la puissance développée augmente.

Cette constatation ne saurait d'ailleurs surprendre, puisque les chocs, frottements, etc... du mécanisme doivent augmenter à mesure que la pression moyenne dans le cylindre devient plus élevée.

Nous donnons ci-dessous, dans un même tableau, les chiffres trouvés pour R_M en partant de l'équation A citée plus haut et ceux qu'on déduit du rapprochement des 2 formules B qui lient les valeurs de R et R_V à celles de la vitesse. Appelant P_M le poids de la machine et du tender, P_V celui du matériel remorqué, on doit avoir, en effet :

d'où $(P_V + P_M) R = P_V R_V + P_M R_M$

$$(C) \quad R_M = 0,846 + V^2 \left(0,000891 + 0,000,141 \frac{P_V}{P_M} \right)$$

expression qui fait ressortir, de son côté, que pour une même valeur de V, R_M augmente en même temps que le tonnage remorqué P_V et par conséquent que la puissance développée.

	TRAINS EFFECTUÉS à la vitesse de 50 kilomètres à l'heure					TRAINS EFFECTUÉS à 45 kilomètres			TRAINS EFFECTUÉS à 36 kilomètres		
	Tonnage du matériel remorqué . .	1.509	1.499	1.503	1.210,6	918,3	1.510	1.210,6	918,3	1.503	1.210,6
Puissance indiquée moyenne	939	1.060	1.056	830	689	800	668	574	551	465	356
Valeurs de R_M											
calculées au moyen de l'équation A . .	8,59	8,05	8,07	6,75	5,37	7,66	6,46	6,61	4,32	4,94	3,48
déduites de C	8,07			7,09	6,09	6,69	5,90	5,09	4,597	4,088	3,569

Nous avons dit plus haut que la résistance, pour une vitesse donnée, augmente avec la puissance développée, parce que les résistances du mécanisme augmentent. Nous avons cherché à déduire des chiffres que nous avons, quelle est la part de puissance absorbée par le mécanisme.

En partant de l'équation (C), on voit que le supplément de résistance au roulement éprouvée par la machine lorsque le tonnage passe de P_V à P'_V est :

$$0,000141 \cdot V^2 \cdot \frac{P'_V - P_V}{P_M}$$

supplément de résistance, qui, à la vitesse V , correspond à une absorption de puissance égale à :

$$0,000141 \cdot V^2 \cdot \frac{P'_V - P_V}{P_M} \cdot \frac{10 \cdot V}{36} P_M \cdot \frac{1}{75} \quad (D)$$

Or pour remorquer P_V la locomotive devait développer une puissance :

$$(P_V + P_M) R \cdot \frac{10 \cdot V}{36} \cdot \frac{1}{75}$$

Pour remorquer P'_V elle doit développer :

$$(P'_V + P_M) R \cdot \frac{10 \cdot V}{36} \cdot \frac{1}{75}$$

La différence de puissance est donc :

$$(P'_V - P_V) R \cdot \frac{10 \cdot V}{36} \cdot \frac{1}{75} \quad (E)$$

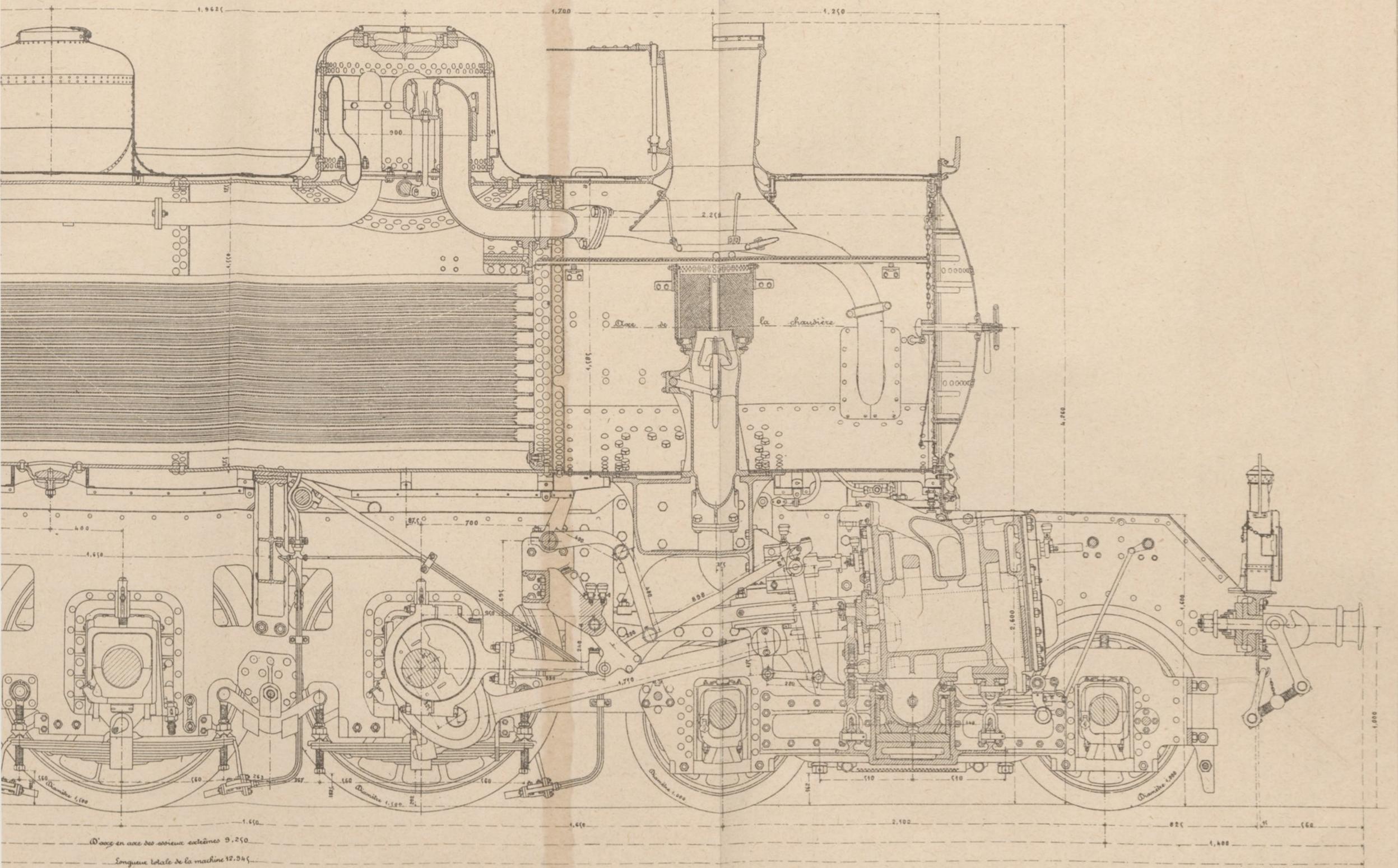
et le quotient de (D) par (E) est :

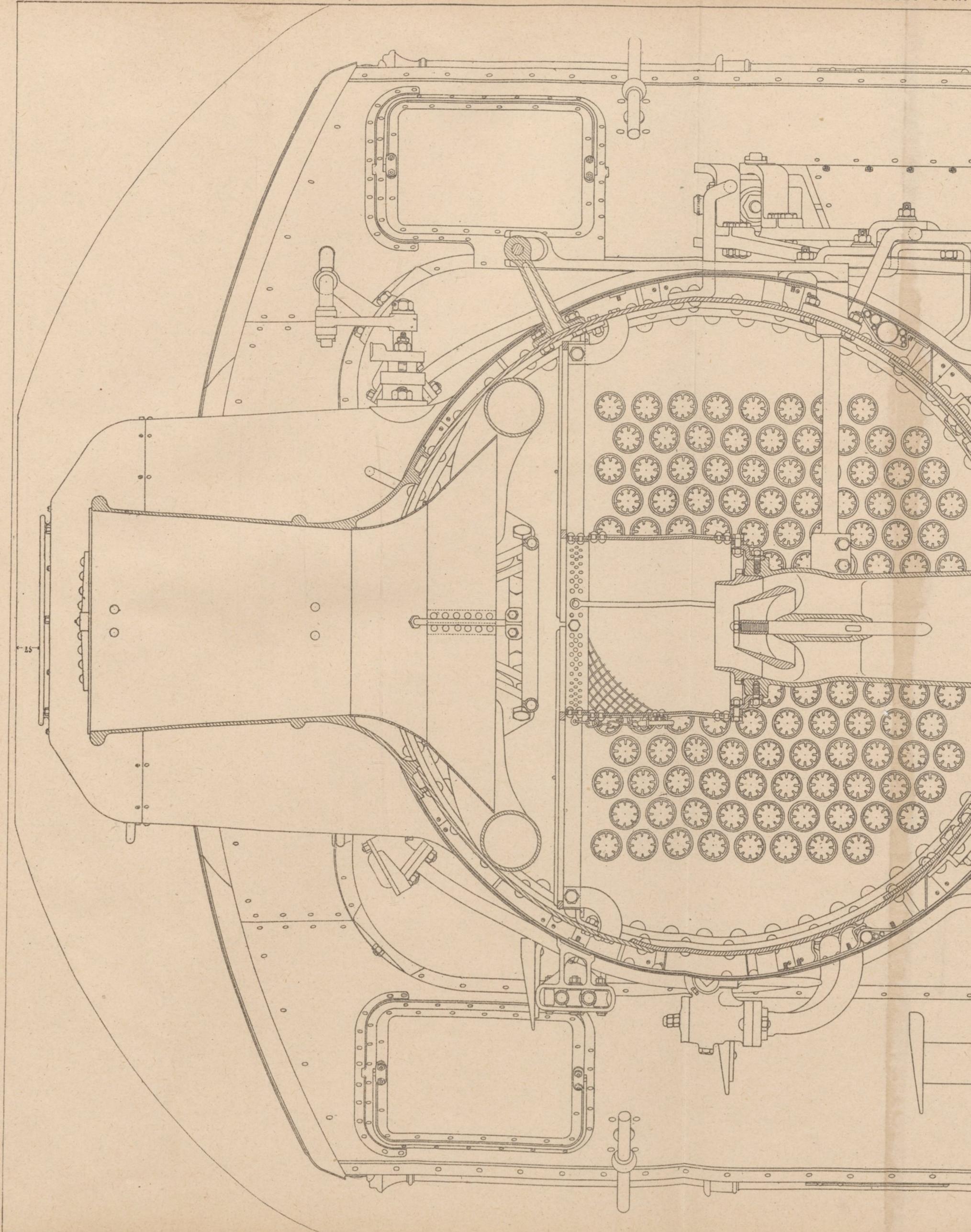
$$\frac{0,000141 \cdot V^2}{R}$$

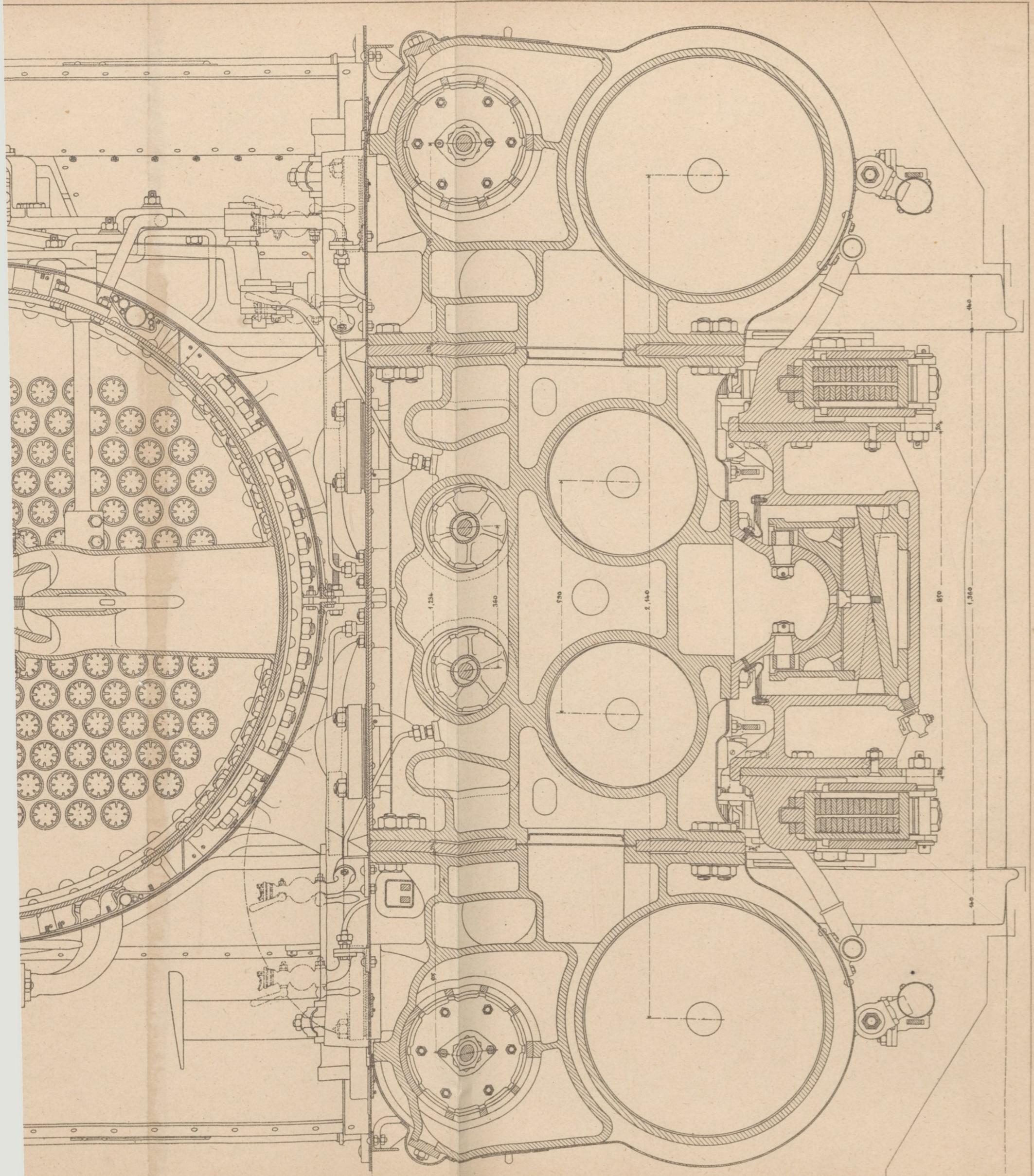
égal à 0,114 pour $V = 50$ kilom., à 0,107 pour $V = 45$ kilom., à 0,091 pour $V = 36$ kilom. Autrement dit le mécanisme absorberait environ 10 % de la puissance développée.

La faible valeur des résistances au roulement de la machine, qui s'écartent notablement de celles que donnent les formules connues, pourra surprendre.

Or, il convient de remarquer que nous les avons déterminées en partant de la différence entre la valeur du travail total développé par la machine, déduit du dépouillement des diagrammes, et la valeur du travail absorbé au crochet. Comme cette dernière valeur obtenue au moyen du dynamomètre, très soigneusement taré, n'est pas contestable, il faudrait, pour que les résistances fussent erronées par défaut, que le travail indiqué le fût également. Mais s'il en était ainsi, on aurait dû trouver des consommations de charbon et d'eau, par cheval et par heure beaucoup plus fortes que ce qu'on relève d'ordinaire, et tel n'est pas le cas. Elles seraient au contraire plutôt faibles, si on en juge par celles qui ont été indiquées par la *Revue Générale* dans son numéro de Mars 1909, pour les machines récentes de la Compagnie d'Orléans. Nous croyons donc que les formules courantes doivent donner en général des valeurs exagérées, tout au moins pour le type particulier de locomotive qui nous occupe.

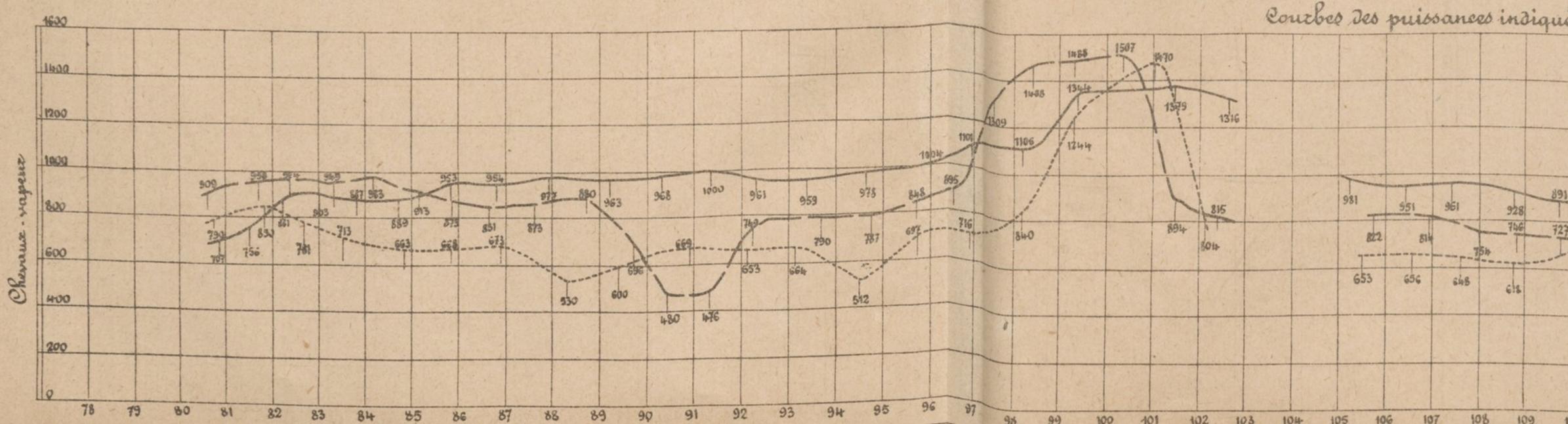
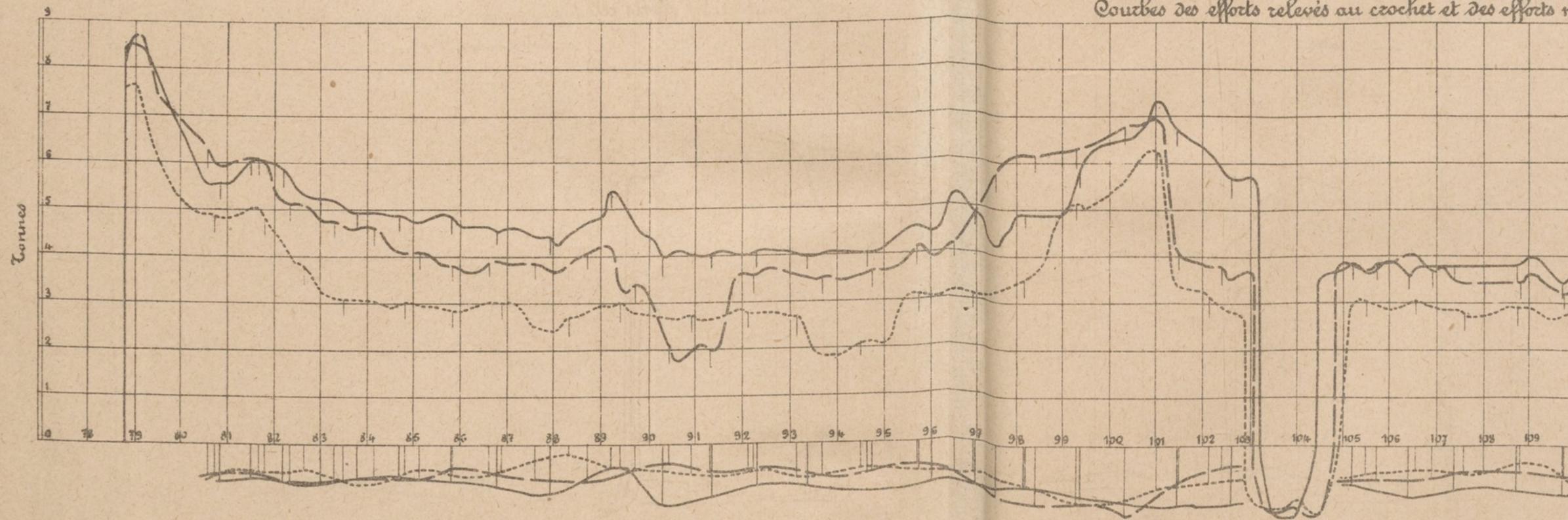
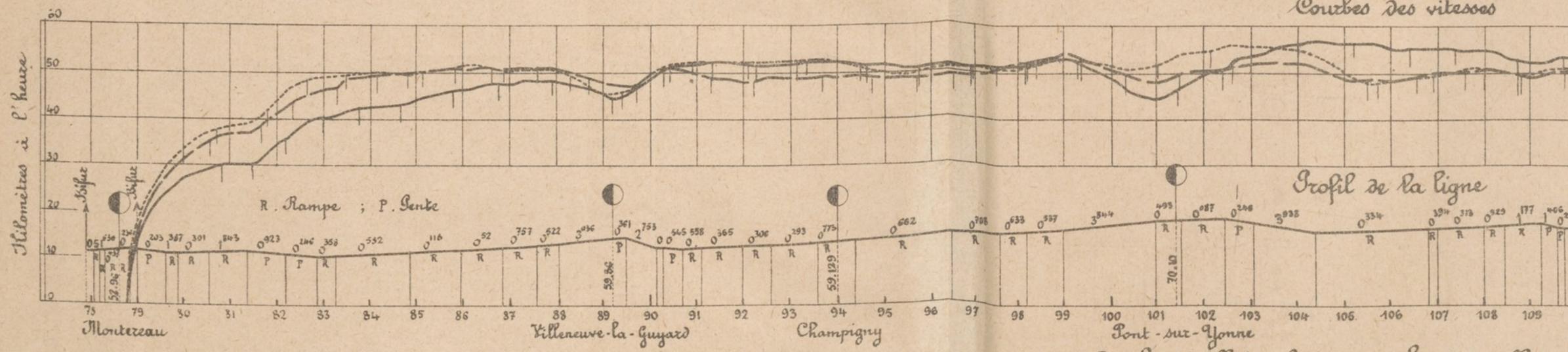






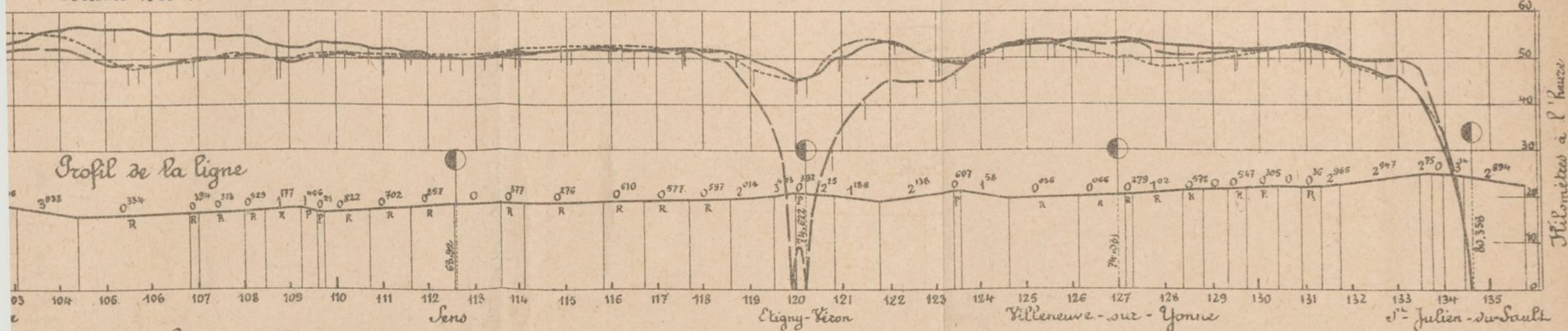
Essais de la loc. 4742 sur le parcours effectué entre Montereau et S^L

Tonnage des trains remorqués	Tracé correspondant	Dates
1509 tonnes	—————	21 Août 1908
1210 tonnes	- - - - -	29 Août 1908
918,3 tonnes	-----	27 Août 1908



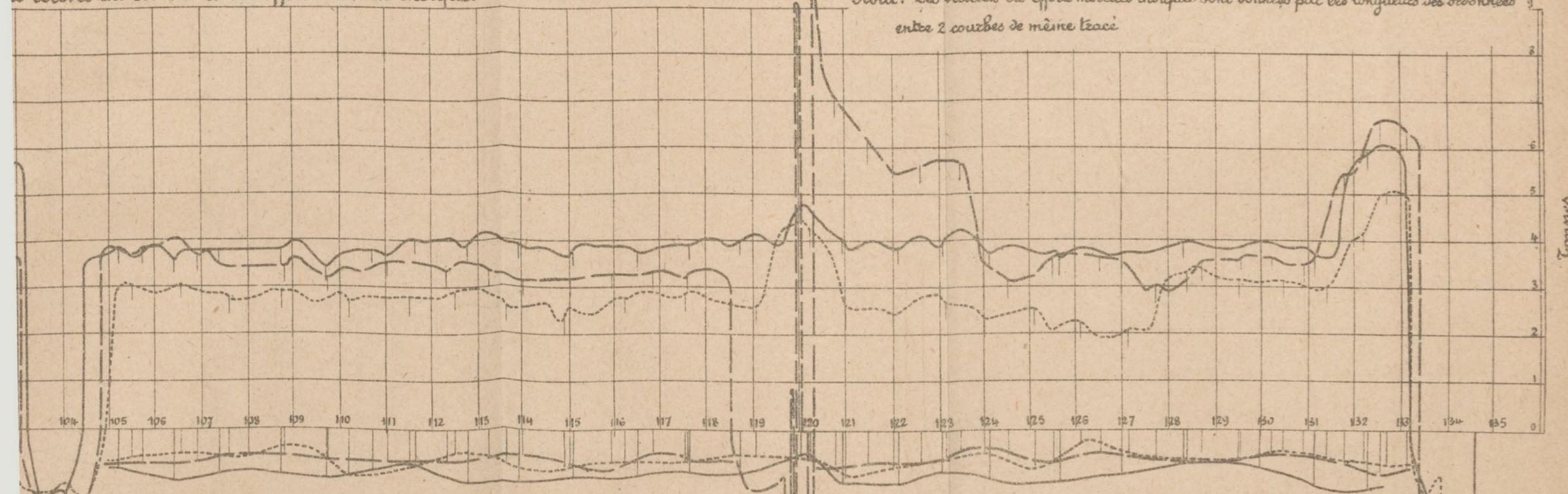
entre Montereau et S^t-Julien-du-Sault à des marches tracées à 50^{l^{ms}} à l'heure

Courbes des vitesses



les relevés au crochet et des efforts moteurs indiqués

Nota: Les valeurs des efforts moteurs indiqués sont données par les longueurs des ordonnées entre 2 courbes de même tracé



Courbes des puissances indiquées

