

LOCOMOTIVES A GRANDE VITESSE

A BOGIE ET 4 ESSIEUX ACCOUPLES
COMPOUND A 4 CYLINDRES A LARGE CIRCUIT DE VAPEUR,
HAUTE SURCHAUFFE ET DISTRIBUTION PAR SOUPAPES
provenant de la transformation des locomotives " Pacific " à roues motrices de 1,85 m de diamètre, série 4501 à 4570 de la Compagnie d'Orléans,

Par **M. André CHAPELON,**

INGÉNIEUR DU MATÉRIEL AU P.O.-MIDI

(Pl. I à V).

INTRODUCTION

La remorque des trains rapides sur la ligne de Paris à Toulouse par Montauban a toujours présenté certaines difficultés.

Le profil comporte, en effet, à partir d'Argenton-sur-Creuse de longues rampes de 10 mm par mètre accompagnées, après Limoges, de courbes et contre-courbes de 500 m de rayon, ce qui rend la traction particulièrement difficile dès que la longueur des trains est telle que les véhicules se trouvent simultanément dans des courbes de sens contraire.

D'autre part, la présence même de ces courbes tend à diminuer la valeur du coefficient d'adhérence par suite du gauchissement de la voie résultant du dévers.

Les conditions d'adhérence sont rendues encore plus précaires du fait que les trains dont il s'agit ont lieu la nuit, sur les parties les plus difficiles du parcours à une heure où le brouillard ou la rosée viennent rendre les rails particulièrement glissants.

Dans son N° de Mars 1909, la *Revue Générale* a décrit les locomotives du type Pacific à roues motrices de 1,85 m de diamètre (série 4501 à 4570) (Fig. 3) que la Compagnie d'Orléans avait fait construire dès 1907 pour assurer la remorque des trains rapides sur les lignes considérées.

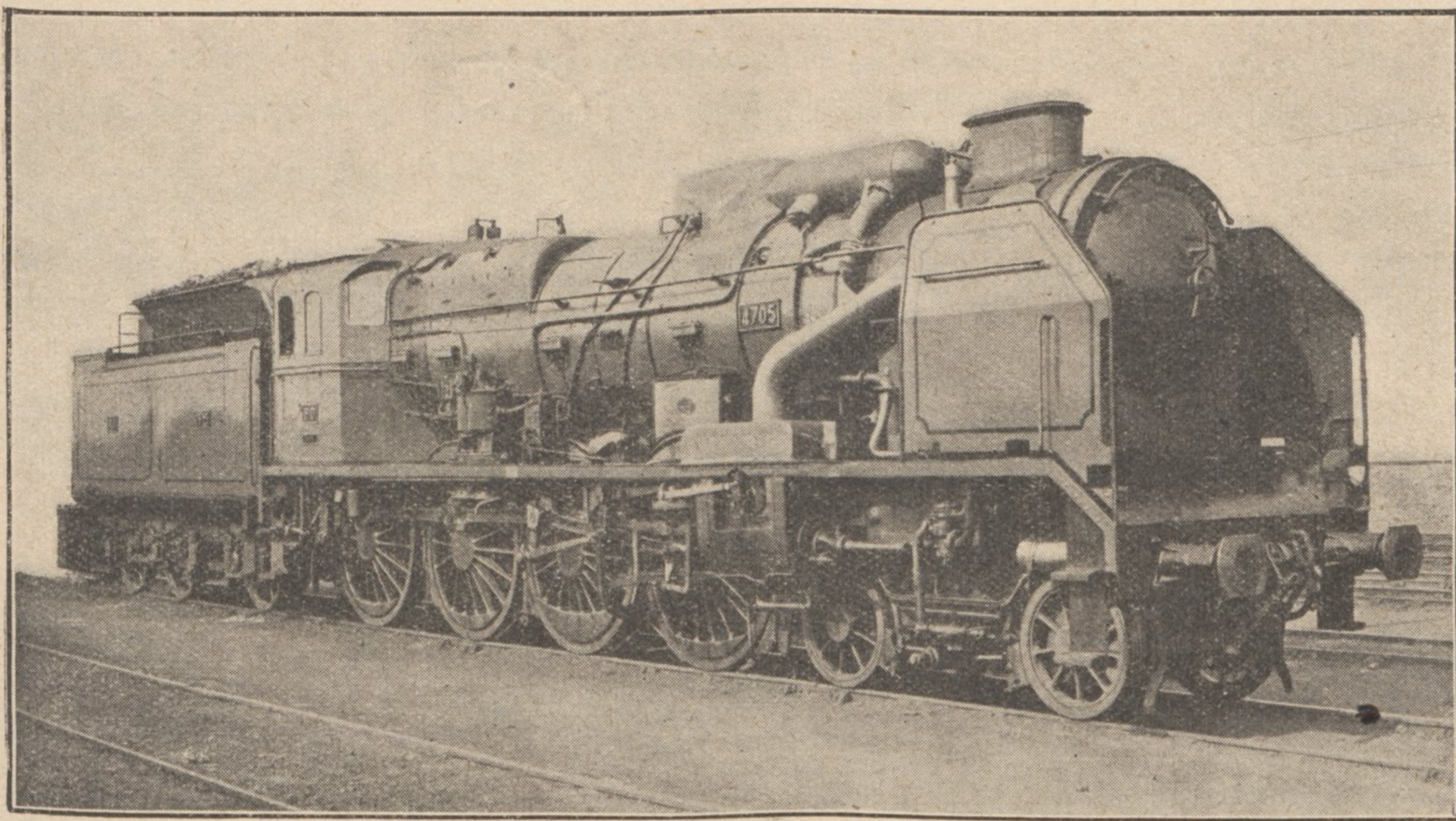
La mise en service de ces locomotives du type Pacific avait été surtout conditionnée par des questions de puissance de vaporisation. Elles devaient en effet remplacer les locomotives Ten Wheel série 4000 (Fig. 2) construites en 1903 et décrites dans le N° de Juillet 1904 de la *Revue Générale* à cause des difficultés dues au manque de production de vapeur que l'on éprouvait avec ce type de locomotive pour remorquer leur charge maximum qui avait été

fixée à 320 t pour une vitesse nominale de 70 à 75 km à l'heure exigeant la montée des rampes de 10 mm par mètre à une vitesse effective de 55 à 60 km à l'heure.

Les conditions de marche ainsi imposées aux locomotives du type 4000 étaient telles que des allures de combustion de 800 à 900 kg par m² de surface de grille et par heure devenaient nécessaires ; le poids de vapeur saturée produite à la pression de 16 Hpz par kilog de charbon brûlé tombait aux environs de 5 kg correspondant à un rendement thermique de la chaudière de 40 % seulement. La situation était encore rendue plus critique du fait qu'avec l'échappement à double valve alors utilisé le feu s'encrassait progressivement, ce qui venait encore réduire la puissance de vaporisation.

Les locomotives Pacific du type 4500 différaient ainsi surtout du type 4000 par la puissance de leur chaudière dont la surface de grille passait de 3,10 m² à 4,27 m². Le poids adhérent se trouvait légèrement réduit et passait de 54,600 t à 52,305 t. Le diamètre des cylindres HP était par contre légèrement accru, ainsi que celui des cylindres BP passant respectivement de 360 à 390 mm et de 600 à 640 mm. L'effort théorique maximum de traction à 100 % en compound passait de 11 250 kg à 13 000 kg.

Fig. 1. — LOCOMOTIVE 240 TRANSFORMÉE, SÉRIE 4702-4712.



La nouvelle locomotive fit preuve d'avantages importants ; les difficultés de vaporisation précédemment rencontrées disparurent et l'on put porter de 320 à 400 t la charge remorquée aux trains rapides.

Le taux de combustion horaire n'était plus que de 550 kg/m² de surface de grille pour une charge remorquée de 380 t à 60 km/h en rampe de 10 mm au lieu de 850 kg avec 320 t à 52 km/h et le poids d'eau vaporisé par kg de charbon s'élevait à 7 kg au lieu de 5 kg correspondant à un rendement thermique de la chaudière de 57 % au lieu de 40 % avec les machines 4000.

Les locomotives de la série 4501 à 4570 étaient comme les machines 4000 compound à

4 cylindres à vapeur saturée. Elles étaient les secondes machines du type Pacific mises en service en Europe, les premières ayant été construites en 1905 par Maffei pour l'État Badois.

Les essais de surchauffe entrepris en 1906 sur une locomotive Ten Wheel de la Compagnie d'Orléans à simple expansion de construction américaine (1), déterminèrent le Réseau à munir les dernières machines de la série d'un surchauffeur Schmidt. Ces locomotives (série 4571-4600) furent mises en service en 1910. Elles présentèrent par rapport aux machines à vapeur saturée une très grande supériorité se traduisant par une économie de combustible de l'ordre de 20 % (2).

Les locomotives 4500 à surchauffe ont assuré d'une manière à peu près exclusive la traction des trains rapides depuis 1910 jusqu'à ce jour sur la section Vierzon-Limoges. Par contre, ce sont les locomotives à vapeur saturée du même modèle qui ont assuré également d'une manière à peu près exclusive la traction des mêmes trains entre Limoges et Montauban.

Nous avons rendu compte dans le N° de Juillet 1931 de la *Revue Générale*, de la transformation qui a été effectuée sur les locomotives Pacific Compound à grande vitesse de la série 3501 à 3589 elles-mêmes dérivées des locomotives 4500 et construites à partir de 1909.

Il existe actuellement sur le P O-Midi 31 locomotives ainsi modifiées dont les 10 dernières qui présentent quelques perfectionnements nouveaux ont été mises en service au cours du mois d'Août 1934 (Fig. 9) (3). Ces locomotives transformées (série 3701-3721 et 231.722-231.731) sont affectées au service rapide sur les lignes de Bordeaux et de Nantes où elles remorquent des trains tracés à la vitesse de 90 km à l'heure et d'un poids atteignant parfois 800 t tout en réalisant des gains de temps importants sur les horaires.

Ce sont elles qui assurent la traction du « Sud-Express » tracé à la vitesse commerciale de 99,5 km/h entre Paris-Austerlitz et Bordeaux St-Jean (578 km parcourus en 5 h 48 mn avec 3 arrêts intermédiaires) et qui franchit en 1 h exactement les 113 km qui séparent Poitiers d'Angoulême.

Avec une charge de 450 t elles arrivent, en cas de retard, à franchir en 1 h 11 les 134 km de Bordeaux à Angoulême (112,5 km/h), en 58 mn les 113 km d'Angoulême à Poitiers (116,6 km/h) et en 53 mn les 101 km de Poitiers à St-Pierre-des-Corps (114,5 km/h).

Les résultats obtenus avec ces locomotives incitèrent la Compagnie d'Orléans à modifier un certain nombre d'autres machines de la série 3521 à 3589 déjà munies d'un surchauffeur Schmidt en leur faisant subir une transformation moins radicale mais susceptible néanmoins de présenter des avantages importants. Quinze locomotives ainsi modifiées, série 3800 (Fig. 5) reçurent notamment :

(1) Voir *Revue Générale*, N° de Décembre 1906.

(2) *Essais de Vierzon-Limoges* (1926) :

MACHINES	Charge remorquée	Vitesse moyenne à régulateur ouvert	Puissance moyenne indiquée	Taux de combustion horaire par m ² de surface de grille	Eau dépensée par ch.h indiqué	Charbon consommé par ch.h indiqué (all. déduit.)
4528 (vapeur saturée)	400 à 500t	60 km/h	1 000 à 1 300 ch	230 à 325 kg	11,35 l	1,35 kg
4597 (vapeur surchauffée).	400 à 500t	65 km/h	1 100 à 1 500 ch	225 à 290 kg	7,75 l	1,05 kg

(3) Ces 10 locomotives ont reçu lors de leur transformation la nouvelle numérotation P.O.-Midi et constituent la série 231.722 - 231.721, les locomotives 3701 à 3721 devant recevoir les numéros 231-701 à 231-721 et les locomotives 4701 à 4712 les numéros 240-701 à 240-712.

Fig. 2. — LOCOMOTIVE TEN WHEEL, SÉRIE 4000 DE 1903.

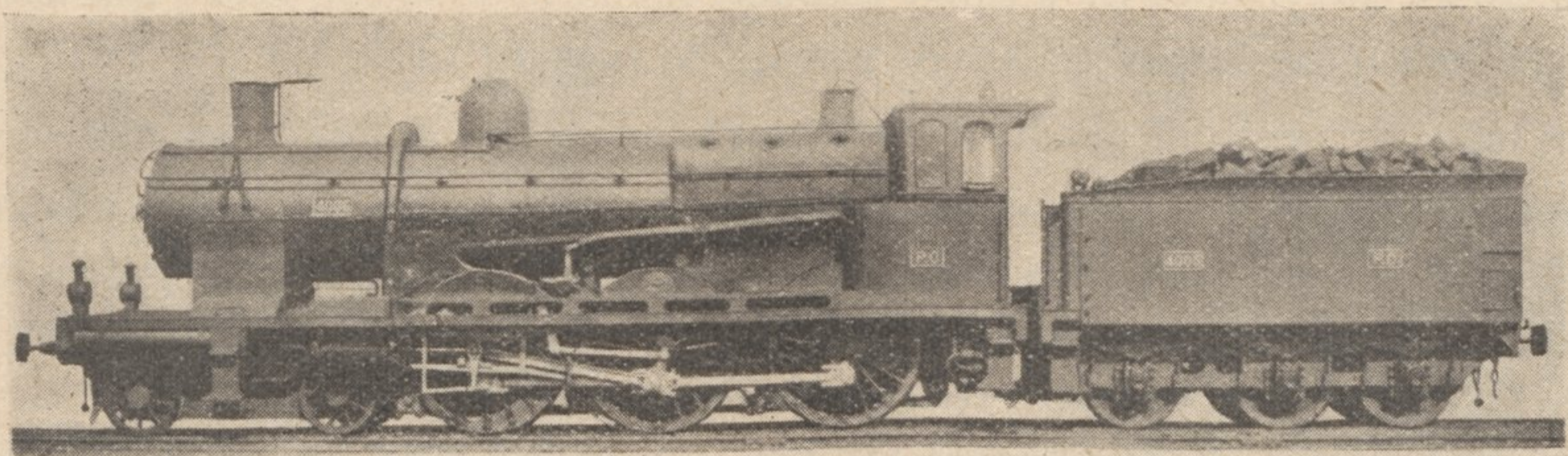


Fig. 3. — LOCOMOTIVE PACIFIC, SÉRIE 4500 DE 1907.

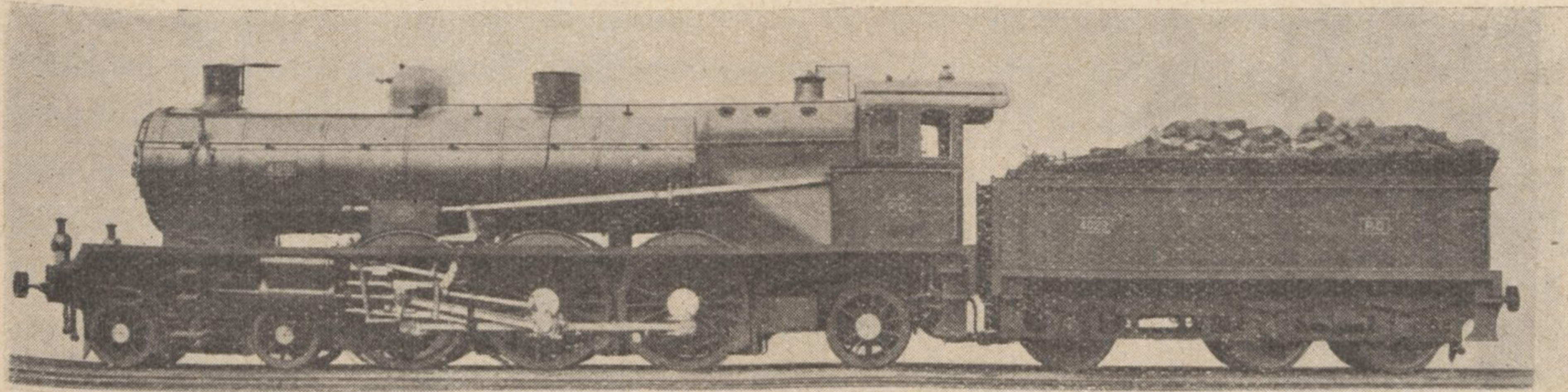


Fig. 4. — LOCOMOTIVE MIKADO SÉRIE 5811 DE 1918.

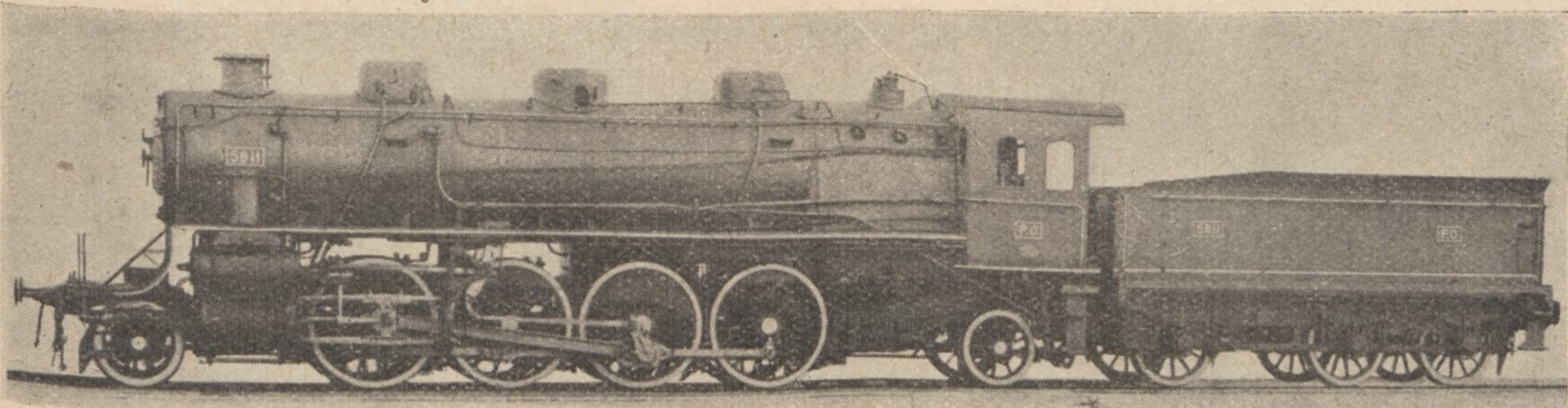


Fig. 5. — LOCOMOTIVE PACIFIC TRANSFORMÉE, SÉRIE 3800 DE 1932.

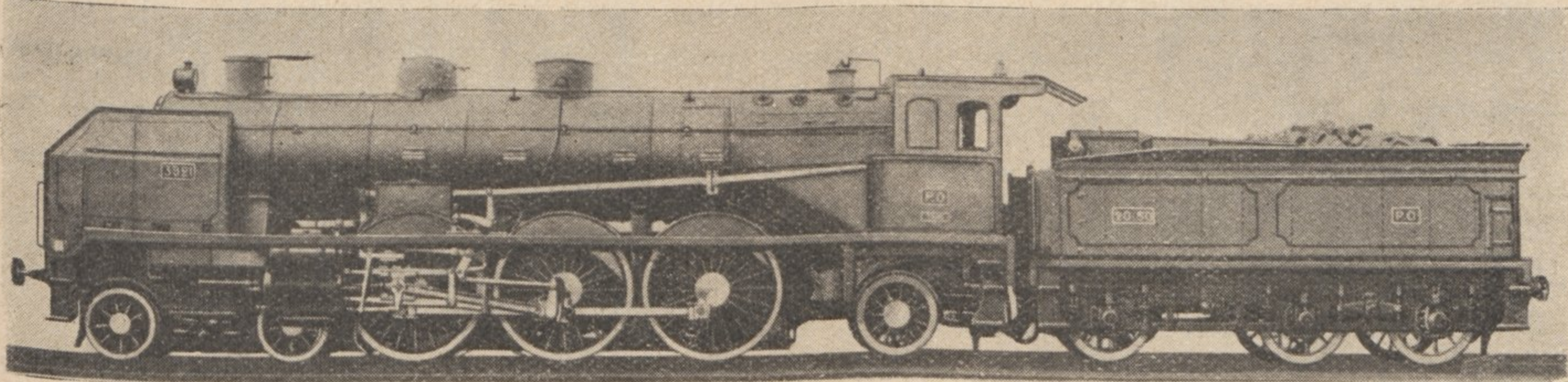
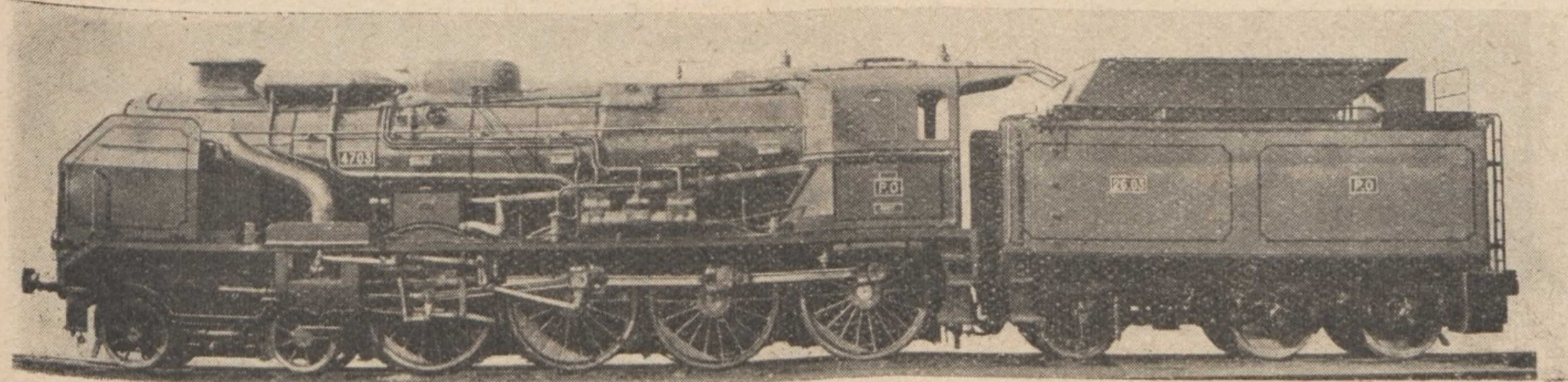


Fig. 6. — LOCOMOTIVE 240 TRANSFORMÉE, SÉRIE 4700 DE 1934.



1° Un groupe de cylindres BP à tiroirs à double admission et double échappement système Willoteaux donnant de larges sections de passage de vapeur (1) ;

2° Des éléments surchauffeurs Houlet en remplacement des éléments Schmidt d'origine ;

3° Un échappement Kylchap à cheminée simple suffisant, sans avoir recours à la cheminée double des 3700, pour obtenir avec une contre-pression acceptable sur les pistons toute la production de vapeur susceptible d'être débitée à 120 km/h et à 60 % d'admission par les cylindres HP de construction conservés sans changement.

Ces locomotives furent spécialement affectées à partir de l'été 1933 à la traction des trains rapides accélérés (trains 67 et 68) entre Vierzon et Toulouse par Montauban.

Malgré les améliorations ainsi obtenues, le faible poids adhérent d'une machine à 3 essieux moteurs restait le principal obstacle à l'accroissement de la charge des trains sur les lignes à rampes de 10 mm par mètre et à courbes et contre-courbes de 500 mètres de rayon. C'est ainsi que dans de bonnes conditions d'adhérence les locomotives 3800 qui présentent une charge de 54,360 t sur leurs essieux moteurs, à peu près comme les locomotives du type 4000 de 1903 ne peuvent pas remorquer, sans risques de perte de temps due aux patinages et avec des sablières en parfait état, des charges supérieures pendant l'été à 530 t environ.

Lorsque le rail est mauvais (temps de brouillard ou de rosée), c'est-à-dire lorsque le coefficient d'adhérence s'abaisse à une valeur de 1/7 ou au-dessous la charge limite permise par le poids adhérent de ces machines n'est plus que de 350 t environ (2).

La charge des trains express et rapides atteignant ou dépassant fréquemment ces charges limites, il était nécessaire de recourir au dédoublement des trains avec toutes les sujétions et dépenses qu'il entraîne.

Le moment était donc venu d'envisager l'utilisation entre Vierzon et Toulouse de locomotives présentant un poids adhérent plus élevé que celui des machines Pacific.

On était ainsi conduit à envisager l'adoption d'une machine à quatre essieux couplés.

Les locomotives « Mikado » série 5800 (Fig. 4) à simple expansion et à surchauffe timbrées à 12 Hpz à roues motrices de 1,65 m de diamètre, construites en 1918 par l'A.L.C^o., ont permis de résoudre partiellement la question d'adhérence (poids adhérent 69,450 t), mais leur puissance maxima de 2 100 ch indiqués environ, nettement inférieure à celle de 2 700 ch des 3 800 ne permettait pas d'envisager aux mêmes vitesses qu'avec ces dernières la traction des trains rapides accélérés surchargés à 600 ou 650 t.

(1) Voir *Revue Générale*, N° de Septembre 1932.

(2) Nous donnons ci-dessous, suivant le coefficient d'adhérence, les charges susceptibles d'être remorquées en rampe de 10 mm par mètre et en courbe de 500 m de rayon, d'une part pour les Machines Pacific de 54 t de poids adhérent, d'autre part pour les nouvelles machines à bogies et 4 essieux couplés de 77 t de poids adhérent (chiffres déduits des essais au wagon-dynamomètre).

A) adhérence 1,5 (rail sec)			B) adhérence 1/6 (rail moyen)			C) adhérence 1/7 (rail mauvais)		
V	Pacific	" 240 "	V	Pacific	" 240 "	V	Pacific	" 240 "
30 km/h	640 t	1 000 t	30 km/h	510 t	810 t	30 km/h	400 t	660 t
40 »	580	910	40 »	480	730	40 »	370	600
50 »	550	850	50 »	430	680	50 »	340	550
60 »	530	750	60 »	410	650	60 »	320	530
70 »	480	650	70 »	400	630	70 »	300	510

Fig. 7. — LOCOMOTIVE 4521 TRANSFORMÉE, PROTOTYPE DES LOCOMOTIVES 4700.

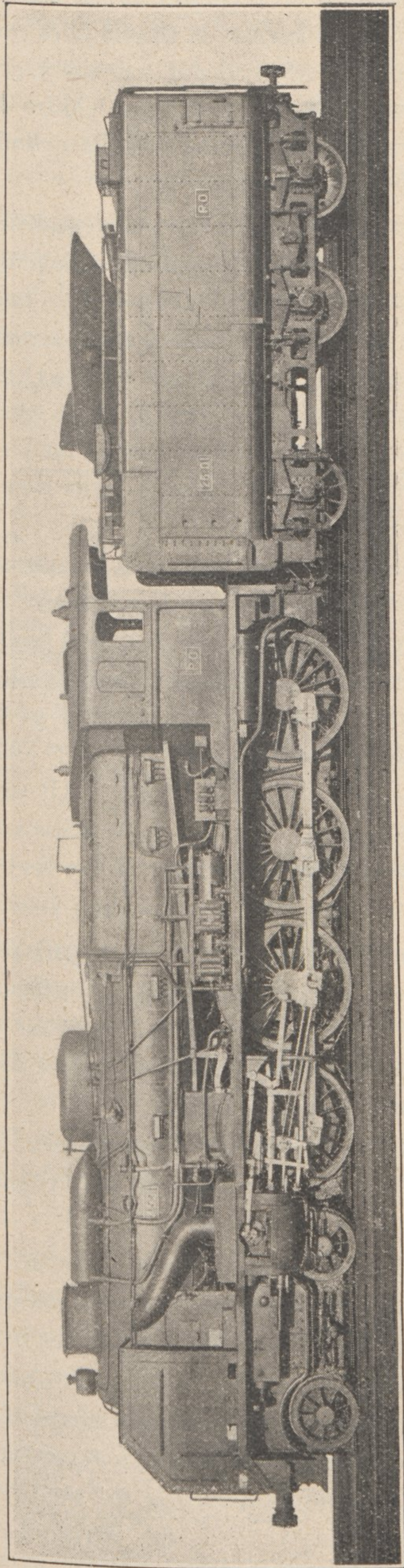


Fig. 8. — LOCOMOTIVE 240 TRANSFORMÉE, SÉRIE 4702-4712.

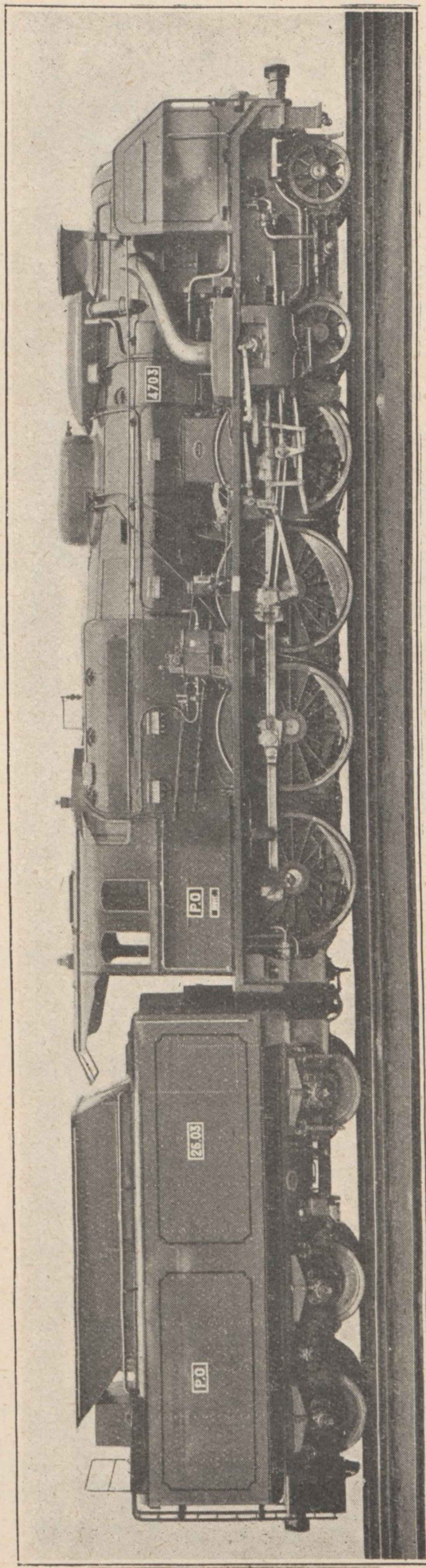
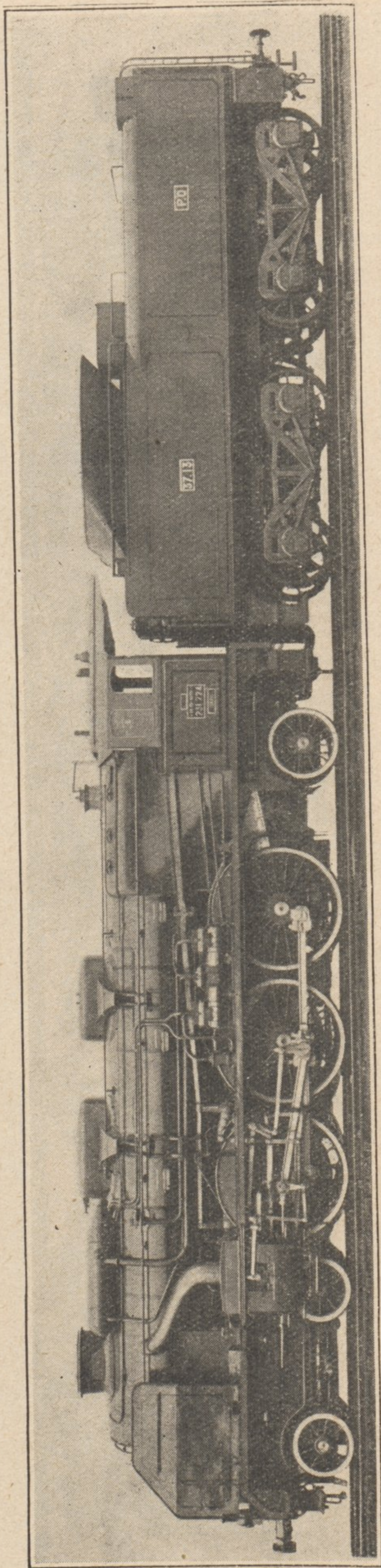


Fig. 9. — LOCOMOTIVE PACIFIC TRANSFORMÉE SÉRIE 231.722 - 231.731.



D'autre part, le diamètre relativement faible des roues motrices des machines 5800 (1,65 m.) et l'absence de bogie à l'avant leur interdisaient la traction des trains rapides sur les sections relativement longues à profil facile (1), leur vitesse limite étant fixée au chiffre déjà relativement élevé pour une locomotive à 2 cylindres de ce modèle, de 100 km à l'heure.

Il apparaissait nécessaire, dans de telles conditions, d'avoir recours à un nouveau type de locomotive capable non seulement de remorquer des charges nettement supérieures à 500 t en rampe de 10 mm par mètre aux plus grandes vitesses actuellement admises, mais encore de remorquer les mêmes trains à la vitesse continue de 120 km à l'heure sur les parties faciles du parcours. Ce problème imposait l'emploi d'une locomotive munie d'un bogie à l'avant.

Les accroissements de puissance et de rendement obtenus par la transformation des locomotives 3700 permirent de trouver une solution au problème posé en transformant purement et simplement les locomotives « Pacific » de la série 4500 en locomotives du type 240, c'est-à-dire à bogie et 4 essieux couplés, le 4^e essieu venant prendre la place de l'essieu porteur AR de la machine Pacific (loc. 4700, Fig. 1, 6, 7, 8). Mais cette solution interdisait l'emploi du foyer débordant et forçait à revenir au foyer étroit des Machines 4000.

On obtint néanmoins la puissance de vaporisation voulue en donnant à la grille une longueur suffisante permettant d'obtenir une surface d'environ 3,80 m², chiffre inférieur de 10 % seulement à la surface de la grille trapézoïdale de la machine initiale.

Cette diminution était largement compensée par ailleurs par l'accroissement de rendement de l'appareil moteur.

C'est ainsi que, parti d'une locomotive « Pacific » de 4,27 m² de surface de grille ayant une puissance indiquée maxima en régime continu (essais aux locomotives-frein) de 1 800 ch pour les locomotives à vapeur saturée et de 2 100 ch pour les locomotives à vapeur surchauffée, on aboutit à une locomotive du type 240 à foyer étroit

(1) Qui existent entre Vierzon et Argenton (95 km) et entre Montauban et Narbonne (201 km).

ayant une surface de grille de 3,80 m² d'une puissance indiquée maxima *continue* de 3 800 ch (accroissement de 80 % sur la machine à surchauffe de 1910).

Le poids adhérent de la nouvelle locomotive a pu être porté à 77 t environ, ce qui permet, comme on l'a vu ci-dessus, de remorquer, toutes choses égales d'ailleurs, c'est-à-dire avec le même coefficient d'adhérence et le même degré d'efficacité des sablières, des charges de 700 t dans les conditions mêmes où la charge de 530 t peut être emmenée par les locomotives *Pacific*.

Pratiquement, on a pu supprimer le dédoublement devenu normal des trains de nuit 67 et 68, le tonnage actuellement remorqué en été les jours de surcharge variant de 600 à 650 t. Les rampes de 10 mm par mètre sont gravies normalement à des vitesses variant de 50 à 65 km/h.

En palier, avec les mêmes charges, la vitesse de 120 km à l'heure est aisément soutenue.

Ci-dessous les caractéristiques fondamentales des locomotives 4000, 4501, 4571, 3800, 3702, 231.722, 5811 et 4702 qui ont été mentionnées ci-dessus :

Série	4000	4501	4571	3800	3702	231.722	5811	4702
Type	230	231	231	231	231	231	141	240
Année de mise en service	1903	1907	1910	1932	1932	1934	1918	1934
Timbre Hpz	16	16	16	16	17	17	12	20
Surface de grille m ²	3,10	4,27	4,27	4,33	4,33	4,33	4,69	3,76
Diamètre des cylindres HP. mm	360	390	420	420	420	420	620	440
Diamètre des cylindres BP. mm	600	640	640	640	640	650	»	640
Course des pistons HP mm	640	650	650	650	650	650	700	650
Course des pistons BP mm	640	650	650	650	650	690	»	650
Diamètre des roues motrices. mm	1,85	1,85	1,85	1,95	1,95	1,95	1,65	1,85
Poids total en kg	75 300	90 000	92 200	96 560	101 800	102 500	92 000	109 040
Poids adhérent kg	54 600	52 305	52 650	54 360	57 300	57 300	69 450	76 400

PRINCIPES OBSERVÉS DANS L'ÉTUDE DE LA NOUVELLE LOCOMOTIVE

Les principes qui ont été suivis dans la transformation de ces nouvelles machines sont exactement ceux qui ont été appliqués lors de la transformation des machines « *Pacific* » précédentes des séries 3700 et 3800. Toutefois, on a profité de cette nouvelle étude pour progresser dans la même voie en accroissant encore les sections de passage offertes par le circuit de vapeur.

On a ainsi été conduit à utiliser aux cylindres HP des soupapes de 200 mm de diamètre à l'admission et de 210 mm à l'échappement au lieu de 185 et 190 mm respectivement pour les machines *Pacific* 3702 - 3721 et aux cylindres BP des soupapes d'admission de 265 mm et des soupapes d'échappement de 275 mm au lieu de 240 mm.

Les nouveaux résultats obtenus nous ont d'ailleurs incités à faire profiter de la même amélioration les 10 dernières locomotives *Pacific* 231-722 à 231-731 à roues motrices de 1,95 m de diamètre qui ont été le plus récemment transformées, leurs cylindres BP de volume accru ayant reçu des distributeurs identiques à ceux des cylindres correspondants des locomotives du type 4700.

En ce qui concerne la chaudière les excellents résultats obtenus sur le Réseau du Nord avec des grilles étroites d'une longueur de 3,50 m considérée pourtant déjà comme exceptionnelle

Machines 3. 1200) nous permettait d'escompter des résultats similaires avec la grille de 3,80 m que la puissance demandée à la nouvelle machine nous conduisait à adopter. Et tout comme dans la machine du Nord la grande longueur à donner à cette grille et par conséquent au foyer limitait la longueur à donner au faisceau tubulaire qui dût être raccourci de 5,90 m à 4,25 m.

Afin de ne pas diminuer de ce fait la puissance de production des surfaces de chauffe indirectes, nous ne pouvions faire mieux que de suivre la voie ouverte en 1892 au P.-L.-M. par l'Ingénieur en Chef A. Henry en remplaçant le faisceau long à tubes lisses de la Machine Pacific par un faisceau court à tubes « Serve ».

Les tubes que nous avons définitivement adoptés sont précisément ceux qui ont été utilisés sur toutes les machines du P.-L.-M. transformées ou construites entre 1892 et 1904, c'est-à-dire des tubes en acier de 60×65 mm de diamètre mais dont la longueur a été portée à 4,25 m. Comme on le voit ce chiffre est nettement supérieur à celui de 3,25 m correspondant, pour un tirage donné dans la boîte à fumée, *au maximum de production de la chaudière* déterminé dans les expériences classiques de A. Henry ⁽¹⁾.

Nous avons été conduits à cet allongement des tubes pour profiter de l'amélioration apportée au fonctionnement de nos échappements qui rend admissible une forte dépression dans la boîte à fumée parce que la contre-pression à l'échappement reste dans des limites acceptables.

On peut donc se permettre d'augmenter la résistance opposée au passage des gaz par le faisceau tubulaire afin d'en accroître le rendement thermique sans que la puissance de vaporisation maxima s'en trouve réduite grâce au surcroît de tirage obtenu avec les nouveaux échappements.

C'est ainsi que nous avons porté le rapport entre la surface de frottement des gaz à l'intérieur des tubes et leur section de passage au corps de 400, chiffre existant sur les premières locomotives du P.-L.-M. à tubes Serve à 550, ce qui correspond, toutes choses égales d'ailleurs, d'après l'étude de la transmission de chaleur dans les tubes à fumée à un accroissement de chaleur transmise au faisceau tubulaire d'environ 30 à 40 %.

Malgré le raccourcissement du corps cylindrique dont le diamètre de la virole \mathcal{R} qui est tronconique a d'ailleurs été accru (1,85 m au lieu de 1,615 m) et grâce à l'allongement du foyer et à son élargissement dans sa partie supérieure, le volume d'eau contenue dans la chaudière est resté très sensiblement le même (8,025 m³ au lieu de 8,22 m³ avec 10 cm d'eau au-dessus du ciel du foyer) que pour la machine Pacific, en outre le volume de vapeur a été accru de près d'un m³ (5,035 m³ au lieu de 3,800 m³).

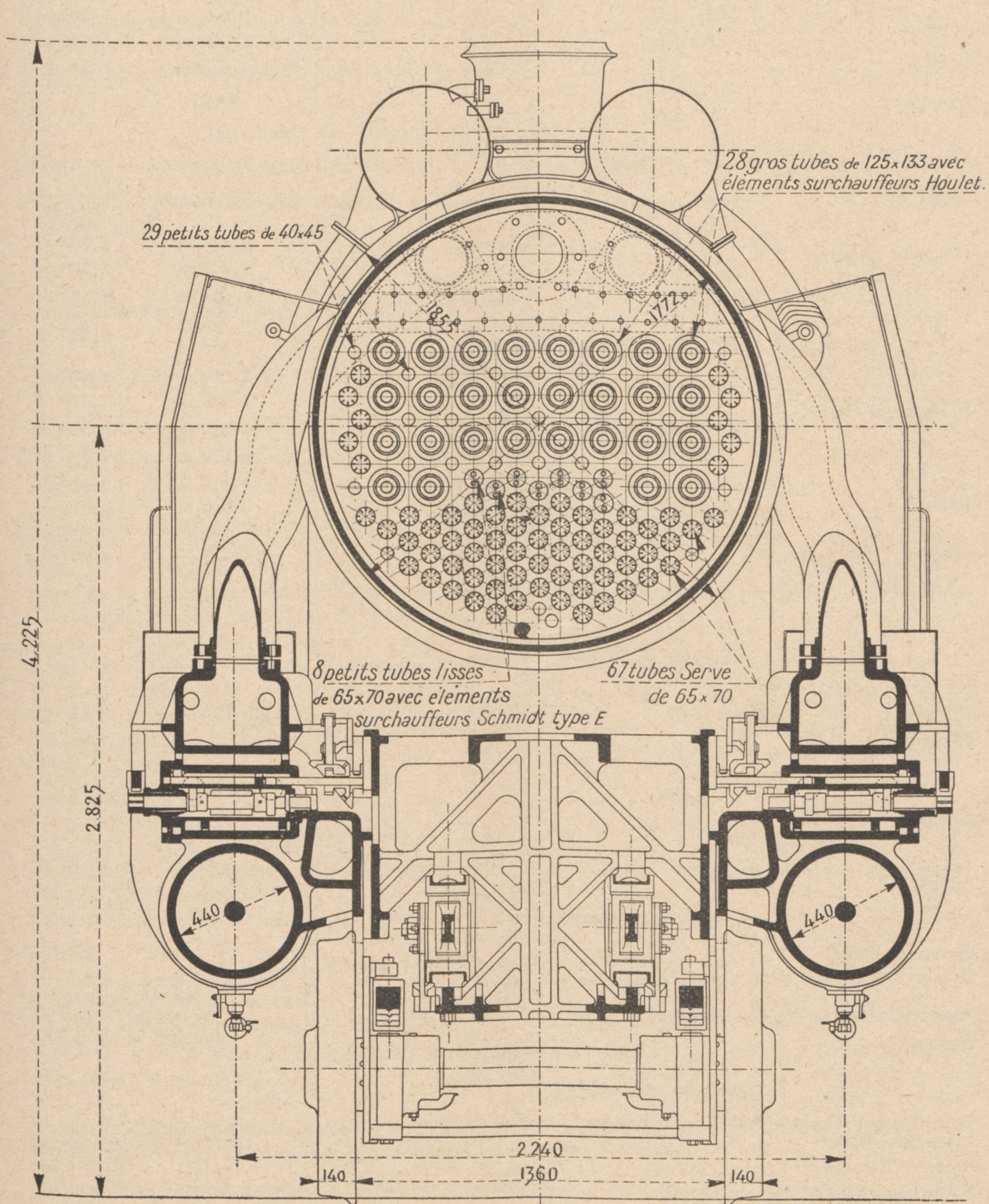
La pression dans la chaudière a été portée de 16 à 20 Hpz dans le but notamment d'obtenir un effort de traction suffisant avec un rapport de détente encore convenable même aux grands efforts de traction, le volume des cylindres BP de l'ancienne locomotive ayant dû, pour des raisons d'encombrement, être conservé sans changement.

Enfin comme les locomotives transformées du type Pacific 3700, cette machine du type 240 est munie d'un siphon Nicholson, d'un surchauffeur Houlet donnant une surchauffe de 400°, d'un réchauffeur d'eau ACFI Intégral prélevant la vapeur sur la colonne d'échappement. Ce réchauffeur est muni d'un nouveau dispositif permettant de supprimer les variations de pression dans la colonne d'échappement, variations qui se produisent avec les réchauffeurs à pompe au moment où l'eau est injectée dans le condenseur.

(1) Voir *Annales des Mines*, 9^e série, année 1894.

2^o Remplacement de la chaudière à foyer débordant à grille trapézoïdale et à tubes lisses timbrée à 16 Hpz de la locomotive Pacific par une chaudière à foyer étroit à tubes Serve timbrée à 20 Hpz, munie d'un siphon Nicholson et d'un surchauffeur Houlet. (1)

Fig. 13. — COUPE TRANSVERSALE SCHEMATIQUE DE LA LOCOMOTIVE 4701.



(1) Voir Bulletin de l'Association Internationale du Congrès des Chemins de fer, N^o de Juin 1929.

TABLEAU I

		4501 à 4570	4571 à 4600	4702 à 4712	
Grille					
Longueur		2,900 m		3,780 m	
Largeur	{ à l'avant	0,985 m		0,995 m	
	{ à l'arrière	1,880 m		0,995 m	
Surface	G	4,27 m ²		3,76 m ²	
Inclinaison	{ à l'avant		12°10'	17°	
	{ à l'arrière			11°	
Foyer					
Type		Belpaire, en cuivre		Belpaire en acier avec siphon Nicholson	
Longueur intérieure ...	{ en haut	2,444 m		3,330 m	
	{ en bas	2,842 m		3,700 m	
Largeur intérieure	{ en haut	1,375 m		1,578 m	
	{ en bas	{ à l'avant	0,985 m		0,995 m
		{ à l'arrière	1,880 m		
	Hauteur intérieure	{ au-dessus du cadre	{ à l'avant	2,120 m	2,260 m
{ à l'arrière			1,520 m	1,430 m	
{ au-dessus de l'axe de la chaudière		{ à l'avant	0,320 m	0,320 m	
		{ à l'arrière	0,270 m	0,255 m	
Epaisseur	{ des parois latérales, du ciel et de la place R ..	0,016 m		0,010 m	
	{ de la plaque tubulaire	0,030 m		0,015 m	
	{ des parois du siphon Nicholson	Néant		0,010 m	
Volume	V	6,930 m ³		8,200 m ³	
Rapport du volume du foyer à la surface de grille	$\frac{V}{G}$	1,620		2,180	
 Tubes à fumée 					
Nature du métal			Acier		
Nombre	{ lisses	{ petits	261	151	28
		{ gros	Néant	24	30
	{ Serve		Néant	Néant	86
Diamètres ...	{ lisses	{ petits	50 × 55	50 × 55	39,5 × 44,5
		{ gros	Néant	125 × 133	125 × 133
	{ Serve		Néant	Néant	60 × 65
Longueur entre plaques tubulaires		5,900 m		4,250 m	
Éléments surchauffeurs					
Nature du métal		»	acier	acier	
Nombre et type des éléments surchauffeurs		»	21 éléments Schmidt	30 éléments Houlet	
Diamètre extérieur des boucles allant au collecteur		»	0,038 m	0,040 m	
Epaisseur		»	0,0035 m	0,004 m	
Surface de chauffe					
Foyer (comptée au-dessus de la grille) moins le siphon « Nicholson » pour machines 4700		15,37 m ²		20,684 m ²	
Siphon « Nicholson »		»		4,216 m ²	
Surface de chauffe totale du foyer		15,37 m ²		24,9 m ²	

	4501 à 4570	4571 à 4600	4702 à 4712
Surface de chauffe (suite)			
Tubes (développement intérieur)..... T	241,88 m ²	195,60 m ²	188,71 m ²
Surface de chauffe totale..... S	257,25 m ²	210,97 m ²	213,61 m ²
Rapport de la surface de chauffe des tubes à celle du foyer..... $\frac{T}{F}$	15,7	12,7	7,57
Rapport de la surface de chauffe totale à celle de la grille..... $\frac{S}{G}$	60,2	49,4	56,75
Surface de surchauffe			
Surface de surchauffe (développement extérieur)..... s	Néant	63,50 m ²	67,02 m ²
Rapport entre la surface de surchauffe et la surface de chauffe..... $\frac{s}{S}$	Néant	0,30	0,314
Chaudière			
Longueur extérieure de la boîte à feu.....	2,800 m	2,800 m	3,743 m
{ en haut.....			
{ en bas.....	3,100 m	3,100 m	3,9555 m
Largeur extérieure de la boîte à feu.....	1,748 m	1,748 m	1,972 m
{ en haut.....			
{ en bas { à l'avant.....	1,205 m	1,205 m	1,205 m
{ en bas { à l'arrière.....	2,100 m	2,100 m	1,205 m
Diamètre intérieur du corps cylindrique.....	1,640 m	1,680 m	1,728 m
{ Virole N.....			
{ Virole milieu.....			
{ Virole R.....	1,640 m	1,680 m	1,728 m
Longueur du corps cylindrique (entre la plaque N de boîte à feu et la plaque tubulaire de boîte à fumée).....	5,750 m	4,037 m	4,037 m
Epaisseur des tôles du corps cylindrique.....	0,020 m	0,022 m	0,022 m
Epaisseur de la plaque tubulaire de boîte à fumée.....	0,025 m	0,025 m	0,025 m
Hauteur au-dessus du rail de l'axe de la chaudière.....	2,825 m	2,850 m	2,850 m
Hauteur au-dessus du rail du dessous du cadre de foyer à l'N.....	0,97 m	0,97 m	0,855 m
Volume d'eau avec 10 cm au-dessus du ciel de foyer.....	8,620 m ³	8,220 m ³	8,025 m ³
Volume de vapeur total.....	3,800 m ³	5,035 m ³	5,035 m ³
Volume total de la chaudière.....	12,420 m ³	12,020 m ³	13,060 m ³
Longueur intérieure de la boîte à fumée.....	2,000 m	2,465 m	2,465 m
Diamètre intérieur de la boîte à fumée.....	1,680 m	1,684 m	1,684 m
Timbre de la chaudière.....	16 Hpz	16 Hpz	20 Hpz
Cheminée			
Diamètre intérieur de chacune des deux chemi- nées pour les machines 4700.....	0,440 m	0,470 m	0,470 m
{ en haut.....			
{ dans la partie rétreinte.....	0,380 m	0,403 m	0,403 m
Hauteur du dessus de la cheminée au dessus du rail.....	4,225 m	4,252 m	4,252 m
Section de passage des gaz			
A travers les portes du cendrier..... C	0,56 m ²	0,68 m ²	0,68 m ²
A travers la grille (à secousses)..... 0,35 G	1,50 m ²	1,45 m ²	1,45 m ²
A travers les tubes. { surchauffeurs (dans la section la plus encombrée) ts	»	0,185 m ²	0,2376 m ²
{ bouilleurs..... tb	0,51 m ²	0,297 m ²	0,2566 m ²
{ Totale..... t	0,51 m ²	0,482 m ²	0,4942 m ²
Au col des deux cheminées (totale)..... c	0,1134 m ²	0,2614 m ²	0,2614 m ²
Rapport de la section de passage des gaz à travers les tubes surchauffeurs à la section de passage des gaz à travers les tubes bouilleurs..... $\frac{ts}{tb}$	»	0,63	0,925

	4501 à 4570	4571 à 4600	4702 à 4712	
Section de passage des gaz (suite)				
Rapport de la section de passage des gaz à travers l'ensemble de la tubulure dans la section la plus encombrée à la surface de grille $\frac{t}{G}$	0,1193	0,1122	0,1275	
Rapport de la section de passage des gaz au col des deux cheminées à la surface de grille $\frac{c}{G}$	0,0266		0,0695	
Rapport de la section de passage de l'air à travers les portes du cendrier à la surface de grille $\frac{C}{G}$	0,131		0,181	
Châssis				
Ecartement intérieur des longerons ..	à l'avant	1,410 m	1,410 m	
	au milieu	1,240 m	1,240 m	
	à l'arrière	1,180 m	1,240 m	
Epaisseur des longerons	à l'avant	0,032 m	0,032 m	
	à l'arrière (sous la partie débordante du foyer)	0,030 m	0,032 m	
Longueur totale de la machine à l'extrémité des tampons	13,405 m		13,010 m	
Longueur maximum du tablier	12,700 m		12,300 m	
Ecartement des essieux	1 ^{er} et 2 ^e	2,300 m	2,300 m	
	2 ^e et 3 ^e	1,700 m	1,700 m	
	3 ^e et 4 ^e	1,950 m	1,950 m	
	4 ^e et 5 ^e	1,950 m	1,950 m	
	5 ^e et 6 ^e	2,600 m	2,100 m	
	extrêmes	10,500 m	10,000 m	
Roues montées et essieux				
Diamètre des roues (avec bandages de 50 mm) mesuré au cercle de roulement	bogie	0,920 m	0,920 m	
	accouplées	1,800 m	1,800 m	
	\mathcal{R}	1,100 m	..	
Jeu latéral de chaque côté de la machine	des essieux dans les coussinets	4 mm	1 mm	
	des coussinets dans les boîtes d'essieux	45 mm pour le 6 ^e essieu, 0 pour les autres.	0	
	des boîtes d'essieux dans leurs glissières	4 mm	1 mm	
Jeu latéral de chaque côté de la machine	du châssis du bogie	butée N	± 79 mm	± 109 mm
		pivot	± 45 mm	± 50 mm
		butée \mathcal{R}	± 20 mm	± 35 mm
Hauteurs (H) et épaisseurs (E) des boudins m. m. La hauteur est mesurée par rapport au cercle de roulement. L'épaisseur est prise à 10 mm au-dessous du cercle de roulement	1 ^{er} , 2 ^e , 5 ^e , 6 ^e essieux	H = 31 E = 32,5	4 ^{er} , 2 ^e , 6 ^e essieux { H = 31 E = 32,5	
	3 ^e essieu	H = 27 E = 28,1	3 ^e essieu { H = 27 E = 28,1	
	4 ^e essieu	H = 20 E = 16	4 ^e essieu { H = 14 E = 9,7	
			5 ^e essieu { H = 20 E = 16	
Ecartement des bandages	1,360 m		1,360 m	

	4501 à 4570		4571 à 4600		4702 à 4712			
	Haute pression	Basse pression	Haute pression	Basse pression	Haute pression		Basse pression	
Mouvement								
Nombre de cylindres.....	2	2	2	2	2	2		
Diamètre des cylindres.....	0,390 m	0,640 m	0,420 m	0,640 m	0,440 m	0,640 m		
Course des pistons.....	0,640 m	0,650 m	0,650 m	0,650 m	0,650 m	0,650 m		
Section des cylindres.....C	0,1195 m ²	0,3215 m ²	0,1386 m ²	0,3215 m ²	0,1520 m ²	0,3215 m ²		
Volume engendré par une course complète des pistons.....V	0,0776 m ³	0,209 m ³	0,090 m ³	0,209 m ³	0,099 m ³	0,209 m ³		
Rapport des volumes... $\frac{V_{BP}}{V_{HP}}$	2,69		2,32		2,11			
Volume des espaces morts...E	0,0101 m ³	0,0213 m ³	0,017 m ³	0,0213 m ³	0,02472 m ³	$\left\{ \begin{array}{l} A 0,03655 m^3 \\ R 0,03230 m^3 \end{array} \right.$		
Rapport du volume des espaces morts au volume engendré par une course complète des pistons..... $\frac{E}{V}$	13 ‰	10,2 ‰	13 ‰	10,2 ‰	25 ‰	$\left\{ \begin{array}{l} A 17,5 ‰ \\ R 15,35 ‰ \end{array} \right.$		
Écartement d'axe en axe des cylindres.....	2,230 m	0,680 m	2,230 m	0,680 m	2,240 m	0,680 m		
Inclinaison sur l'horizontale..	2° 20'	2° 20'	2° 20'	2° 20'	2° 20'	2° 20'		
Longueur des bielles motrices.L	2,050 m	1,800 m	2,050 m	1,800 m	2,050 m	1,800 m		
Rayon des manivelles.....R	0,325 m	0,325 m	0,325 m	0,325 m	0,325 m	0,325 m		
Rapport de la longueur des bielles au rayon des manivelles..... $\frac{L}{R}$	6,30	5,54	6,30	5,54	6,30	5,54		
Volume des boîtes à vapeur.HP	0,0185 m ³	—	0,0203 m ³	—	0,125 m ³	—		
Volume du réservoir intermédiaire.....	—	0,540 m ³	—	0,540 m ³	—	0,650 m ³		
Rapport du volume de la boîte à vapeur à celui engendré par le piston.....	0,238	1,30	0,226	1,30	1,25	1,55		
Distribution								
Type de distribution.....	Tiroirs cylindriques et mécanisme Walschaerts	Tiroirs plans et mécanisme Walschaerts	Tiroirs cylindriques et mécanisme Walschaerts	Tiroirs plans et mécanisme Walschaerts	Soupapes avec cames oscillantes et mécanisme Walschaerts			
Diamètre des distributeurs...	0,260 m	—	0,230 m	—	0,200 m	0,210 m	0,265 m	0,275 m
Course maximum des distributeurs.....	0,1335 m	0,144 m	0,1335 m	0,144 m	0,0265 m	0,025 m	0,0345 m	0,0325 m
Recouvrement à l'admission (1)	0,054 m	0,054 m	0,054 m	0,054 m	18° 1/3		13° 1/2	
Découvrement à l'échappement	0,006 m	0,010 m	0,006 m	0,010 m	2°		4°	
Introduction moyenne maximale sur les 2 faces du piston....	78,5 ‰	80,5 ‰	78,5 ‰	80,5 ‰	78 ‰		80 ‰	

(1) Pour les Machines 4700 à distribution par soupapes les recouvrements et découverts sont indiqués en fonction des déplacements angulaires de la manivelle de commande de l'arbre à cames par rapport à sa position moyenne.

Sections de passage de vapeur	4501 à 4570		4571 à 4600		4702 à 4712	
	Haute pression	Basse pression	Haute pression	Basse pression	Haute pression	Basse pression
Section du régulateur.....	0,0115 m ²		0,0115 m ²		0,02396 m ²	
Section d'un tuyau d'admission..... a	0,0095 m ²	0,0154 m ²	0,0095 m ²	0,0154 m ²	0,02087 m ²	0,03205 m ²
Section des lumières d'introduction... A	0,0216 m ²	0,0275 m ²	0,0210 m ²	0,0275 m ²	0,0296 m ²	0,0525 m ²
Section des lumières d'échappement.. E	0,0216 m ²	0,0275 m ²	0,0210 m ²	0,0275 m ²	0,0324 m ²	0,05635 m ²
Section des conduits entre les lumières et le cylindre.....	0,0144 m ²	0,0255 m ²	0,0152 m ²	0,0255 m ²	0,0265 m ²	0,0406 m ²
Section d'un tuyau d'échappement... e	0,0154 m ²	0,0452 m ²	0,0154 m ²	0,0452 m ²	0,03205 m ²	0,0671 m ²
Rapport de la section des cylindres à la section des lumières d'introduction. $\frac{C}{A}$	5,43	11,7	6,6	11,7	5,12	6,13
Rapport de la section des cylindres à la section des lumières d'échappement. $\frac{C}{E}$	5,43	11,7	6,6	11,7	4,69	5,82
Rapport de la section des cylindres à la section du tuyau d'admission..... $\frac{C}{a}$	12,56	20,88	14,57	20,88	7,29	10,04
Rapport de la section des cylindres à la section du tuyau d'échappement.. $\frac{C}{e}$	7,75	7,1	9,0	7,1	4,74	4,79

(1) L'encombrement des ailettes intérieures aux soupapes a été déduit et compté pour 5 % de la section de l'orifice circulaire de la lumière.

Échappement	4501 à 4570	4571 à 4600	4702 à 4712
	Type de l'échappement.....	Trèfle	Trèfle
Diamètre des tuyères d'échappement.....	0,211 m	0,211 m	0,120 m
Dimensions des amorces de barrettes placées à la sortie des tuyères (4 barrettes trapé- zoïdales surélevées par tuyère).....	Néant	Néant	0,013 × 0,038 × 0,040
Section d'une tuyère d'échappement.....	0,0123 à 0,0222 m ²	0,0123 à 0,0222 m ²	0,0100 m ²
Section totale des deux tuyères.....	—	—	0,0200 m ²
Poids			
Machine vide (avec bandages de 50 mm)...	81 350 kg	83 600 kg	101 600 kg
En ordre moyen de marche	1 ^{er} essieu.....	11 210 kg	16 320 kg
	2 ^e ».....	11 210 kg	16 320 kg
	3 ^e ».....	17 435 kg	19 100 kg
	4 ^e ».....	17 435 kg	19 100 kg
	5 ^e ».....	17 435 kg	19 100 kg
	6 ^e ».....	15 275 kg	16 550 kg
TOTAUX.....	90 000 kg	92 200 kg	109 040 kg
Poids adhérent.....	52 305 kg	52 650 kg	76 400 kg

3° Remplacement des cylindres HP et BP par des cylindres munis d'une distribution par soupapes commandées par arbre à cames oscillant et coulisse Walschaerts suivant le système Lentz-Dabeg.

4° Remplacement des diverses tuyauteries ou dispositifs faisant partie du circuit parcouru par la vapeur depuis le régulateur jusqu'à l'échappement par des tuyauteries et dispositifs offrant une section de passage sensiblement accrue.

5° Remplacement de l'échappement variable à trèfle par un échappement Kylchap ⁽¹⁾ double du type fixe.

6° Application d'un réchauffeur d'eau d'alimentation système ACFI Intégral, branché sur la colonne d'échappement, muni d'un régulateur de débit destiné à maintenir constant le vide dans la boîte à fumée.

En outre, comme on l'a vu plus haut, la machine a été munie de dispositifs spéciaux permettant d'atteindre sans inconvénient les plus grandes vitesses : bielles BP allégées, essieux coudés à manivelles équilibrées, graissage mécanique des boîtes d'essieux.

Enfin, la haute surchauffe adoptée (400° C) a nécessité le remplacement des graisseurs à condensation par des graisseurs mécaniques.

Les figures 7. et 8 donnent les vues longitudinales de la locomotive transformée.

Les figures 10 et 11 donnent les vues schématiques longitudinales de la locomotive avant et après transformation.

Les figures 12 et 13 donnent les vues schématiques des coupes longitudinales et transversales de la locomotive 4701 qui diffère par quelques détails des locomotives suivantes et notamment par les dispositions de son faisceau tubulaire (Tubes Serve de 65 × 70 mm au lieu de 60 × 65 mm, 28 éléments Houlet plus 4 éléments Schmidt à petits tubes (20 × 24 mm) type E au lieu de 30 éléments Houlet).

Le tableau I (p. 122 à 126) donne les dimensions principales et les poids des locomotives 4500 à vapeur saturée de celles à vapeur surchauffée et des nouvelles locomotives N° 4702 à 4712.

La Pl. I qui donne la coupe longitudinale de ces dernières locomotives permet de se rendre compte de leurs dispositions d'ensemble.

Dans la description ci-dessous nous nous bornerons à signaler les particularités principales des nouvelles locomotives.

CHAUDIÈRE

Foyer (Fig. 14 et 15). — Comme on l'a déjà vu le foyer du type étroit présente la particularité d'avoir une longueur de 3,780 m mesurée suivant l'inclinaison de la grille. Bien que ce chiffre dépasse largement celui de 3 m généralement admis comme maximum compatible avec les facilités de la chauffe, l'expérience a montré que ce foyer ne présentait aucune difficulté de chargement ; l'inclinaison choisie pour la grille par ailleurs (11° à l'R, 17° à l'A) est normale.

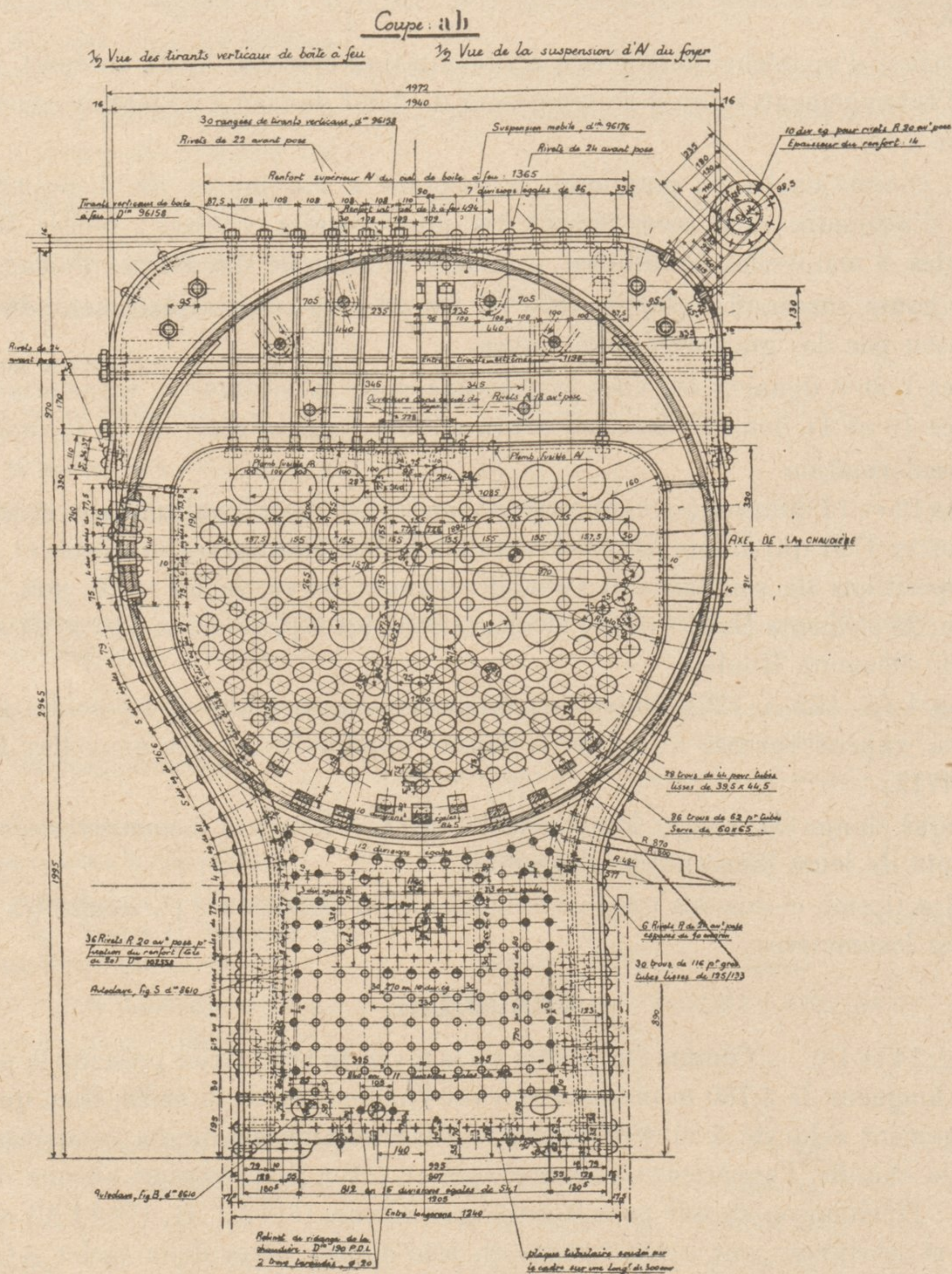
Le foyer et le siphon sont confectionnés en tôle d'acier extra doux (acier A) de 10 mm d'épaisseur. Les entretoises sont également en acier extra doux sauf celles situées sur le pourtour des flancs où l'effet des dilatations est plus particulièrement à craindre, ces dernières sont en bronze maganésé. Toutes ces entretoises ont un diamètre de 23 mm, sauf celles situées autour du point d'insertion du siphon Nicholson sur la plaque tubulaire qui, également en bronze manganésé, ont un diamètre de 30 mm.

(1) Voir *Revue Générale*, N°s d'Août et de Septembre 1928 et Bulletin de l'Association Internationale du Congrès des Chemins de fer, N° d'Avril 1933.

Etant donné la pression de 20 Hpz à laquelle est soumise la chaudière, la distance moyenne des entretoises varie de 60 à 75 mm.

La largeur intérieure du foyer à sa partie supérieure a été portée à 1,578 m, de manière à permettre, tout en ménageant des lames d'eau aussi larges que possible, de placer dans la plaque tubulaire le nombre de tubes maximum, le vide dans la boîte à fumée et par conséquent

Fig. 14. — VUE TRANSVERSALE DU FOYER DES LOCOMOTIVES 4702-4712.

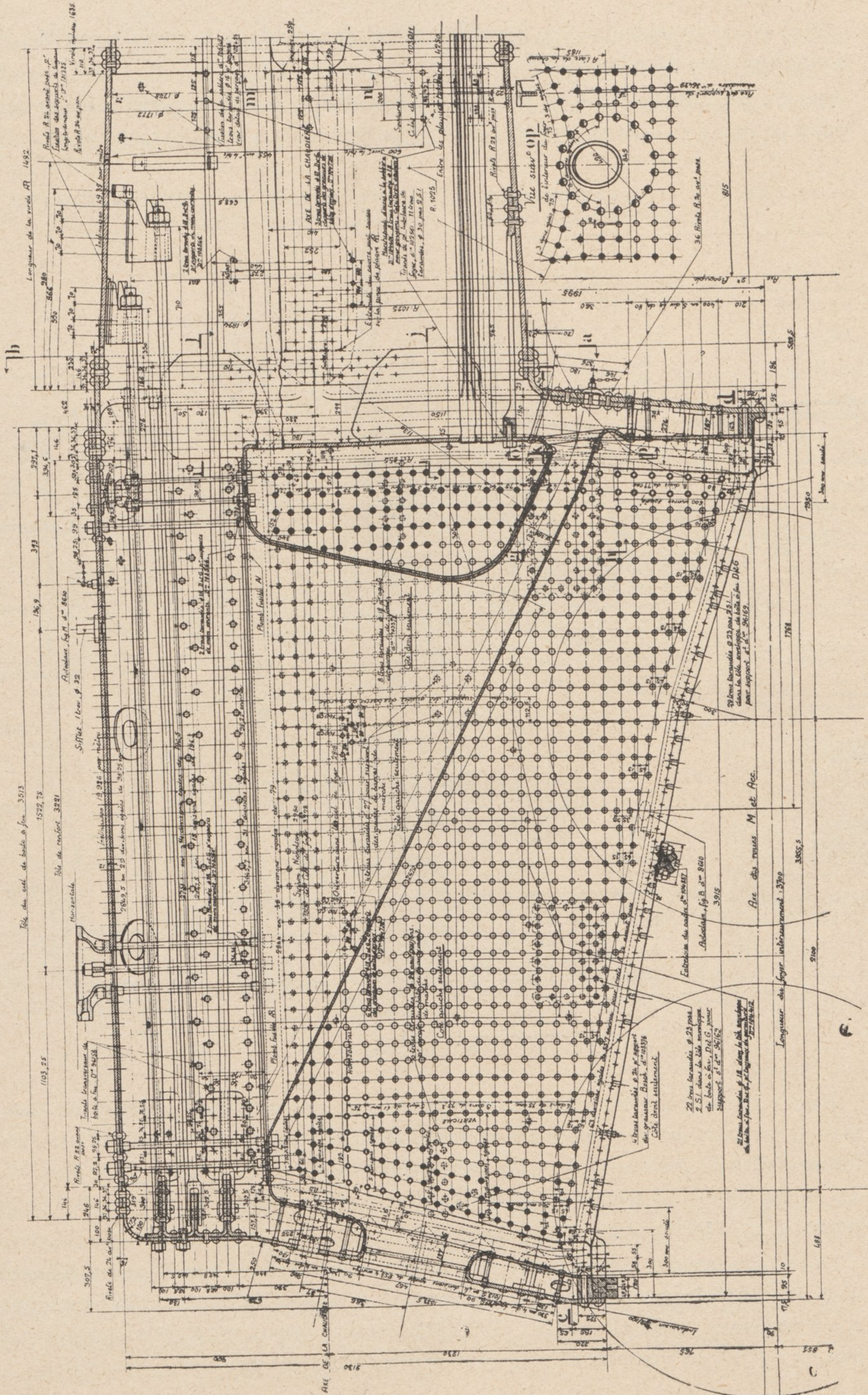


la contre-pression sur les pistons dépendant directement de la section de passage des gaz à travers le faisceau tubulaire.

La hauteur du foyer, mesurée du ciel au-dessous du cadre atteint 2,315 m à l'A' et 1,550 m à l'R. Cette distance entre le ciel du foyer et le dessous du cadre n'a pas pu être portée à un chiffre plus élevé :

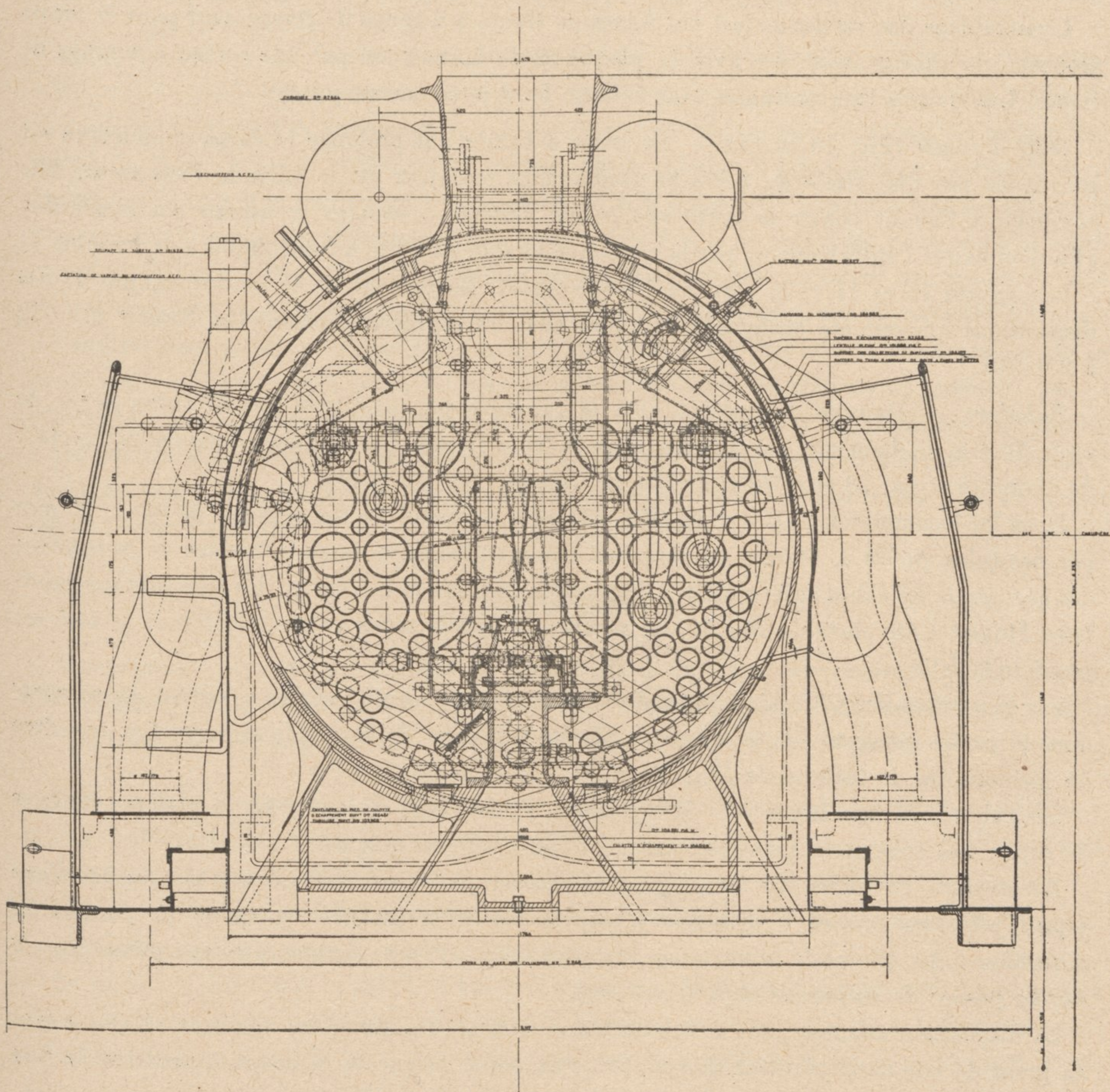
- 1° A cause de la position du cadre déterminée par l'emplacement des essieux ;

Fig. 15. — COUPE LONGITUDINALE DU FOYER DES LOCOMOTIVES 4702-4712.



La plaque R est en outre reliée à la première virole du corps cylindrique par 4 tirants longitudinaux et à la plaque tubulaire de boîte à fumée par 2 tirants. De plus, les plaques A et R sont également reliées entre elles dans chacun des deux angles supérieurs par 2 tirants longitudinaux. Le cadre de porte de foyer est supprimé et remplacé par des emboutis du foyer et de la plaque R soudés entre eux.

Figs 17. — COUPE TRANSVERSALE DE LA BOITE A FUMÉE DES LOCOMOTIVES 4702-4712.



La porte du foyer est autoclave et présente les dimensions juste suffisantes pour alimenter un foyer étroit (420 mm de hauteur sur 360 mm de largeur) limitant ainsi les rentrées d'air froid pendant le chargement.

Afin d'éviter les déformations du cadre du foyer, étant donné sa très grande longueur, une entretoise en forme de croix de St-André relie en leur milieu les côtés les plus longs de ce cadre (voir coupe longitudinale, planche I hors texte).

Corps cylindrique. — Le corps cylindrique est constitué par 3 viroles en acier doux (acier B) en tôle de 22 mm d'épaisseur. La virole *R* comme on l'a vu plus haut est tronconique. Elle présente un diamètre intérieur de 1,728 m à l'avant et de 1,85 m à l'arrière. La virole intermédiaire, cylindrique, présente un diamètre intérieur de 1,684 m. Elle porte le dôme de prise de vapeur. La virole avant présente un diamètre intérieur de 1,640 m sur la machine 4701 et de 1,728 m sur les locomotives 4702-4712. Cette dernière disposition a été adoptée pour accroître l'espace disponible pour la circulation de l'eau entre la virole et les tubes à fumée.

L'assemblage des viroles se fait par lignes de rivure à 2 rangs de rivets, sauf pour la virole tronconique qui est assemblée avec la plaque *N* de boîte à feu par une rivure à 3 rangs de rivets. Les rivures longitudinales sont à franc bord avec couvre-joints.

Boîte à fumée (Fig. 16 et 17). — La boîte à fumée qui prolonge le corps cylindrique est constituée par une virole de 1,708 m de diamètre extérieur et de 12 mm d'épaisseur. Elle comporte à l'avant contre la porte une *trémie destinée à abaisser le niveau des escarbilles*, afin d'en éviter l'entraînement par la cheminée lorsque la boîte à fumée tend à se remplir.

Les figures 16 et 17 et la planche I (hors texte), permettent de se rendre compte de ces dispositions qui ont été également étendues aux dix dernières locomotives Pacific 231.722 à 231.731.

Tubulure. — Dans la locomotive 4701 la tubulure est constituée par 67 tubes Serve de 65×70 mm de diamètre, par 8 tubes lisses de 65×70 mm, par 29 tubes lisses de $39,5 \times 44,5$ de diamètre et par 28 gros tubes de 125×133 mm (Fig. 12 et 13).

Dans les locomotives 4702 à 4712 (Fig. 14) on a remplacé les tubes Serve de 65×70 mm par des tubes de 60×65 mm donnant un rapport plus élevé entre la surface de frottement des gaz contre les tubes et leur section de passage au corps et le nombre des éléments surchauffeurs Houlet a été porté de 28 à 30. Le nombre des petits tubes lisses de $39,5 \text{ mm} \times 44,5$ est passé de 29 à 28.

Les gros tubes des 4702-4712 présentent en outre une forme ondulée à *section décroissante* dans la partie rétreinte située contre la plaque tubulaire de foyer, de manière à y accroître les phénomènes de turbulence (Fig. 15 et Pl. I hors texte).

Les tubes sont mandrinés avec interposition d'une bague en cuivre sur la plaque tubulaire de foyer. Les collerettes sont rabattues et soudées sur les plaques.

La soudure des tubes sur les plaques tubulaires, généralisée au Chemin de fer d'Orléans depuis plusieurs années a donné toute satisfaction et a permis notamment de pousser les chaudières à des allures de vaporisation inusitées jusqu'ici, sans aucune fuite aux tubes (jusqu'à 140 kg par m² de surface de chauffe côté eau),

La disposition adoptée pour la tubulure des 4702-4712 a donné les meilleurs résultats tant au point de vue du rendement thermique qu'au point de vue de la bonne répartition du flux gazeux dans ses diverses parties.

Surchauffeur. — Le surchauffeur de la 4701 comprend 28 éléments Houlet (Fig. 12 et 13) dont le diamètre des tubes d'arrivée et de retour de vapeur est de 32×40 mm.

Par la suite quatre éléments surchauffeurs Schmidt à petits tubes (20×24 mm) (surchauffeur type E) ont été ajoutés dans 8 tubes lisses de 65×70 mm qui ont pris la place de 8 tubes Serve de même diamètre, ceci dans le but d'obtenir une surchauffe dépassant 400° aux fortes allures (410° à 440°).

Tous les coudes côté foyer sont situés à 450 mm de la plaque tubulaire et la partie annulaire de l'élément Houlet règne jusqu'à la plaque tubulaire de boîte à fumée. Les joints des éléments sur le collecteur se font par surface sphérique sur surface conique, sans interposition de matière plastique. Les collecteurs sont à chambres séparées et les boulons de fixation des éléments sur ce collecteur sont en acier G traité, afin d'éviter les fuites par déformation de ces boulons à chaud.

Le surchauffeur des locomotives 4702-4712 (Pl. I) ne comporte que des éléments Houlet au nombre de 30, donnant une section de passage côté vapeur de 242 cm².

Alimentation. — L'alimentation est assurée par un injecteur, non aspirant, du type « Thermix » ayant une tuyère de 12 mm de diamètre. Cet appareil est placé sous l'abri du mécanicien côté droit de la locomotive. Le second appareil d'alimentation est un réchauffeur ACFI du type Intégral, prélevant la vapeur sur la colonne d'échappement, permettant de réchauffer l'eau à une température correspondant à la tension de vapeur saturante égale à la pression dans la colonne d'échappement, c'est-à-dire à une température généralement supérieure à 100° aux fortes allures de marche. Cet appareil possède, en outre, comme on l'a déjà vu, un dispositif de régularisation d'injection d'eau dans le condenseur, de manière à réaliser un prélèvement continu et par suite à faire disparaître les oscillations de pression qui se produisent habituellement dans la colonne d'échappement, variations de pression qui se répercutent sur le tirage et nuisent à la régularité de la combustion. Le diamètre du cylindre à eau chaude et du cylindre à eau froide est de 166 mm pour une course de 250 mm, le diamètre du cylindre à vapeur est de 250 mm. Le débit horaire maximum en eau froide prise au tender est de l'ordre de 18 m³.

MOUVEMENT

Essieu coudé. — L'essieu coudé est du type Built up en 9 parties, à manivelles équilibrées. Les divers éléments constituant cet essieu sont en acier G. Ils sont assemblés à chaud sauf en ce qui concerne les roues qui sont calées à la presse à la manière ordinaire.

Boîtes à huile. — Les corps de boîtes à huile sont en acier forgé. Les coussinets sont en bronze garnis d'alliage blanc. Leurs faces latérales extérieures sont également garnies d'alliage blanc et viennent s'appuyer contre le moyeu des roues dont la surface a été dressée à cet effet.

Les boîtes de l'essieu BP comportent en outre deux coussinets latéraux inférieurs.

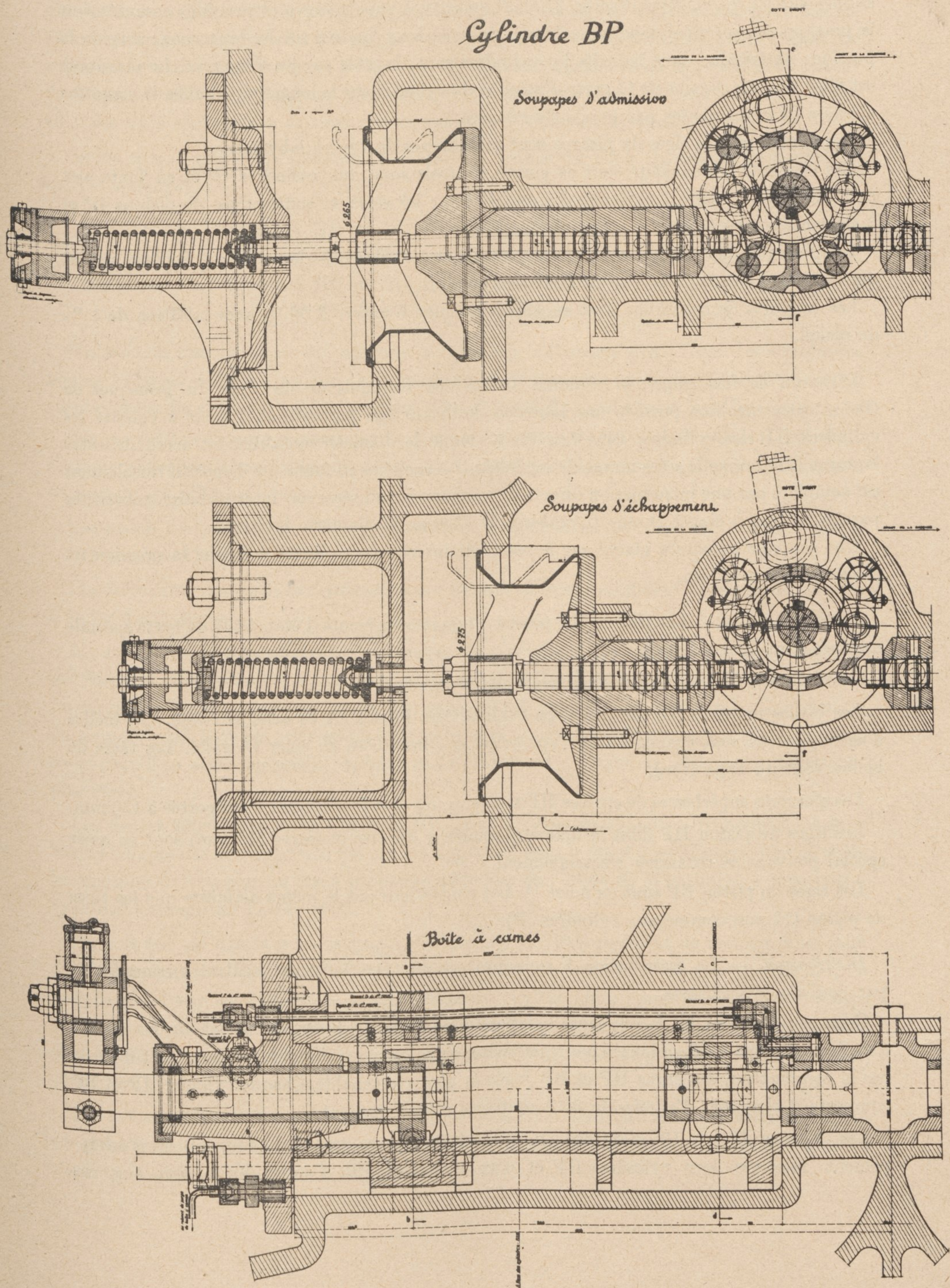
Aucun essieu n'est muni de collets intérieurs.

Le graissage des fusées se fait à la fois par dessus et par dessous. Par dessus, d'une part, à l'aide d'un graisseur mécanique, d'autre part, en cas de secours, à l'aide de graisseurs à tabatière fixés le long de la tonne. Ces graisseurs à tabatière graissent également d'une façon permanente la face latérale du coussinet s'appuyant contre le moyeu des roues, ainsi que les glissières de plaques de garde qui sont munies d'autre part de rappliques en bronze.

Le graissage par dessous se fait à l'aide de tampons de laine à grand débit baignant dans les dessous de boîtes. Les boîtes d'essieux de bogie sont graissées de la même manière.

Cylindres. — Les cylindres sont en fonte dure, d'une nuance spéciale lui permettant de résister aux hautes températures et de résister au frottement.

Fig. 19. — COUPES PAR LES SOUPAPES BP ET LEUR BOITE A CAMES.



Le mode de fixation des cylindres à haute pression sur les longerons est celui qui a déjà été adopté sur les locomotives Pacific 3700. Il consiste à superposer aux procédés caractérisant la pratique européenne, dans laquelle on boulonne les cylindres sur les longerons, ceux de la pratique américaine dans laquelle les cylindres sont clavetés sur les longerons. Le clavetage est ainsi fait aux 4 coins de la patte d'attache du cylindre sur le longeron, à l'aide de clavettes ajustées et immobilisées par points de soudure.

Les garnitures des tiges de pistons sont métalliques du type à labyrinthe.

Les éléments d'étanchéité sont en cuivre électrolytique aux cylindres HP et en fonte aux cylindres BP. Il existe 4 éléments d'étanchéité sur les tiges et contre-tiges de pistons HP et 3 éléments sur les tiges et contre-tiges de pistons BP.

Les plateaux de cylindres sont en acier moulé et sont dessinés de manière à faciliter autant que possible l'entrée de la vapeur dans les cylindres.

Les supports de contretige sont en alliage au plomb cuivre à 50 % avec addition de 1 % de nickel.

Dispositif de démarrage. — Comme toutes les locomotives du type du Bousquet de Glehn, cette machine possède une lanterne de démarrage permettant d'isoler à volonté les cylindres HP des cylindres BP. Mais étant donné le diamètre notablement accru de cette lanterne (225 mm) elle a été munie de segments d'étanchéité en fonte. Ce dispositif d'isolement est complété par une introduction directe de vapeur vive au réservoir intermédiaire, constituée par un robinet à clapet et une tuyauterie de 75 mm de diamètre intérieur.

Une soupape de sûreté placée sur le réservoir intermédiaire limite à 9 Hpz la pression au réservoir intermédiaire.

Pistons et bielles. — Les pistons HP possèdent quatre segments d'étanchéité en fonte spéciale destinés à en limiter l'usure.

Les cylindres BP possèdent trois segments d'étanchéité.

Les bielles motrices BP sont du type évidé allégé. Elles sont en acier D traité. Les bielles d'accouplement sont également du type évidé et constituées en acier D traité. Les têtes de bielles sont du type Nord.

Les glissières supérieures de crosses HP sont en acier G et leur largeur a été portée à 130 mm.

Les tiges de piston HP dont le diamètre ancien a dû être conservé (72 mm) sont en acier spécial pouvant se recharger électriquement.

Les tiges de piston BP sont en acier D. Les contretiges ont le même diamètre que les tiges de piston (72 mm comme aux cylindres HP).

Distribution. — La distribution à soupapes est du type à cames oscillantes commandée par coulisse Walschaerts.

Comme sur toutes les locomotives compound du type du Bousquet de Glehn, les quatre distributions sont indépendantes pour permettre au mécanicien d'employer dans les différents cas la combinaison des crans HP et BP jugée la plus convenable. Chaque cylindre HP et BP comporte 2 soupapes d'admission et 2 soupapes d'échappement.

Les figures 18 et 19 montrent la disposition des soupapes d'admission et d'échappement relatives aux cylindres HP et aux cylindres BP. Comme on le voit sur ces

figures, les soupapes sont du type à double siège, à mouvement horizontal et sont toutes placées au-dessus des cylindres. Leurs tiges, munies de cannelures transversales pour assurer l'étanchéité se meuvent dans des gânes en fonte perlitique, emmanchées à force dans les cylindres et maintenues en outre à l'aide de vis. Les soupapes et leurs tiges ont été étudiées de manière à réaliser un équipage aussi léger que possible, eu égard à leurs dimensions. A cet effet, les tiges sont creuses et leurs accessoires ont été dessinés en conséquence.

On est arrivé aux poids suivants (y compris la moitié du poids du ressort de rappel de chaque soupape) :

Soupapes d'admission	HP de 200 mm de diamètre	3,963 kg
—	BP de 265 mm de diamètre	5,469 kg
Soupapes d'échappement	HP de 210 mm de diamètre	3,972 kg
d°	BP de 275 mm de diamètre	5,433 kg

L'ouverture des soupapes est obtenue à l'aide de culbuteurs dont l'une des extrémités pousse les tiges de soupapes par l'intermédiaire d'un grain en acier rapide et dont l'autre extrémité oscille autour d'un axe solidaire d'un support fixe placé dans la boîte à cames.

Chaque culbuteur porte dans sa partie centrale un galet en acier spécial contre lequel vient s'appuyer la came de commande des soupapes. La fermeture des soupapes s'opère sous l'action de ressorts en hélice.

Les cames d'admission et d'échappement sont goupillées et clavetées sur le même arbre, à 180° l'une de l'autre.

Les différents organes de la distribution ont été spécialement étudiés et renforcés de manière à éviter toute usure.

Les aciers utilisés à cet effet sont pour les parties travaillant à la flexion des aciers présentant une limite de rupture de 120 kg par mm² et pour les parties frottantes devant transmettre des pressions, de l'acier dont la limite de rupture est de 180 kg par mm². Les ressorts de soupapes HP sont en acier spécial résistant aux hautes températures et les ressorts de soupapes BP en acier, également spécial mais présentant un module d'élasticité légèrement plus élevé.

Les figures 20 et 21 pour les cylindres HP, 22 et 23 pour les cylindres BP permettent de se rendre compte des améliorations qui ont été apportées dans le tracé des cylindres des nouvelles locomotives par rapport au tracé adopté en 1926 lors de l'étude de la locomotive 3566 prototype des locomotives Pacific 3700.

On voit que, en décalant les soupapes d'admission et d'échappement de manière à les faire déboucher dans une lumière unique et rectiligne placée à l'extrémité de chaque cylindre, on simplifie le dessin du cylindre et la confection du modèle. On obtient ainsi en même temps qu'une sinuosité moins grande des canaux une meilleure solidité de l'ensemble, les tensions dues aux différences de dilatation du métal tant en service que lors de la coulée y étant beaucoup moindres.

Les tableaux II et III relatifs aux caractéristiques de la distribution de ces machines avant et après transformation donnent une idée de l'accroissement très important réalisé dans les sections de passage offertes à la vapeur.

Fig. 20. — COUPES LONGITUDINALE ET TRANSVERSALE DES CYLINDRES HP DES LOCOMOTIVES 3700.

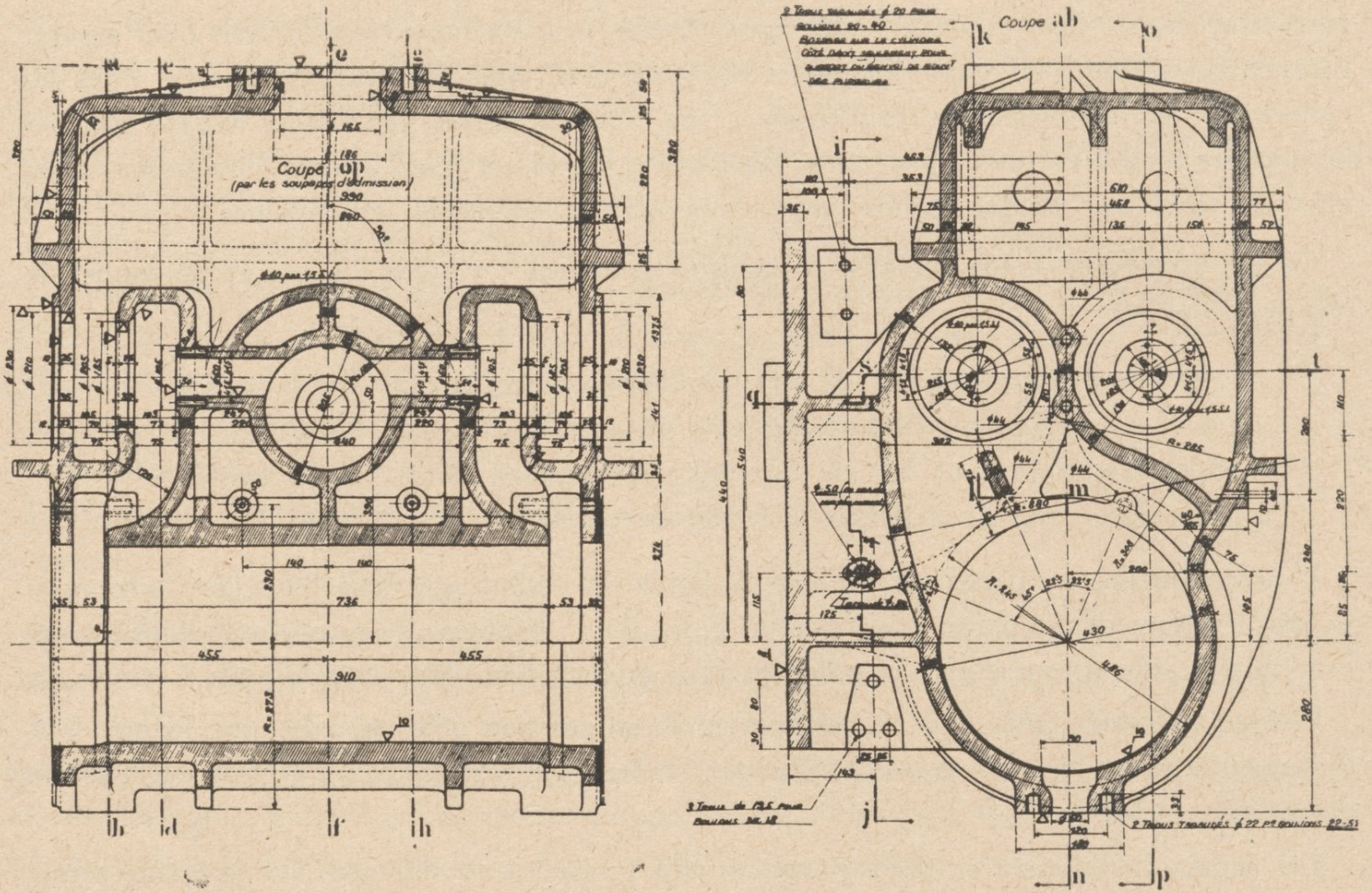


Fig. 21. — COUPES LONGITUDINALE ET TRANSVERSALE DES CYLINDRES HP DES LOCOMOTIVES 4700.

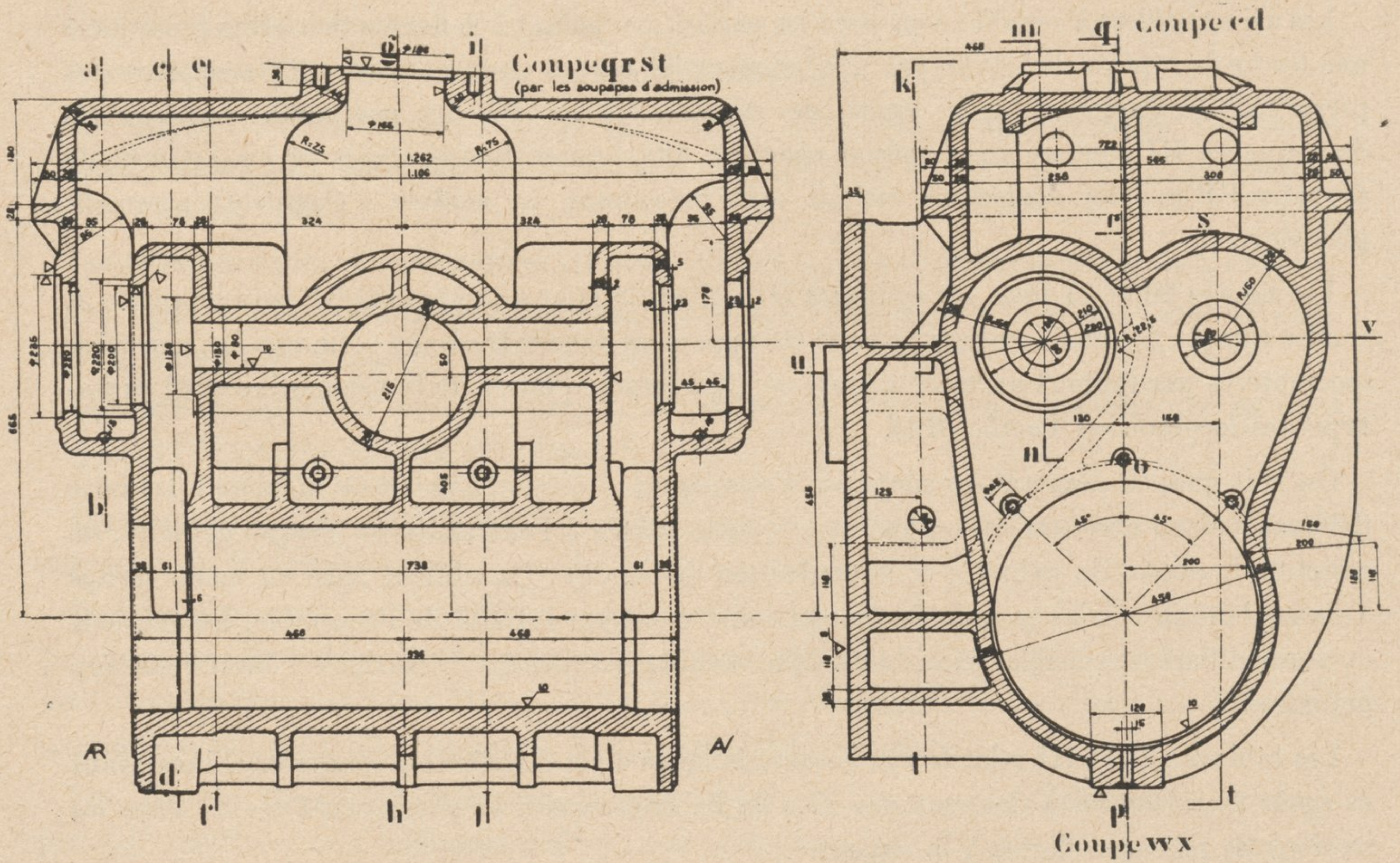


Fig. 22. — COUPES LONGITUDINALE ET TRANSVERSALE DES CYLINDRES BP DES LOCOMOTIVES 3700.

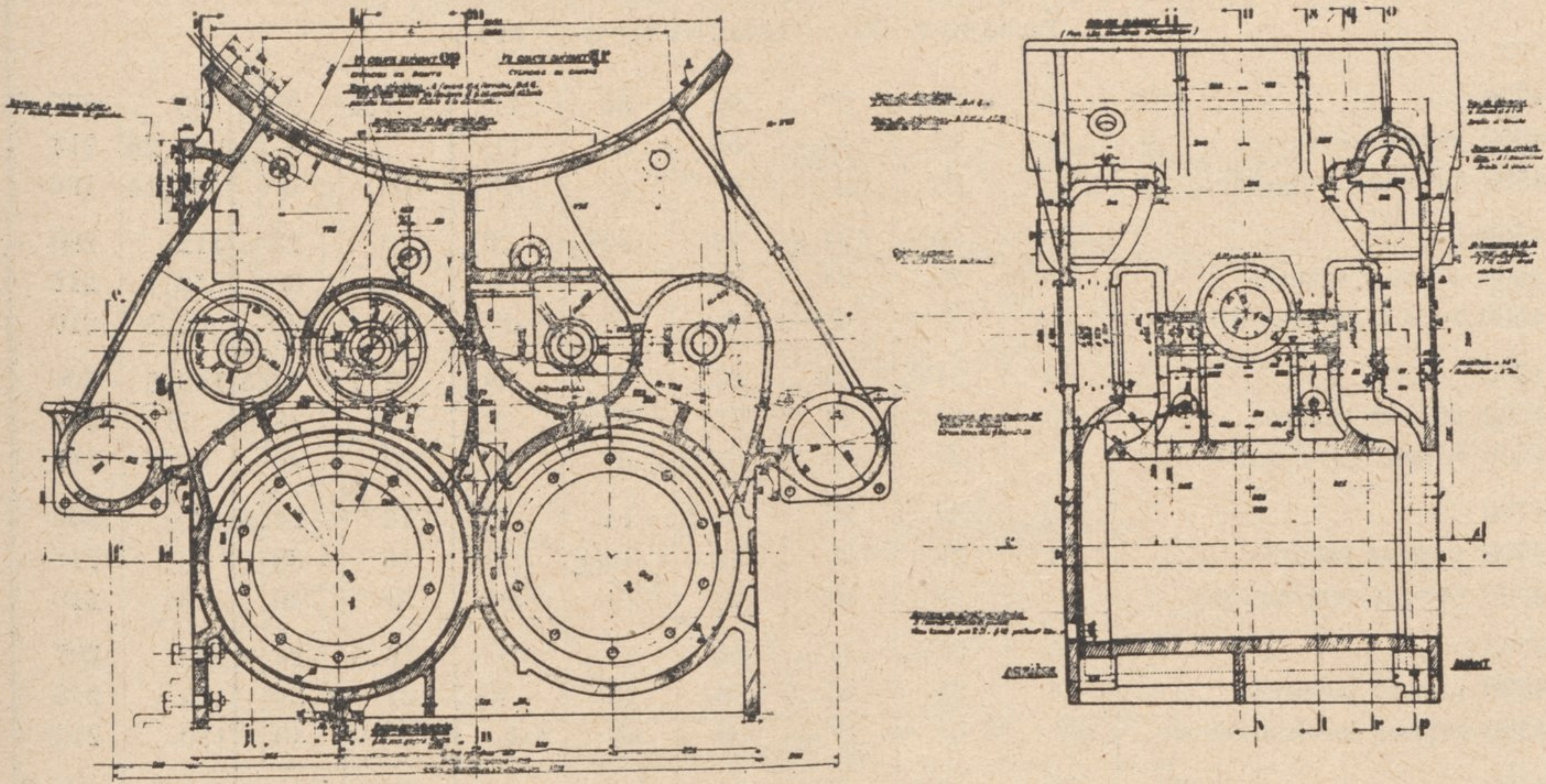
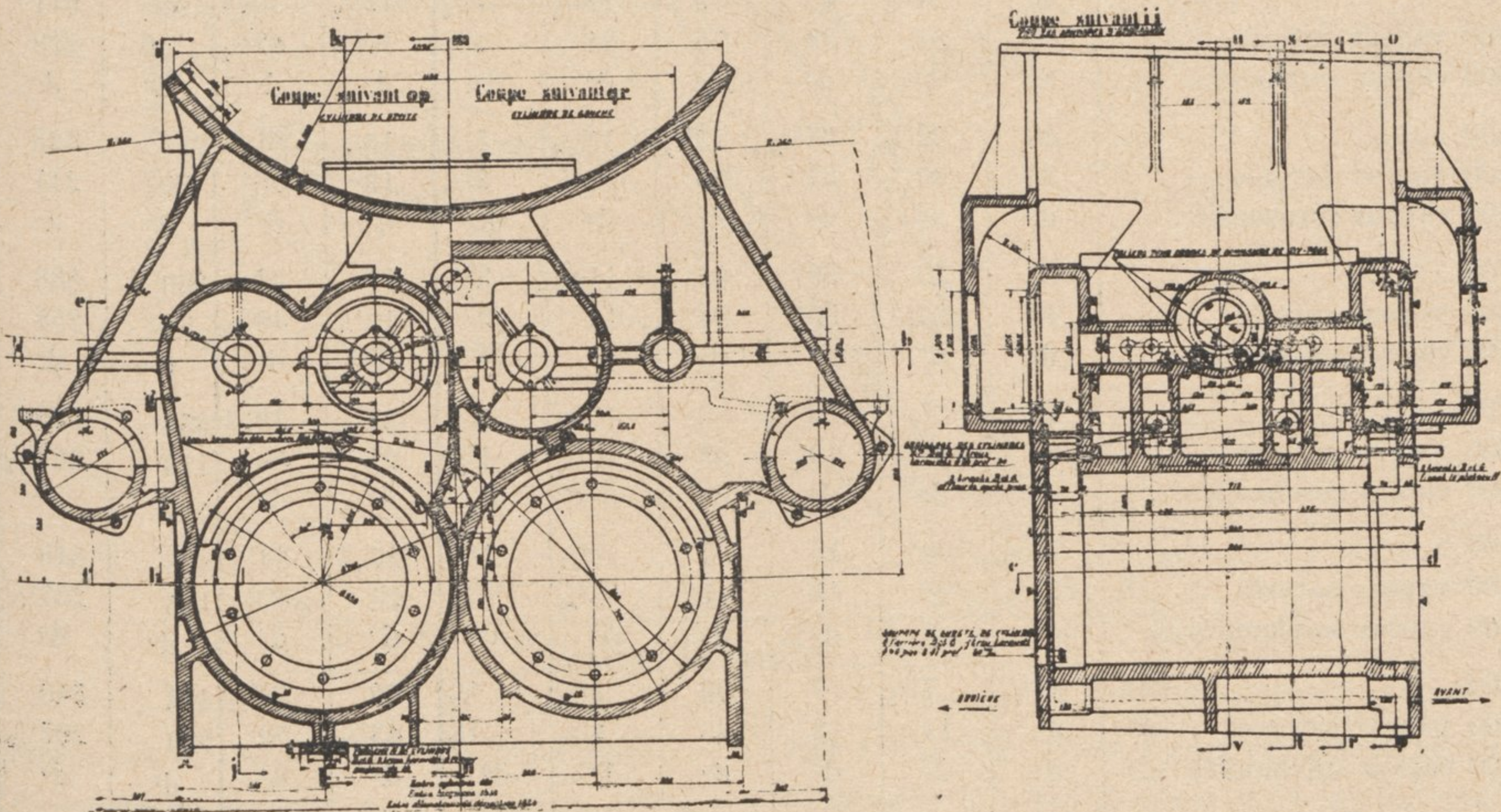
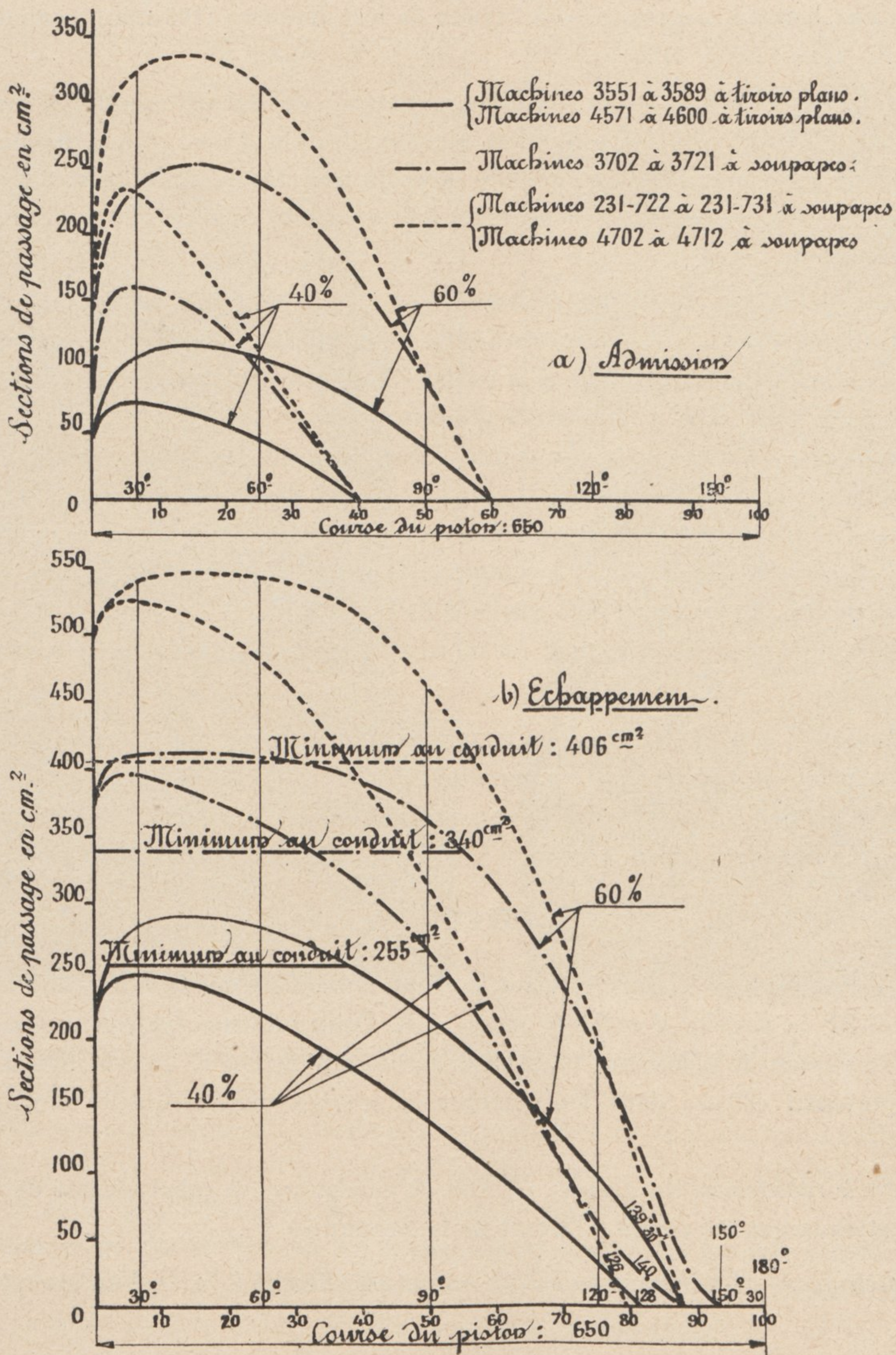


Fig. 23. — COUPES LONGITUDINALE ET TRANSVERSALE DES CYLINDRES BP DES LOCOMOTIVES 4700.



La figure 24 montre, en outre, quelle est la loi d'ouverture des lumières d'admission et d'échappement aux cylindres BP pour des crans de marche de 40 % et de 60 %, dans les locomotives 4571 à 4600 à cylindres BP à tiroirs plans, dans les locomotives 3700 à

Fig. 24. — DIAGRAMMES COMPARÉS DES OUVERTURES DES LUMIÈRES (CYLINDRES BP) DES LOCOMOTIVES 3500, 4500, 3702-3721 et 231.722 à 231.731.



soupapes et dans les locomotives 4700 et 231.722 à 231.731. Cette figure montre dans quelles proportions les sections de passage offertes à la vapeur ont été accrues dans les locomotives transformées de la Compagnie d'Orléans.

Prise de vapeur. — Le dôme qui comporte un séparateur de vapeur (voir coupe longitudinale Pl. I hors texte) est alimenté par un tuyau de section elliptique prenant la vapeur le long de la partie supérieure de la virole tronconique du corps cylindrique.

Le régulateur est à soupapes équilibrées du type américain, offrant des sections de passage à pleine ouverture de 239,6 cm². La vapeur est conduite du régulateur au collecteur, puis du collecteur aux boîtes à vapeur par des tuyaux de fort diamètre (163 mm), comme sur les locomotives du type Pacific 3700.

Echappement (Fig. 16 et 17). — Ces machines sont munies de l'échappement Kylchap double des locomotives 3700. Il en diffère toutefois par l'application d'une grille à flammèches à mailles serrées (6 mm) permettant de réduire la projection des flammèches aux très fortes allures auxquelles ces locomotives sont appelées à fonctionner (vide de 300 à 400 mm dans la boîte à fumée).

Graissage des cylindres et des organes de distribution. — Les cylindres, les tiges de soupapes, les axes, les culbuteurs et les paliers d'arbres à cames sont lubrifiés par un graisseur mécanique à 20 départs. Ce graisseur est placé dans la cabine du mécanicien et actionné à l'aide d'une commande branchée sur celle du chronotachymètre.

Des clapets de retenue sont placés aux points d'aboutissement des tuyaux de graissage, le plus près possible des points à graisser.

Comme nous l'avons vu précédemment, un second graisseur mécanique, placé sur le tablier graisse les 12 fusées des essieux de la locomotive. Il graisse également les quatre glissières de crosses supérieures (2 glissières HP, 2 glissières BP).

La pompe à air, du type bi-compound est lubrifiée à l'aide d'un graisseur à condensation à un départ.

Calorifugeage. — Les tôles de chaudière et la face intérieure des tôles enveloppes ont été enduites d'une peinture à la poudre d'aluminium.

Les tuyaux d'admission, les tuyaux de communication, les parois des cylindres et leurs plateaux ont été calorifugés à l'amiante.

DIVERS

Sablières. — Une sablière à air, placée sur le corps cylindrique permet de sabler les roues motrices HP et BP en marche *N* et BP en marche *R*. Deux sablières également à air logées sous le tablier à l'avant de la locomotive, sablent les roues *N* de bogie, dans le but d'obtenir un sablage préventif efficace dans les nombreuses courbes dans lesquelles circulent ces locomotives.

Ecrans contre le rabattement des fumées. — Afin de combattre les rabattements de fumées, deux écrans latéraux ont été placés à l'avant de la locomotive (1).

Eclairage électrique. — L'éclairage de la locomotive est effectué à l'aide d'un groupe turbo-dynamo.

Chronotachymètre. — Ces locomotives sont munies d'un chronotachymètre Hausshaelter indiquant la vitesse jusqu'à 150 km/h.

(1) Voir *Revue Générale*, N° de Juillet 1929.

Les figures 25 et 26 donnent les vues d'avant et d'arrière des nouvelles locomotives.

* * *

Enfin les tenders de 20 m³ qui étaient attelés aux locomotives de la série 4500 ont également

Fig. 25. — VUE DE L'AVANT DES LOCOMOTIVES 4702-4712.

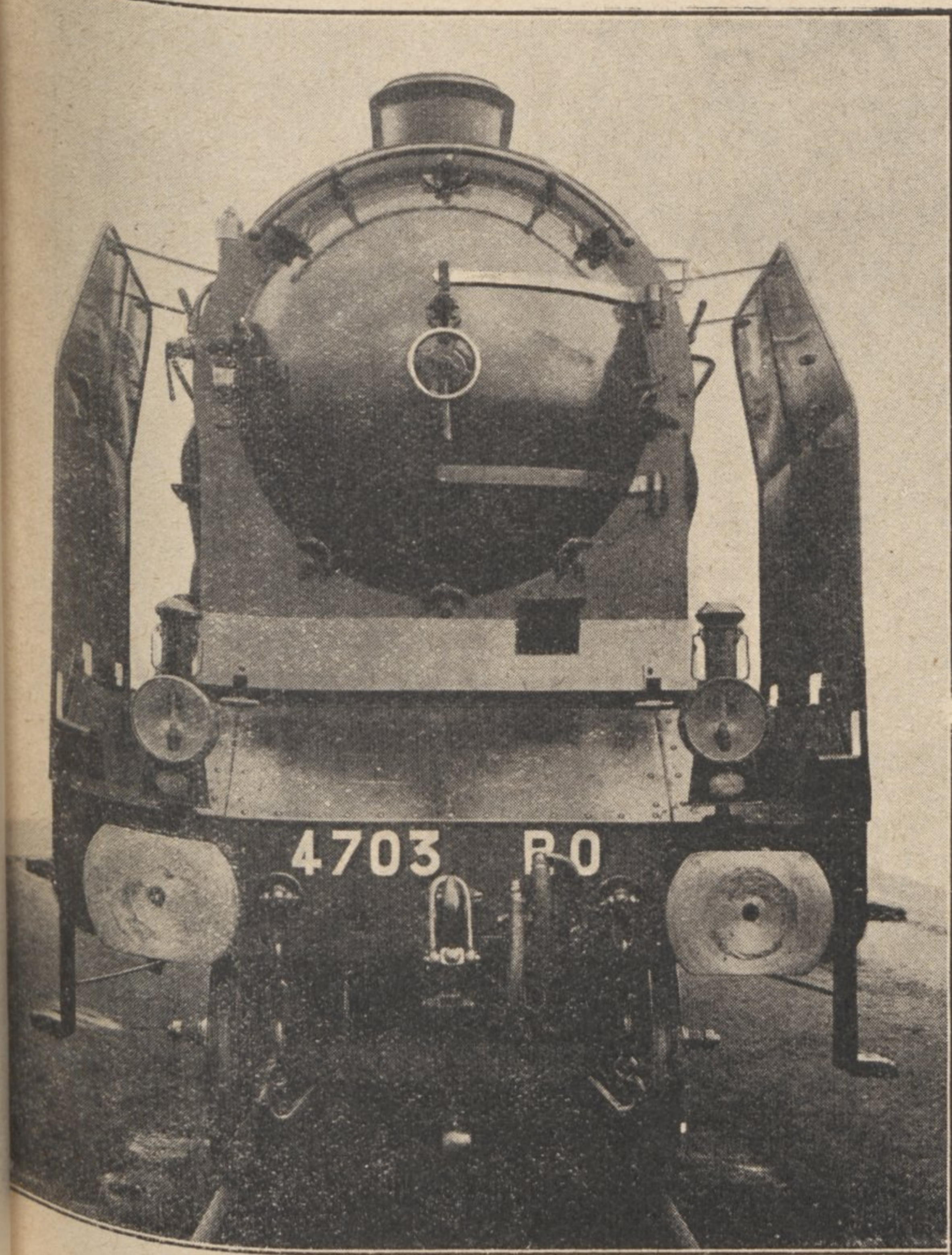
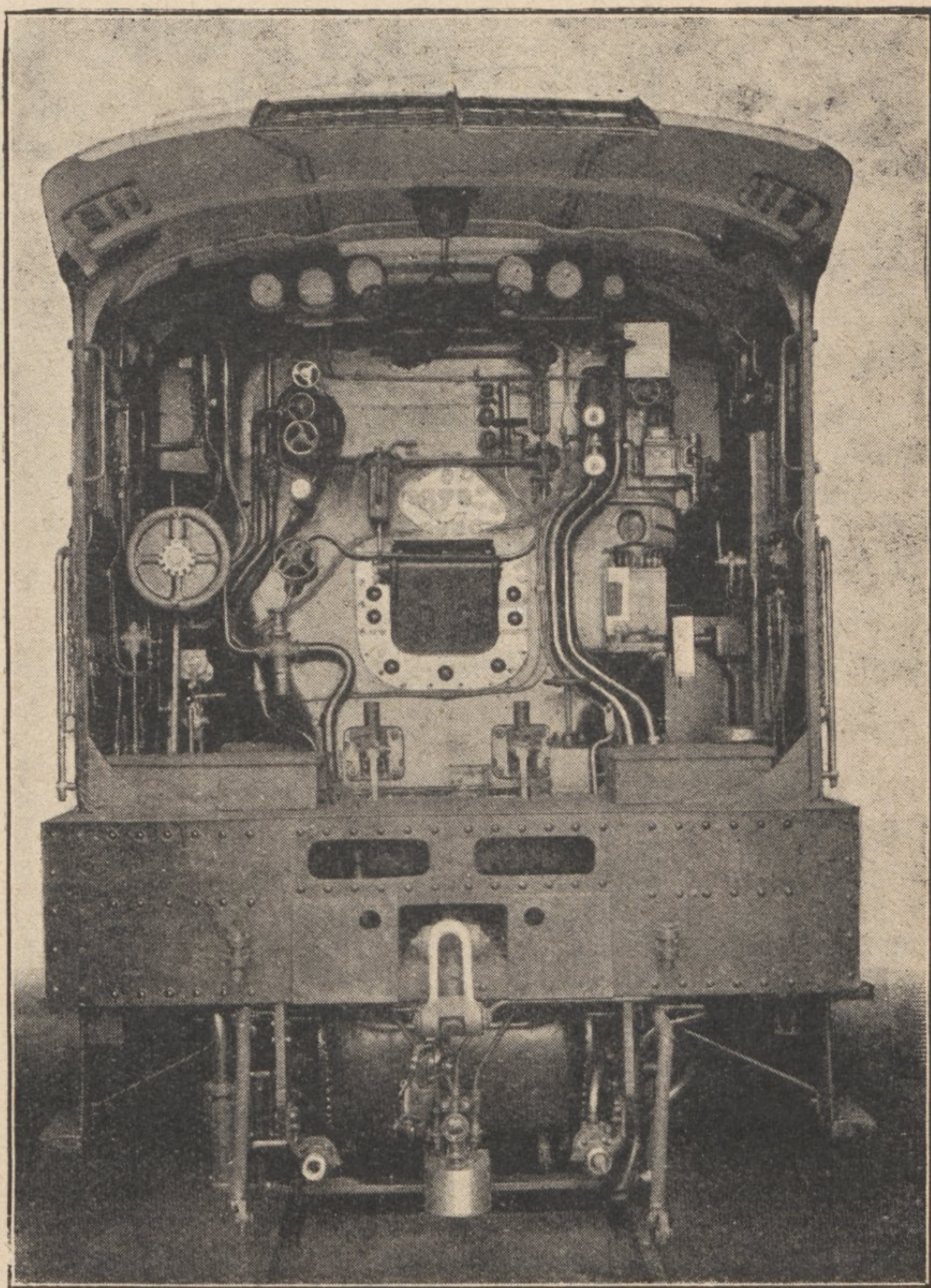


Fig. 26. — VUE DE L'ARRIÈRE DES LOCOMOTIVES 4702-4712.



subi certaines transformations afin de permettre aux locomotives 4700 d'assurer leur service dans de meilleures conditions.

C'est ainsi que sans modifier le châssis ni le train roulant de ces tenders on a accru la capacité des caisses à eau et des caisses à combustible. Ces capacités ont été portées respectivement de 20 m³ à 26 m³ pour l'eau et de 6 t à 9 t pour le charbon.

En même temps, ces tenders ont été modernisés en ce sens que la soute à combustible a été fermée et surélevée de façon que son niveau inférieur se trouve sensiblement au niveau de la porte du foyer dans le but de réduire la fatigue des chauffeurs.

De plus, une soute à briquettes, de la capacité d'une tonne, a été ménagée à l'avant du côté droit.

Les figures 10 et 11 permettent de se rendre compte des modifications qui ont été ainsi apportées à ces tenders.

Fig. 27. — VUE D'ENSEMBLE DE LA CHAÎNE DE MONTAGE DES CHAUDIÈRES, LORS DE LA TRANSFORMATION
DES LOCOMOTIVES 4700 AUX ATELIERS DE TOURS.

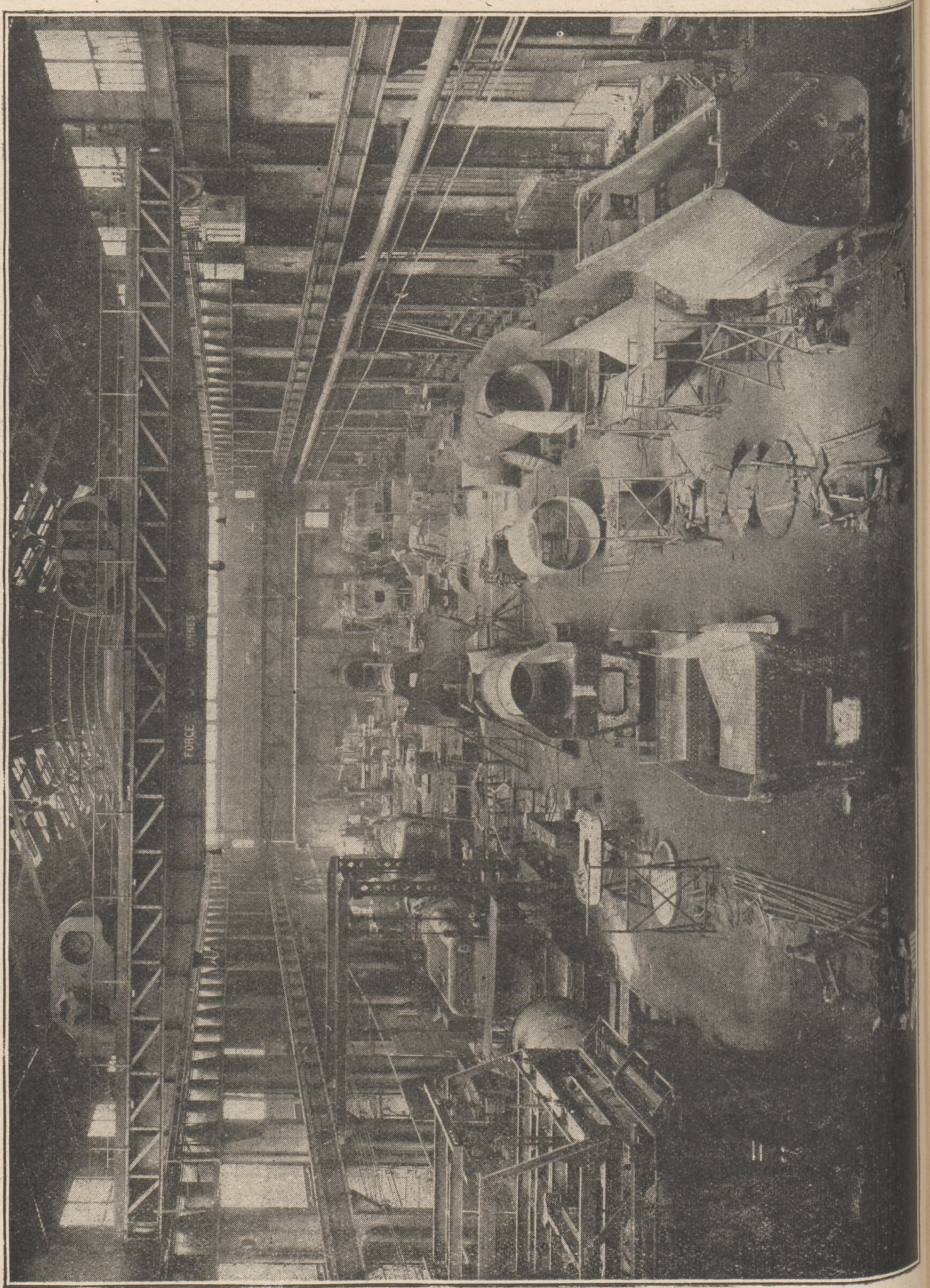


Fig. 28. — VUE D'ENSEMBLE DE LA CHAÎNE DE MONTAGE DES LOCOMOTIVES 4700
DANS LE HALL DE MONTAGE DES ATELIERS DE TOURS.



TRANSFORMATION DES NOUVELLES LOCOMOTIVES AUX ATELIERS

Grâce à l'organisation des Ateliers de la Compagnie d'Orléans, dont les principes ont été exposés par M. Marcel Bloch, Ingénieur en Chef du Matériel et des Ateliers dans les Nos d'Avril, Mai et Juin 1925 de la *Revue Générale*, la transformation des locomotives 4700 a été exécutée dans des conditions dignes d'être signalées, tant en ce qui concerne l'exécution du travail lui-même que la rapidité avec laquelle il a été conduit.

Nous avons déjà indiqué que le prototype des locomotives 4700 — la locomotive 4701 — dont les premiers dessins furent commencés en Octobre 1931, fut mise en feu le 16 Août 1932, moins de 10 mois après l'ordre d'exécution de l'étude.

Quant aux 11 locomotives de série construites suivant le même type, leur transformation entreprise en Novembre 1933 était terminée en Avril 1934.

Ces résultats furent obtenus grâce aux principales dispositions suivantes :

— Préparation en série des pièces neuves (cylindres, entretoises, pistons, crosses, pièces de mécanisme, enveloppes de foyer et de boîte à feu, viroles, surchauffeurs, essieux coudés, etc...).

— Réparation des pièces à conserver ; cette réparation se fit au fur et à mesure de la rentrée des machines à l'atelier.

— Montage des chaudières à la chaîne en 6 postes.

— Montage des machines à la chaîne en 5 postes.

L'organisation de l'atelier permit de mener à bonne fin le travail qui incombait aux trois services.

Le Service Fabrication établit toutes les demandes de matières, détermina les procédés de fabrication des pièces neuves et établit à ce sujet toutes les fiches nécessaires ; il établit également un inventaire type spécial pour la réparation de pièces conservées. Enfin, il arrêta les détails des différentes phases de montage à la chaîne.

Le Service Répartition lança toutes les demandes de matières et assura avec le Magasin Général, leur arrivée en temps voulu, conformément au plan tracé par la Fabrication, il fixa les délais de rentrée et de sortie de machines, distribua en temps et lieu le personnel voulu et assura en un mot l'exécution du travail suivant le programme tracé. La qualité de cette exécution fut surveillée par un Service de Contrôle rattaché au Service Fabrication.

Le Service Technique assura comme d'habitude le bon état de l'outillage et étudia, sur la demande du Service Fabrication, tous les outillages gros ou petits, nécessaires à l'usinage et au montage.

L'Atelier de Fonderie dut faire un effort exceptionnel et assura sans aucun rebut la fabrication des pièces importantes comme le massif des cylindres BP et les cylindres HP ainsi que toutes les pièces accessoires de fonte, de bronze et d'alliages spéciaux.

Le Service de Comptabilité enfin permit pendant toute la durée des travaux de contrôler les dépenses et de comparer les prix de revient avec les devis établis.

Grâce à cette organisation, la durée de séjour d'une machine à l'atelier put être réduite à 35 jours et la cadence de sortie de ces machines, portée à 3 jours ouvrables.

Les figures 27 et 28 montrent, l'une, l'ensemble de l'atelier de chaudronnerie pendant le montage des chaudières des locomotives 4700 et l'autre, la chaîne de montage en 5 postes de ces machines.

ESSAIS

1^o *But des essais.* — La première locomotive transformée a été soumise à différents essais dans le but de mettre en lumière :

1^o Ses possibilités de traction.

2^o Ses propriétés en tant que machine thermique.

La première partie du programme a consisté à remorquer des trains de types divers permettant de se rendre compte des aptitudes de la nouvelle locomotive, tant en ce qui concerne la traction des trains rapides lourds sur lignes de rampes (10 mm par mètre), service auquel elle était spécialement destinée, que la traction des trains à grande vitesse sur les lignes plates (rampes de 5 mm par mètre).

La seconde partie des essais a été effectuée par la méthode Borodine (1886) ⁽¹⁾ qui consiste à faire les essais *également en ligne* pour que la locomotive soit soumise aux conditions mêmes de son fonctionnement réel en tête des trains, *mais en maintenant pendant chaque essai la vitesse et le cran de marche à des valeurs constantes*, conditions nécessaires pour que les résultats obtenus aient un véritable caractère scientifique.

Cette méthode s'est développée dans ces dernières années et a été utilisée avec succès suivant des modes un peu différents par les Chemins de fer polonais, les Chemins de fer allemands et les Chemins de fer français (réseaux de l'Est et du P.-L.-M.).

La variante utilisée au P. O. diffère quelque peu des précédentes dans ses moyens d'exécution, en ce que les locomotives utilisées pour maintenir la vitesse constante *battent contre vapeur*. On a ainsi employé, suivant les cas, deux ou trois locomotives « Ten-Wheel » compound à vapeur saturée, justement du type 4000 dont il a été question ci-dessus, machines qui se sont bien comportées jusqu'à la vitesse de 100 km à l'heure. Au-delà, nous avons dû recourir, pour éviter les chauffages de bielles, aux locomotives « Atlantic », du type 3000 à roues motrices de 2,05 m de diamètre.

A chaque train d'essai, il a été fait usage du wagon dynamomètre pour mesurer les efforts de traction et les puissances développées. Les consommations d'eau et de combustible ont été mesurées suivant les méthodes en usage au réseau, méthodes dont il a été question dans le N^o de Juillet 1931 de la *Revue Générale* dans le § « Essais effectués avec la locomotive N^o 3566 » et sur lesquelles nous reviendrons plus loin.

Sauf indications contraires, le combustible utilisé aux essais de traction a toujours été le même et était constitué d'un mélange de 60 % gros Aniche et de 40 % briquettes Anzin.

2^o *Résultats obtenus.* — A. *Essais de traction en ligne.* — La locomotive N^o 4701 a été essayée sur les lignes plates de Tours à Bordeaux et de Tours à Nantes, et sur la ligne accidentée de Vierzon à Toulouse par Montauban.

Parmi les divers essais ainsi effectués, nous nous bornerons à citer les suivants qui permettent de se rendre compte d'une façon suffisante des possibilités de traction de la nouvelle locomotive.

(1) Voir *Bulletin de la Société des Ingénieurs Civils de France*, N^o de Septembre 1886.

1. — LIGNES PLATES. — *a*) **Remorque du Sud-Express (train 7) surchargé à 614 et 585 t entre St-Pierre-des-Corps et Angoulême, le 6 Avril 1933, aux vitesses nominales de 100 et 105 km/h (Fig. 1, Pl. II).**

Ce train a été remorqué avec une charge de 614 t entre St-Pierre-des-Corps et Poitiers ; ce chiffre a été ramené à 585 t entre Poitiers et Angoulême par suite du chauffage d'un essieu de voiture qui a dû être différée en gare de Poitiers.

Le trajet St-Pierre-Poitiers a été effectué en une heure exactement, soit à la vitesse commerciale de 101 km/h.

La rampe de 5 mm par mètre de Monts à Villeperdue a été gravie à la vitesse de 110 km/h. Le cran de marche variait de 30 à 35 % HP pour un cran BP de 40 % ; l'effort au crochet était de l'ordre de 5 t et la puissance correspondante variait de 1900 à 2200 ch. Les sections en palier ou en rampe légère de 1 à 2 mm par mètre ont été parcourues à la vitesse de 120 km/h.

Le trajet de 113 km de Poitiers à Angoulême a été effectué en 1 h 03 mn y compris le temps perdu pour un ralentissement à 30 km/h situé un peu avant Angoulême. La vitesse de 120 km/h a été pratiquement soutenue d'un bout à l'autre du parcours.

La vitesse minimum au sommet de la rampe de Couhé-Vérac (5 mm par mètre) était de 117 km/h ; le cran de marche utilisé pour la gravir était de 45 % aux cylindres HP et BP ; l'effort au crochet était d'environ 5,5 t et la puissance variait entre 2400 et 2500 ch. La rampe de Luxé, également de 5 mm par mètre, fut gravie à 120 km/h à 45 % d'admission HP et BP. A la montée de ces deux rampes, la puissance indiquée se maintenait entre 3700 et 3800 ch.

La vitesse commerciale réalisée sur le trajet Poitiers-Angoulême fut de 107,5 km, ralentissement compris, et de 113 km/h, ralentissement déduit.

Les consommations par ch.h développé au crochet de traction furent de 1,34 kg de charbon (allumage déduit) et de 10,05 l d'eau. Le poids d'eau vaporisée par kg de charbon étant de 7,51 l pour une température moyenne de surchauffe à 380° ; le vide maximum dans la boîte à fumée atteignit 370 mm d'eau et la contre-pression dans la colonne d'échappement 475 gr/cm².

Le graphique 1 de la planche II permet de se rendre compte de la vitesse, de l'effort de traction, de la puissance développée et des crans de marche utilisés aux différents points du profil.

La puissance moyenne développée au crochet de traction sur l'ensemble du parcours a été de 1562 ch et le taux de combustion horaire à *régulateur ouvert* ⁽¹⁾ de 630 kg/m² de surface de grille, les poids d'eau et de combustible consommés par km de 128,5 kg et 17,10 kg respectivement.

b) **Remorque du train 4 surchargé à 800 t entre Angoulême et St-Pierre-des-Corps le 7 Avril 1933 à la vitesse nominale de 90 km/h (Fig. 2, Pl. II).**

Le graphique de la figure 2 Pl. II montre que des puissances au crochet de traction de 2 400 à 2 600 ch ont été développées en différents points du parcours.

Malgré la très lourde charge remorquée, l'horaire prévu entre Ruffec et St-Saviol (14 km en 12 mn) a été respecté, la vitesse maximum ayant atteint 115 km/h avant la fermeture du régulateur.

Le cran de marche utilisé atteignit 50 % aux cylindres HP et BP à 100 km/h et les puissances correspondantes s'élevèrent à 2 550 ch au crochet et à 3 400 ch aux cylindres.

(1) Tous les taux de combustion indiqués ici ont été calculés sur le temps de marche à *régulateur ouvert*.

La rampe de 5 mm par mètre située entre les P. K. 277 et 265 (12 km) a été gravie à la vitesse moyenne de 95 km/h ; la puissance développée au crochet de traction oscillait autour de 2 500 ch ; le cran de marche maximum utilisé fut de 45 % aux cylindres HP et BP.

La puissance moyenne développée au crochet de traction sur l'ensemble du trajet fut de 1 735 ch. Le taux de combustion moyen fut de 600 kg/m² de surface de grille et par heure.

Les consommations d'eau et de combustible furent de 8,69 l et de 1,300 kg par ch.h au crochet du tender et de 149 l et 22,3 kg respectivement par km parcouru.

c) Remorque d'un train rapide spécial chargé à 589 t (tare de matériel vide), à nombreux ralentissements et à fortes accélérations, effectuée le 19 Juin 1934 entre St-Pierre-des-Corps et Nantes avec 4 ralentissements à 20 km/h.

Cet essai avait pour but d'étudier l'accroissement de travail entraîné par la présence des ralentissements dans la remorque des trains.

Les conditions atmosphériques étaient défavorables par suite de l'existence d'un vent de front de 8 m. à la seconde.

Des accélérations très considérables, eu égard à la charge remorquée, ont été réalisées après chaque ralentissement ; l'effort de traction atteignait 10 à 11 t à chaque reprise de vitesse. La puissance développée au crochet de traction atteignait très rapidement 2 000 ch vers 50 km/h et se maintenait ensuite aux environs de 2 500 ch jusqu'à 110 ou 120 km/h. La puissance indiquée était, dans ces conditions, de 3 600 ch à 3 800 ch. Le cran de marche utilisé était de 70 % au démarrage et de 50 % en fin de période d'accélération.

II. — LIGNES DE RAMPES. — Les essais sur lignes de rampe ont été faits entre Vierzon et Toulouse.

Parmi les différents trains effectués sur cette section dont le poids a varié de 530 à 805 t, nous citerons plus spécialement les suivants :

a) Remorque d'un train spécial de 730 t (tare de matériel vide) entre Vierzon et Châteauroux, et de 654 t entre Châteauroux et Limoges, effectuée le 25 Avril 1933.

Ce train, tracé aux vitesses nominales de 105 km/h entre Vierzon et Châteauroux et de 80, 85 et 95 km/h entre Châteauroux et Limoges, a réalisé la vitesse commerciale de 96,900 km/h. de Vierzon à Châteauroux avec 730 t et de 87 km/h de Châteauroux à Limoges avec 654 t. La vitesse moyenne réalisée sur l'ensemble du parcours (arrêts déduits) a donc été de 90 km/h.

La puissance au crochet de traction a atteint 2 600 ch entre Issoudun et Neuvy-Pailloux en rampe de 1,5 mm à 2,4 mm et la puissance indiquée 3 900 ch.

La rampe de 10 mm par mètre d'Argenton à Celon a été gravie avec un cran de marche HP et BP de 55 %. La puissance développée au crochet de traction oscillait entre 2 000 et 2 350 ch, la vitesse variant de 90 à 75 km/h.

De Celon à Eguzon, toujours en rampe de 10 mm par mètre, la vitesse a atteint 80 km et la puissance au crochet de traction oscillait entre 2 400 et 2 500 ch.

Entre Eguzon et Forgevieille (rampe de 6 mm par mètre la vitesse s'est élevée à 95 km/h la puissance développée au crochet de traction oscillant entre 2 200 et 2 500 ch. La puissance indiquée soutenue pendant l'ensemble de la rampe variait de 3 000 à 3 500 ch.

La rampe de 6 mm par mètre située entre Bersac et Saint-Sulpice a été gravie à la vitesse de 90 km/h, la puissance au crochet atteignant 2 400 ch et la puissance indiquée 3 350 ch.

La consommation a été de 1,50 kg de charbon par ch/h au crochet et de 8,62 l d'eau, le taux de combustion horaire moyen par m² de surface de grille atteignant 750 kg.

La puissance moyenne développée au crochet de traction sur l'ensemble du parcours fut de 1 935 ch et les poids d'eau et de combustible consommés par km, de 215 l et 25 kg respectivement.

b) Remorque d'un train spécial de 575 t (tare de matériel vide) entre Vierzon et Limoges, le 16 Mai 1933 (Fig. 1, Pl. III).

Ce train a été tracé aux vitesses nominales de 110 km/h entre Vierzon et Châteauroux et de 95, 100, 105, entre Châteauroux et Limoges.

Le but poursuivi était de réaliser avec un tonnage encore important une vitesse commerciale entre Vierzon et Limoges supérieure à 95 km/h.

On voit, sur le graphique de la figure 1 de la planche III que, sur la partie relativement plate de Vierzon à Argenton, la vitesse s'est maintenue aux environs de 125 km/h.

Entre le P. K. 276 et le P. K. 290, c'est-à-dire entre Luant et Chabenet, sur 14 km, la vitesse est restée comprise entre 130 et 140 km/h.

La puissance développée au crochet de traction a atteint entre Issoudun et Luant des chiffres de l'ordre de 2 000 à 2 500 ch. La puissance indiquée s'est élevée à plusieurs reprises à 4 000 ch, la moyenne s'établissant aux environs de 3 700 ch.

La rampe de 10 mm entre Argenton et Eguzon a été gravie à une vitesse comprise entre 85 et 93 km/h. A partir d'Eguzon (rampe de 6 mm), la vitesse s'est établie à une moyenne d'environ 103 km/h. La puissance moyenne soutenue au crochet de traction était alors de l'ordre de 2 400 ch et la puissance aux cylindres de l'ordre de 3 600 ch. Le cran de marche utilisé était de 50 % HP et de 55 % BP.

Le sommet de la rampe de Bersac, immédiatement avant St-Sulpice-Laurière (rampe de 6 mm par mètre) a été atteint à la vitesse de 108 km/h. La puissance indiquée y atteignait 4 000 ch et la puissance au crochet du tender 2 560 ch.

De même, la rampe de 6 mm qui existe au P.K. 355 (Bersac) a été gravie à la vitesse soutenue de 110 à 112 km/h.

La puissance indiquée dépassait encore 4 000 ch, le cran de marche était de 50 % HP et 52 % BP.

La vitesse commerciale réalisée entre Vierzon et Châteauroux a été de 98,9 km à l'heure et de 97,6 km/h entre Châteauroux et Limoges.

Ces vitesses ont été obtenues malgré la présence de deux ralentissements à 20 km/h, l'un sur la première section (Neuvy Pailloux), l'autre au P.K. 339 un peu après Forgevieille, et malgré la limitation à 105 km/h en pente de 10 mm d'Ambazac à Limoges.

La consommation de combustible a été de 1,60 kg ⁽¹⁾ par ch.h. au crochet de traction et la consommation d'eau de 9,60 l ⁽¹⁾. La puissance moyenne développée au crochet de traction a atteint 1 893 ch, le taux de combustion à régulateur ouvert, 800 kg. La quantité de combustible brûlé par km parcouru a atteint 24 kg et le poids d'eau consommée 230 l.

⁽¹⁾ Chiffres majorés du fait de fuites survenues au surchauffeur.

c) Remorque d'un train spécial de 650 t (tare de matériel vide) entre Limoges et Vierzon, le 4 Mai 1933 (Fig. 2, Pl. III).

On voit sur le graphique de la figure 2, Pl. III que le parcours en rampe de 10 mm par mètre entre Limoges et St-Sulpice a été effectué en 30 mn 15 s, soit à la vitesse commerciale de 65 km/h.

La vitesse atteignait 76 km/h dans le palier du Palais et la rampe de 10 m/m a été gravie à une vitesse comprise entre 58 et 70 km/h ; entre Ambazac et La Jonchère (rampe de 6 mm), la vitesse atteignait 80 km/h. Les crans de marche utilisés ne dépassaient pas 40 à 45 % H P.

La partie la plus remarquable du parcours fut celle de Châteauroux à Vierzon, à cause de la présence d'un ralentissement à 30 km/h, peu après Châteauroux (P.K. 265) et de l'arrêt à Issoudun.

Au démarrage de Châteauroux, la puissance au crochet de traction atteignit 2 300 ch et à la reprise de vitesse, après le ralentissement, 2 500 ch.

Les puissances correspondantes aux cylindres étaient de 3 400 et 3 700 ch.

Après Issoudun, la vitesse de 120 km/h a été atteinte au P. K. 230, soit au bout de 7 km. La puissance au crochet de traction oscillait entre 2 600 et 2 700 ch., la puissance aux cylindres entre 3 800 et 3 900 ch et la vitesse se maintint constamment autour de 125 km à l'heure.

La rampe de 3 mm après Chéry-Lury a été gravie à la vitesse soutenue de plus de 125 km/h avec un cran de marche HP et BP de 50 %. La puissance au crochet de traction atteignait 2400 ch et la puissance aux cylindres dépassait 4 000 ch.

Malgré les arrêts fréquents et les ralentissements qu'a dû observer ce train, la vitesse moyenne (arrêts déduits) réalisée entre Limoges et Vierzon a été de 85,1 km/h.

La vitesse commerciale entre Issoudun et Vierzon, c'est-à-dire sur un très faible parcours comportant en outre un ralentissement à 90 km/h, à l'entrée de Vierzon, a été de 101,2 km/h.

La puissance moyenne développée au crochet de traction a atteint 1 685 ch sur l'ensemble du parcours, la consommation de combustible par ch.h développé au crochet de traction 1,48 kg, la consommation d'eau 9,73 l. Le taux de combustion à régulateur ouvert a atteint 650 kg, la consommation de combustible par km : 21 kg et la consommation d'eau 205 l.

d) Remorque d'un train spécial de 658 t (tare de matériel vide) le 11 Mai 1933, entre Limoges et Toulouse (Fig. 1, Pl. IV).

Malgré la limitation de vitesse à 85 km/h qui existe sur la plus grande partie du parcours c'est-à-dire entre Limoges et Caussade (248 km), la vitesse moyenne réalisée entre Limoges et Toulouse (314 km) (arrêts déduits) a été de 74,5 km/h.

Le trajet le plus remarquable a été celui de Cahors à Cieurac. La rampe de 10 mm par mètre qui existe dès le départ de Cahors fut gravie au cran de marche de 60 % HP et 60 % BP.

La vitesse atteignit 70 km/h au sommet de la rampe de 10 mm par mètre (P.K. 612) et 80 km/h à Cieurac (rampe de 9,2 mm).

L'effort au crochet de 11 t au démarrage se maintint entre 10 et 9 t pendant la montée de la rampe.

La puissance au crochet variait de 2 300 à 2 400 ch, la puissance indiquée de 3 000 à 3 300 ch.

La puissance moyenne développée au crochet de traction sur l'ensemble du parcours fut

de 1 690 ch, la consommation de combustible 1,525 kg ⁽¹⁾ par ch.h et la consommation d'eau de 10,67 l ⁽¹⁾, soit par km de 19,9 kg et 139 l respectivement.

Le taux de combustion horaire à régulateur ouvert fut de 690 kg et le poids d'eau vaporisée par kg de charbon, 7 l.

e) Remorque d'un train spécial de 575 t (tare de matériel vide) entre Limoges et Toulouse, le 16 Mai 1933.

Ce train, quoique plus léger que le précédent, mais tracé à la vitesse maxima qu'il est possible de réaliser sur la ligne considérée — étant donné les limitations de vitesse imposées : 85 km/h, — a nécessité des puissances beaucoup plus importantes.

La montée de la rampe de 10 mm de Brive à Gignac a nécessité un cran de marche de 50 à 55 % avec des puissances de 2 000 à 2 400 ch au crochet de traction et de 2 800 à 3 200 ch aux cylindres.

La vitesse de 70 km/h était atteinte dans le palier situé au P.K. 502, immédiatement après Brive et à partir de ce moment, la vitesse se maintint entre 72 et 82 km/h pendant toute la montée de la rampe.

Le parcours de Cahors à Cieurac a encore été le plus remarquable, la vitesse atteignant au P.K. 610, en pleine rampe de 10 — c'est-à-dire 10 km après le démarrage de Cahors — 82 km/h.

La cran de marche utilisé était de 60 % HP et de 62 % BP.

La puissance développée au crochet de traction oscillait entre 2 400 et 2 600 ch, la puissance aux cylindres entre 3 400 et 3 800 ch.

Arrêté à Cieurac par suite de la fermeture des signaux, le démarrage effectué en rampe de 9,2 mm et en courbe de 500 m exigea un effort de 13 tonnes au crochet de traction ; le cran de marche était de 70 %.

Le parcours en plaine de Montauban à Toulouse a été effectué à la vitesse soutenue de 120 km/h. Pendant la période de mise en vitesse, la puissance au crochet de traction a varié de 2 300 à 2 400 ch et la puissance aux cylindres de 3 750 à 3 950 ch.

La puissance moyenne développée au crochet de traction sur l'ensemble du parcours a atteint 1713 ch. La consommation de combustible par ch.h 1,475 kg la consommation d'eau 11,5 l, le taux de combustion à régulateur ouvert 700 kg, le poids de combustible brûlé par km 19 kg pour 218 l d'eau.

La pression au réservoir intermédiaire était de 6 à 7 Hpz pendant la montée des rampes, la température de surchauffe était de 415° aux cylindres HP et de 248° aux cylindres BP ; le vide dans la boîte à fumée atteignait 420 mm d'eau.

f) Remorque d'un train spécial de 532 t (tare de matériel vide) le 4 Mai 1933 entre Toulouse et Limoges (Fig. 2, Pl. IV).

Le but de ce train était de réaliser la vitesse commerciale maxima compatible avec les limitations de vitesse imposées (85 km/h entre Caussade et Limoges). La vitesse moyenne effectivement réalisée a pu atteindre 79 km/h, ce qui a nécessité en rampes des vitesses de peu inférieures à celles atteintes dans les pentes.

⁽¹⁾ Chiffres majorés par suite de fuites aux éléments surchauffeurs.

La performance la plus remarquable a été accomplie pendant la montée de la rampe de Souillac à Gignac (rampe absolument continue de 10 mm avec courbes de 500 mm de rayon sur un parcours de 18 km).

Le cran de marche utilisé au démarrage et maintenu jusqu'au P.K. 530 a été de 65 % HP et de 68 % BP, la vitesse atteignant *en ce point, 7 km seulement après la départ, 80 km/h.*

La puissance au crochet de traction oscillait entre 2 400 et 2 650 ch et la puissance aux cylindres entre 3 500 et 3 800 ch.

Après la période d'accélération, la vitesse fut maintenue constamment entre 82 et 86 km/h, le cran de marche au sommet de la rampe étant encore de 50 % HP et 52 % BP.

De Brive à La Porcherie (rampe de 10 mm de 40 km, entrecoupée de quelques paliers), la vitesse moyenne soutenue fut de 77 km/h. Le cran de marche utilisé n'était que de 40 % HP et 42 % BP.

La puissance au crochet de traction oscillait entre 1 600 et 1 900 ch et la puissance aux cylindres entre 2 200 et 2 900 ch.

On voit que ce parcours, généralement réputé comme très difficile, l'est moins que ceux que l'on rencontre entre Brive et Montauban.

La puissance moyenne développée au crochet de traction sur l'ensemble du parcours a été de 1 560 ch, la consommation de combustible par ch.h de 1,59 kg la consommation d'eau 10,94 l et la consommation de charbon par km parcouru de 19 kg pour 130 l d'eau.

Le taux de combustion horaire moyen à régulateur ouvert était de 650 kg.

Le vide maximum dans la boîte à fumée atteignit 400 mm d'eau, la température de surchauffe HP 410° et la température BP 250° ; la pression au réservoir 6,2 Hpz.

g) Remorque du train 52 du 8 Décembre 1933 surchargé à 805 t entre Limoges et Vierzon.

Ce train a été remorqué aux vitesses nominales normales qui sont de 55,75 et 70 km à l'heure, suivant les différents points du parcours.

Il a été regagné sur l'ensemble de la marche 10 mn 30 s, mais l'intérêt principal de ce train réside dans le tonnage élevé (805 t) qui a pu être remorqué, notamment sur la rampe de 10 mm par mètre qui s'étend de Limoges à Ambazac, la charge maximum des locomotives 4500 étant dans ces conditions de 500 t.

Ce train a pu être remorqué sans patinage ni au démarrage, ni en rampe.

Le cran de marche maximum utilisé dans la rampe de 10 mm par mètre a été de 58 % HP et 58 % BP, la pression au réservoir intermédiaire oscillant entre 7 et 7,5 Hpz.

L'effort moyen soutenu au crochet de traction, dans ces conditions, sur une distance de 12 km, fut de 10 t à la vitesse moyenne de 50 km à l'heure.

La consommation de charbon par ch.h développé au crochet de traction fut de 1,285 kg pour une quantité d'eau de 9,08 l. Le taux de combustion moyen fut de 470 kg par m² de surface de grille et par h, la puissance moyenne développée au crochet de traction sur l'ensemble du parcours étant de 1 270 ch et les poids de charbon et d'eau dépensés par km parcouru, de 19 kg et 134 l respectivement.

Le vide maximum dans la boîte à fumée atteignit 220 mm d'eau et la contre-pression dans la colonne d'échappement, 225 g par cm², la température de surchauffe 400° aux boîtes à vapeur HP et 268° aux boîtes à vapeur BP.

Sans vouloir anticiper sur les résultats économiques obtenus avec les locomotives 4700,

question qui sera traitée avec toute la précision désirable dans l'un des chapitres suivants, on peut signaler dès maintenant qu'aux essais effectués entre Vierzon et Limoges, la locomotive 4701 a pu remorquer une charge de 700 t sans dépenser plus de combustible qu'une locomotive 4500 remorquant une charge de 500 t environ à une vitesse moyenne de marche plutôt moindre.

Les exemples précédents montrent ce que la nouvelle locomotive a permis de réaliser sur divers profils.

III. EFFORTS DE TRACTION ET PUISSANCES MAXIMA. — Nous donnons dans le tableau IV ci-dessous les plus grands efforts de traction relevés au cours des essais précédents en régime uniforme au crochet du tender de la locomotive 4701. Ce tableau donne également, à titre comparatif, les chiffres correspondants, qui avaient été obtenus en 1908 lors des essais effectués sur la machine Pacific N° 4502.

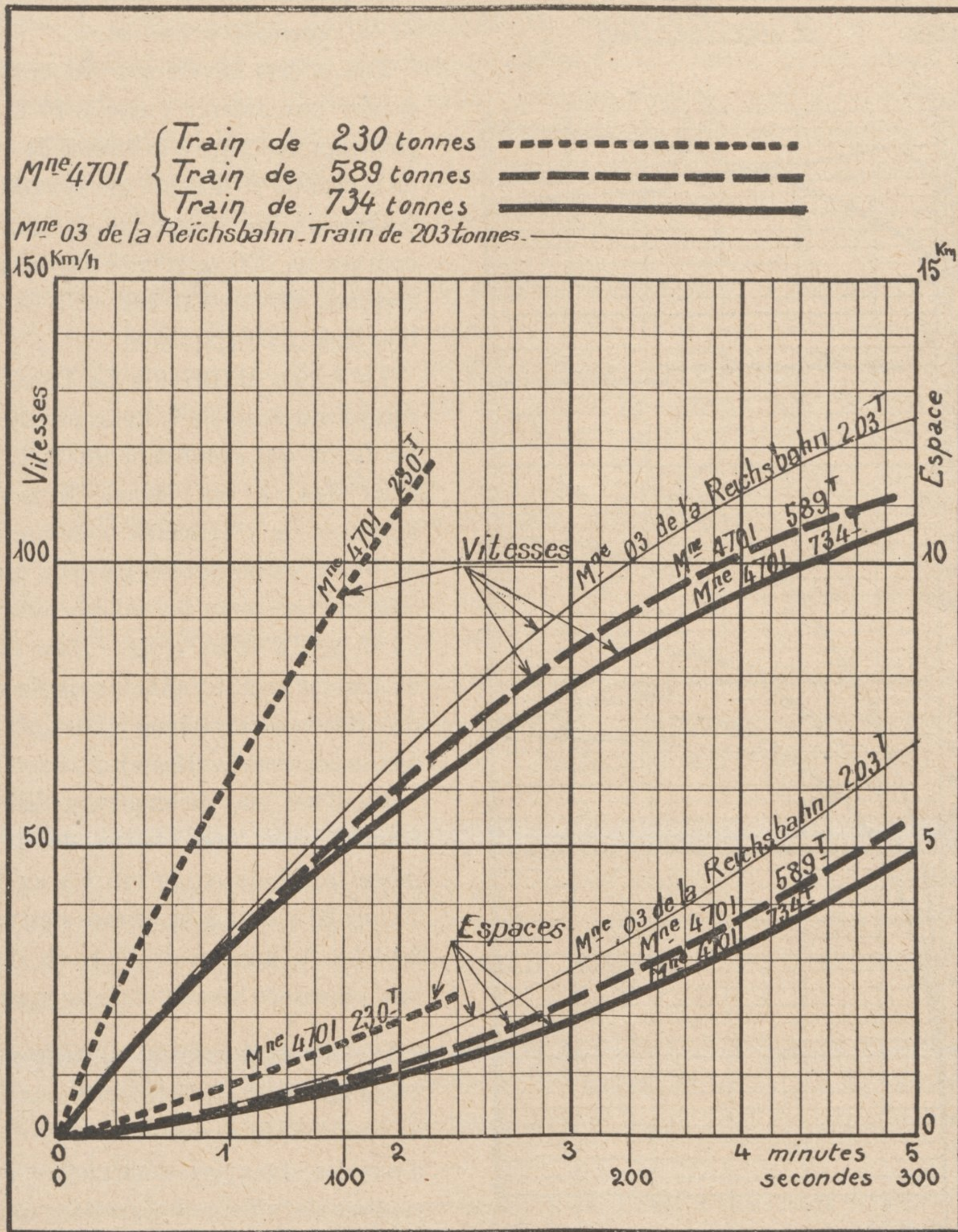
IV. — TABLEAU DES EFFORTS ET DES PUISSANCES MAXIMA
SOUTENUS AU CROCHET DU TENDER ET AUX CYLINDRES AU COURS DES ESSAIS EFFECTUÉS EN JANVIER 1908
AVEC LA MACHINE « PACIFIC » 4502 ET EN DÉCEMBRE 1932, AVRIL ET MAI 1933
AVEC LA LOCOMOTIVE 4701 TRANSFORMÉE SUIVANT LE TYPE 2.4.0

DATE ET NUMÉRO DU TRAIN	Charge remor- quée t	TRAJET CONSIDÉRÉ			TEMPS de marche en minutes et secondes min. sec.	VITESSE moyenne de marche en kilomètres à l'heure	EFFORT moyen au crochet du tender Chiffre brut relevé au W. D. t	PUISSANCE MOYENNE (en chevaux)			
		Points kilométriques	Lon- gueur en mètres	Rampes m/m				Chiffre brut relevé au W. D.	Ramenée à l'horizontale	Développée aux cylindres	
1° Machine 4502											
Train 4 du 5- 2-08.	336	414 à 410	4 000	10	3 15	73,8	4,491	1 230	1 575	2 028 ⁽¹⁾	
» 5 du 6- 2-08.	389	422 à 434	12 000	10	12 33	57,4	4,970	1 057	1 334	1 581	
» 5 du 7- 2-08.	394	438 à 444,5	6 500	10	6 07	63,8	5,068	1 198	1 505	1 770	
» 4 du 8- 2-08.	415	483 à 444	39 000	7,3	40 07	58,4	4,945	1 070	1 353	1 507	
» 4 du 8- 2-08.	415	415 à 410	5 000	10	4 05	73,5	4,332	1 180	1 524	1 860	
2° Machine 4701											
Train 55 du 5-12-32.	697	605 à 615,3	10 300	10	10 06	61,2	9,180	2 080	2 448	2 730 ⁽¹⁾	
» 52 du 8-12-32.	805	397 à 385	12 000	10	14 08	50	10,000	1 860	2 147	2 300	
» 7 du 6- 4-33.	585	424 à 429	5 000	5, 3,2, 5	2 30	120	5,070	2 250	2 590	3 750	
» 4 du 7- 4-33.	801	275 à 265	10 000	5, 5,5, 2,5	6 18	95,2	7,000	2 450	2 723	3 200	
» 10251 du 25- 4-33.	732	243,95 à 248,9	4 950	1,5, 2,4, 3	2 42	110	6,380	2 600	2 752	3 850	
» 10252 du 4- 5-33.	532	533 à 527,5	5 500	10	4 06	80,5	8,200	2 450	2 913	3 650	
» 10252 du 4- 5-33.	532	483 à 444	39 000	7,3	30 20	77,1	5,315	1 519	1 842	2 350	
» 10252 du 4- 5-33.	652	213 à 208	5 000	3	2 27	122,5	4,750	2 160	2 380	4 020	
» 10251 du 11- 5-33.	734	303 à 313,75	10 750	10-6	8 04	80	8,000	2 370	2 830	3 350	
» 10251 du 11- 5-33.	734	303 à 331	28 000	10-6-5	19 14	87,4	7,170	2 320	2 632	3 252	
» 10253 du 16- 5-33.	575	277,75 à 287,5	9 750	Pente de 1,5 Rampe de 3 Pente de 3 Rampe 2,5	4 18	136	3,230	1 790	1 830	3 600	
» 10253 du 16- 5-33.	575	313,95 à 332	18 050		5-6	10 24	104	5,820	2 240	2 570	3 650
» 10253 du 16- 5-33.	575	607,55 à 612,7	5 150		10	3 42	83,5	8,250	2 550	3 030	3 550

(1) Pour la locomotive 4502 ces chiffres ont été obtenus en ajoutant à la puissance au crochet la puissance absorbée par la locomotive déterminée à l'aide du wagon dynamomètre.
Pour la locomotive 4701 ces chiffres résultent des relevés faits sur les cylindres à l'aide des appareils indicateurs.

De ce tableau, il résulte qu'au cours des essais effectués en 1933 avec la locomotive 4701, la puissance brute relevée au wagon-dynamomètre a atteint couramment des chiffres compris entre 2 000 et 2 600 ch tandis qu'avec la locomotive 4502, ces chiffres oscillaient entre 1 000 et 1 250 ch.

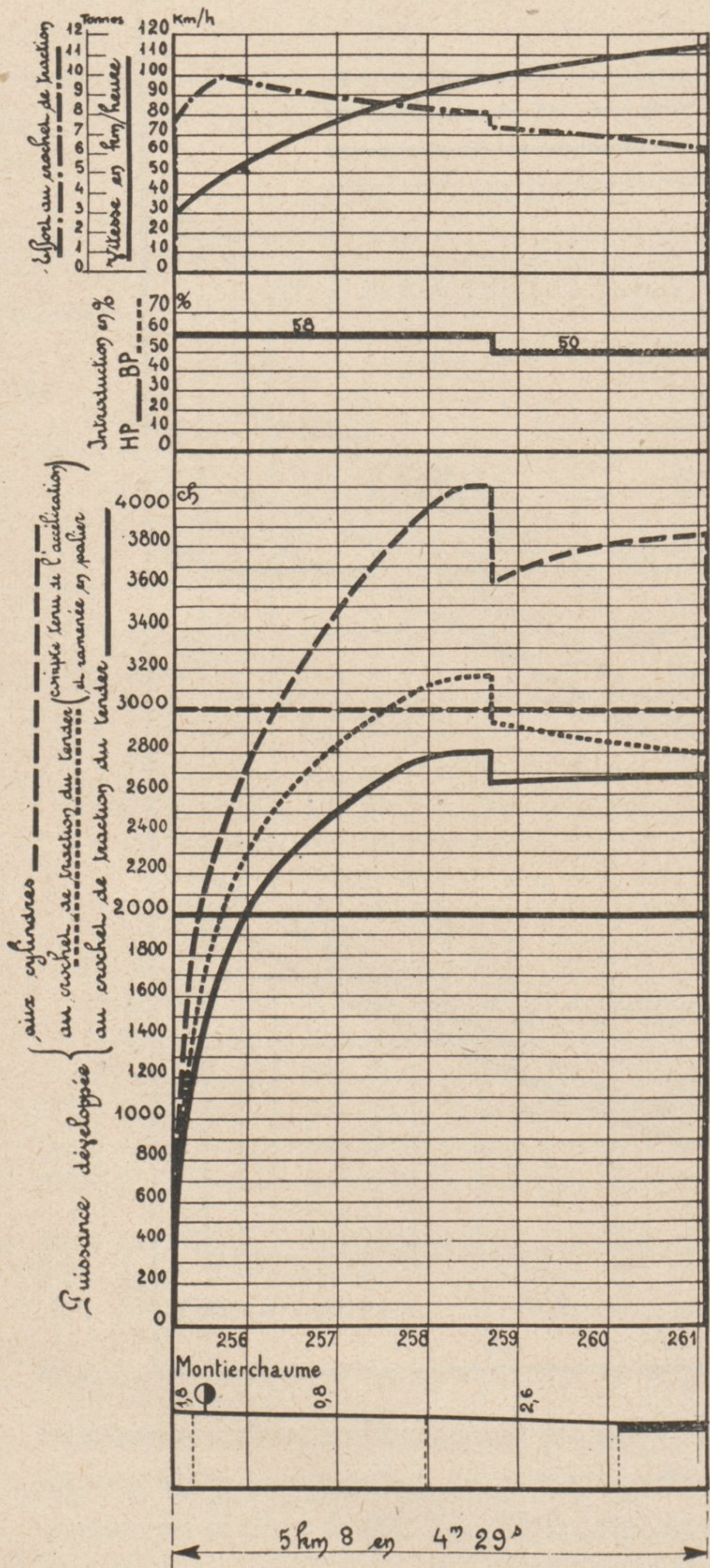
Fig. 29. — COMPARAISON DES ACCÉLÉRATIONS OBTENUES A DES TRAINS DE DIFFÉRENTES CHARGES AVEC LA LOCOMOTIVE 4701 ET LES LOCOMOTIVES PACIFIC TYPE 03 DE LA REICHSBAHN.



Si, pour faire une comparaison plus exacte, on déduit des puissances brutes ainsi relevées au wagon-dynamomètre, les chiffres qui auraient été enregistrés en palier, on constate que les puissances ainsi ramenées à l'horizontale ont varié entre 2 000 et 3 000 ch avec la locomotive 4701 et entre 1 300 et 1 600 ch avec la locomotive 4502.

Fig. 30. — COURBES D'EFFORT DE TRACTION ET DE PUISSANCE, LORS D'UNE ACCÉLÉRATION EFFECTUÉE AVEC LA LOCOMOTIVE 4701.

Train 10251 du 11 mai 1933
 17 voitures 734 tonnes
 Exemple d'accélération



Les puissances développées aux cylindres ont varié de 2 300 à 4 000 ch pour la locomotive 4701 et de 1 500 à 2 050 ch pour la locomotive 4502.

Il résulte de ces chiffres que la locomotive transformée a développé des puissances supérieures d'environ 40 à 100 % à celles de la locomotive primitive.

Les efforts développés au crochet du tender ont atteint jusqu'à 10 t sur un parcours de 12 km à la vitesse de 50 km/h en rampe de 10 mm par mètre et de 9,180 t également en rampe de 10 mm avec courbes de 500 mètres de rayon sur une distance de 10,300 km et à la vitesse moyenne de 61,2 km/h.

Le trajet de Brive à La Porcherie en rampe moyenne de 7,3 mm par mètre sur les 39 km qui s'étendent du P.K. 483 au P.K. 444, a été franchi à la vitesse moyenne de 77,1 km/h avec une charge de 532 t, en ne développant qu'un effort très moyen (cran de marche maximum de 45 % HP et 45 % BP). Dans le palier de Vigeois au P.K. 464, le cran de marche dut même être ramené à 20 % HP pour ne pas dépasser la vitesse limite de 85 km/h.

En 1908, la locomotive 4502 avait franchi avec une charge de 415 t le même parcours en 40 mn 7 s au lieu de 30 mn 20 s, soit à la vitesse moyenne de 58,4 km/h au lieu de 77,1, en donnant une puissance voisine de son maximum.

IV. ACCÉLÉRATIONS. — Grâce à son poids adhérent élevé et à son grand effort de traction, la locomotive 4701 a permis d'obtenir dans les démarrages ou aux reprises de vitesse des accélérations relativement élevées. La figure 29 donne à ce point de vue, en fonction du temps, les courbes des vitesses atteintes et des km parcourus avec des tonnages croissants de 230 à 734 t.

Les résultats obtenus avec faible tonnage (230 t) ont été relevés au Sud-Express où la vitesse de 110 km/h a pu être atteinte en 2 mn sur un espace de 2 km ; avec 589 t la même vitesse a été atteinte en 4 mn 45 s sur un espace de 5 km ; enfin avec une charge de 734 t, les résultats ont été peu différents, la vitesse de 100 km/h ayant été atteinte au bout de 4 mn 25 s et en moins de 4 km.

Il est intéressant de rapprocher ces courbes de celles publiées par M. le Professeur H. Nordmann dans le V.D.I. du 16/6/1934 relatives aux accélérations obtenues avec les locomotives Pacific normalisées de la Reichsbahn du type léger 03. On voit qu'avec une charge de 203 t, cette locomotive a mis 3 mn 50 s pour atteindre la vitesse de 110 km/h sur un espace de 4 km. Cette accélération est très inférieure à celles obtenues avec la locomotive 4701 puisqu'un résultat presque semblable a été atteint avec cette machine avec une charge de 589 t. Ceci s'explique d'ailleurs aisément par le plus grand effort de traction de la locomotive 4701 et par son plus grand poids adhérent, *bien que la puissance de sa chaudière, eu égard à ses dimensions, ne soit pas supérieure.*

Pour compléter les courbes de la figure 29, nous donnons figure 30 le graphique d'une accélération exceptionnelle effectuée au train spécial du 11 Mai 1933 avec une charge de 734 t. On voit que le régulateur ayant été ouvert au P.K. 255,200 à la vitesse de 30 km/h (après un ralentissement à 20 km/h), la vitesse de 114 km/h était atteinte au P.K. 261, soit au bout de 5,800 km pendant lesquels la puissance brute relevée au crochet de traction du tender a varié comme il suit : 2 040 ch au P.K. 256, 2 500 ch au P.K. 257, 2 800 ch au P.K. 258, 2 650 ch au P.K. 259 et 2 700 ch au P.K. 261. Le cran de marche utilisé depuis l'ouverture du régulateur jusqu'au P.K. 258,700 a été de 58 % aux cylindres HP et BP et de 50 % sur le reste du parcours ; l'effort au crochet du tender s'est élevé à 10 t au P.K. 255,600 ; il atteignait encore 8 t à 100 km/h au P.K. 258,700 et 6 t à 114 km/h au P.K. 261.

La puissance indiquée aux cylindres s'est élevée à 4 100 ch entre 95 et 100 km/h entre les P. K. 258 et 259. En définitive, les 5,8 km sur lesquels l'accélération a eu lieu ont été parcourus en 4 mn 29 s soit à la vitesse commerciale de 77 km/h pour une vitesse initiale de 30 km/h et une vitesse finale de 114 km/h.

V. RÉSUMÉ. — Les locomotives du type 4700 se sont révélées en service comme capables d'assurer dans de bonnes conditions la remorque des trains lourds et rapides sur les profils les plus variés qui se rencontrent notamment sur le parcours Vierzon-Narbonne auquel elles étaient destinées.

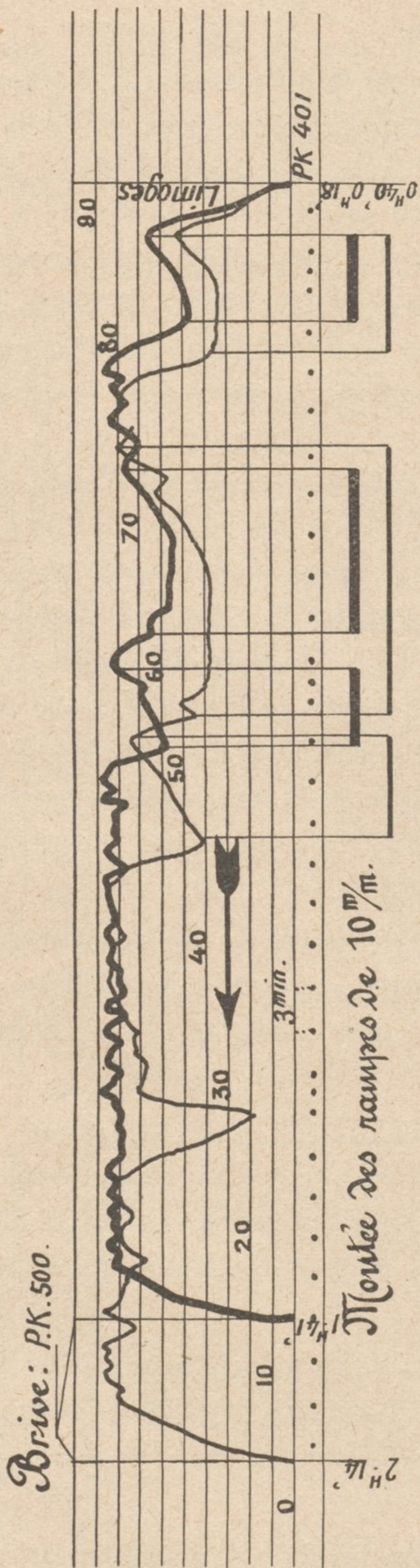
Elles remorquent ainsi à la vitesse des trains 67 et 68 tels qu'ils ont été accélérés en 1933 lors de la mise en service des locomotives 3800, des charges de 600 à 650 t, ce qui exige de monter les rampes de 10 mm à des vitesses de l'ordre de 50 à 65 km/h avec des crans de marche HP et BP de 50 à 55 %.

Sur les parties plates, l'effort demandé est relativement faible, des crans de marche de 20 % HP étant suffisants pour remorquer les mêmes trains à la vitesse de 120 km/h.

Le vide dans la boîte à fumée qui doit être maintenu à 400 mm d'eau lorsqu'on veut faire développer à la machine sa pleine puissance à la montée des rampes de 10 mm n'est plus que de l'ordre de 100 mm correspondant à un régime des plus réduits sur les parties en palier où des charges de 800 t pourraient très aisément être remorquées.

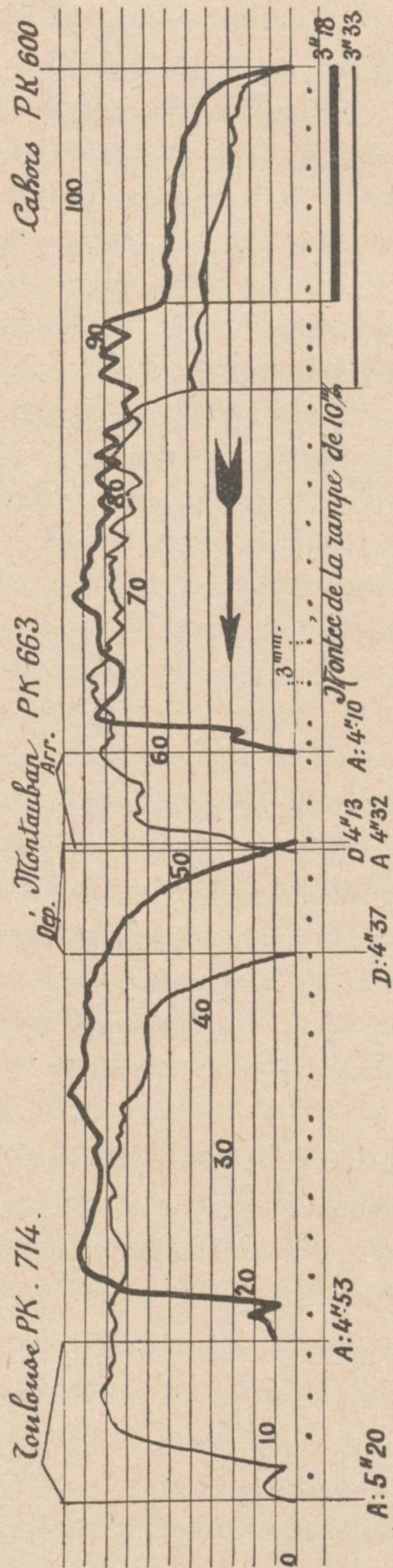
Nous donnons à titre d'exemple figures 1, 2, planche V, deux graphiques du service courant qui donneront une idée du travail *normal* demandé à ces locomotives.

Fig. 31a. — DIAGRAMMES COMPARÉS DE TRAINS REMORQUÉS PAR UNE LOCOMOTIVE 4700 ET PAR UNE LOCOMOTIVE 5800.



— Diagramme du train 67 du 28-29 Juin 1934. Tonnage 652 t. Mne. 4705.
 — Diagramme du train 67 du 1-2 Août 1934. Tonnage 648 t. Mne 5863.

Fig. 31b. — DIAGRAMMES COMPARÉS DE TRAINS REMORQUÉS PAR UNE LOCOMOTIVE 5800 ET PAR UNE LOCOMOTIVE 4700.



— Diagramme du train 67 du 25-26 Juillet 1934. Tonnage 614 t. Mne 4703.
 — Diagramme du train 67 du 26-27 Juillet 1934. Tonnage 616 t. Mne 5861.

A titre comparatif, nous donnons deux courbes de vitesses (Fig. 31^a et 31^b) obtenues aux mêmes trains mais remorqués, soit par des locomotives 4700, soit par des locomotives Mikado à simple expansion de 4,70 m² de surface de grille de la série 5800 qui assurent, le cas échéant, la réserve des machines 4700.

Il est à peine besoin d'insister sur l'écart considérable des vitesses (30 km/h par exemple au lieu de 50) auquel ces machines montent les rampes de 10 mm.

Les locomotives 5800 développent dans de telles conditions de 1 000 à 1 100 ch au crochet de traction là où les 4 700 en développent normalement de 1 700 à 1 900, résultat qui met nettement en évidence, comme nous l'avons signalé plus haut, l'insuffisance des machines 5800 pour remorquer avec des charges de 600 à 650 t les trains 67 et 68 accélérés.

B. — ESSAIS AVEC LOCOMOTIVES-FREIN

I. — Etude de la Chaudière

1^o PRÉLIMINAIRES. — L'étude thermique de la locomotive exige la mesure d'un certain nombre de données expérimentales qui conditionnent son fonctionnement.

a) *Données expérimentales.* — La mesure correcte des divers facteurs qui influent ainsi sur le fonctionnement de la machine nécessite des précautions spéciales à défaut desquelles les résultats d'essais ne donnent qu'une idée très inexacte des questions que l'on cherche à étudier.

D'une manière générale la *mesure des pressions* est relativement facile en ce sens qu'avec un manomètre *bien étalonné* on a en mains un appareil susceptible de donner les chiffres que l'on cherche. Mais l'exactitude de ces chiffres reste entièrement subordonnée à la façon dont les prises de pression ont été faites.

En effet, presque toutes les mesures de pression doivent être effectuées dans des enceintes parcourues par des fluides animés d'une grande vitesse de translation.

Il faut alors disposer les prises de pression pour que la *pression statique* que l'on cherche à connaître ne soit pas faussée par l'influence de la *pression dynamique*. Lorsque la valeur absolue des pressions à mesurer est grande, quelques précautions sommaires suffisent pour éviter les erreurs, mais lorsque les pressions à mesurer sont faibles, comme les dépressions dans un foyer ou dans une boîte à fumée, ou même comme la contre-pression dans une colonne d'échappement, il est absolument nécessaire d'utiliser des dispositifs de prise de pression éliminant parfaitement l'influence des pressions dynamiques. Toutes mesures faites sans ces précautions doivent être tenues pour suspectes.

Enfin, on ne doit pas oublier que les chiffres indiqués par les appareils n'ont encore, malgré ces précautions, qu'une *valeur relative*, lorsque la pression à mesurer subit des variations périodiques d'une certaine fréquence, — tel est également le cas d'un vide de boîte à fumée ou d'une contrepression à l'échappement, — parce que la position d'équilibre prise par l'aiguille indicatrice ou la colonne de liquide utilisée pour la mesure peut dépendre de la loi de variation de la pression dont on cherche la *valeur moyenne*, valeur moyenne définie par la *pression constante* qui produirait un « résultat » équivalent.

La *mesure des températures* présente plus de difficultés encore car on n'est jamais sûr que les phénomènes de rayonnement des cannes pyrométriques ne modifient pas parfois singulièrement la valeur des températures que l'on cherche à mesurer. Le choc des veines fluides sur les cannes pyrométriques sont également une source d'erreurs, et finalement il faut toujours faire quelques réserves sur la valeur absolue d'une température mesurée.

En ce qui concerne les appareils analyseurs de $\text{CO} + \text{H}$ et de CO^2 , que l'on utilise souvent dans les voitures dynamomètres modernes, il faut faire à leur sujet les plus expresses réserves. Nous avons pu constater que ces appareils donnaient la plupart du temps des indications manifestement erronées, notamment lorsque la dépression dans la boîte à fumée atteint une grande valeur.

En fait, nous n'avons jamais pu utiliser les chiffres donnés par ces appareils pour dresser un bilan thermique ayant quelque apparence de vérité. Il est hors de doute, à ce point de vue, que les analyses à l'appareil d'Orsat présentent à l'heure actuelle plus de sécurité. On peut cependant faire également à leur sujet certaines réserves car *le gaz produit dans la boîte à fumée d'une locomotive est en perpétuelle modification dans le temps et dans l'espace et l'on ne sait jamais si l'échantillon prélevé peut être considéré comme l'« échantillon moyen »*.

Supposant que toutes les précautions voulues aient été prises pour faire en période d'essais des relevés exacts en ce qui concerne les pressions et les températures, il reste un problème capital à résoudre, celui de la détermination des quantités d'eau et de combustible consommés.

La mesure de la quantité d'eau consommée ou vaporisée est relativement simple si la chaudière est étanche et si l'on a soin d'éviter, pendant l'essai, les pertes par les soupapes et de mesurer aussi exactement que possible les pertes pour amorçage des injecteurs et arrosage du combustible.

Il suffit alors de déterminer la consommation d'eau par jaugeage des caisses du tender au début et à la fin de l'essai. Ce jaugeage, qui constitue une *mesure directe*, ne peut donner lieu à erreurs sensibles s'il est fait avec les soins voulus. Les déterminations ainsi faites présentent en tous cas beaucoup plus de sécurité que celles résultant d'une méthode employée quelquefois qui consiste à mesurer la consommation d'eau à l'aide de compteurs placés sur le refoulement des injecteurs, méthode d'ailleurs critiquable indépendamment de la question du comptage proprement dit, car l'on mesure ainsi non seulement l'eau prise au tender, mais également l'eau condensée provenant de la vapeur nécessaire au fonctionnement des appareils d'alimentation (injecteurs ou pompes) ou prélevée à l'échappement.

Une autre méthode consiste à mesurer, à l'aide d'un compteur de vapeur réalisé par un diaphragme ou un Venturi intercalé sur les tuyaux d'admission. Mais nous ne pensons pas qu'il y ait là un moyen très sûr de déterminer la consommation d'eau des locomotives.

La consommation de charbon nécessite des précautions minutieuses pour être déterminée exactement.

En effet, *la consommation cherchée est celle qui correspond à la période de travail effectif de la locomotive*, déduction faite de la quantité utilisée pour l'allumage, c'est-à-dire pour la mise en pression de la chaudière et pour monter le feu, déduction faite également de la quantité équivalente en combustible frais du mélange de charbon et de coke en ignition, de cendres et de mâchefers répandus sur la grille à la fin de l'essai.

La méthode utilisée au Réseau d'Orléans a pour but de réduire au minimum la part d'arbitraire dans ces déterminations.

On commence donc par allumer la locomotive dont le feu a été basculé la veille. On introduit, à partir de ce moment jusqu'à l'instant du commencement de l'essai, un poids de combustible toujours sensiblement le même et correspondant à la quantité nécessaire pour porter la chaudière à son timbre et pour avoir un feu normalement monté avant le départ.

Soit A le poids de combustible ainsi introduit dans le foyer.

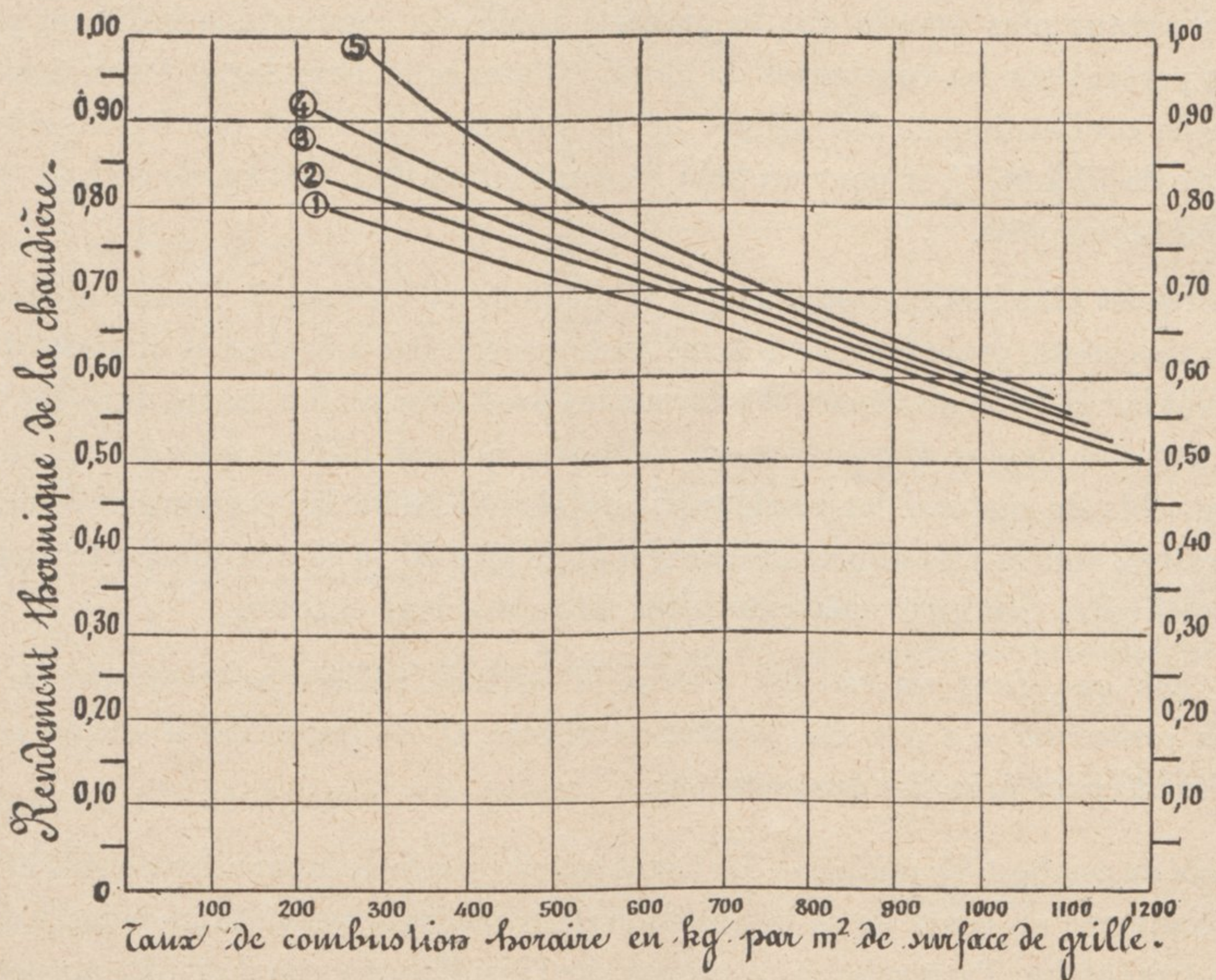
On mesure ensuite la quantité M de charbon préalablement mis en sac de 50 kg introduit dans le foyer pendant la marche.

A la fin de l'essai, le feu est basculé et le charbon et les résidus ainsi recueillis sont pesés, soit B, le poids trouvé. Un échantillon en est prélevé, analysé et essayé à la bombe pour en déterminer le pouvoir calorifique inférieur.

Si l'on appelle α le rapport entre les pouvoirs calorifiques inférieurs du basculage B et du

Fig. 32. — INFLUENCE DU MODE DE CALCUL DE LA CONSOMMATION DE CHARBON SUR LA VALEUR DU RENDEMENT THERMIQUE DE LA CHAUDIÈRE.

Reperes	Formule employée	Légende
1	$C = A - a + M - \alpha B$	A = Poids de combustible introduit dans le foyer pour l'allumage et le montage du feu. a = Poids de combustible nécessaire pour porter la chaudière à son timbre. M = Combustible utilisé pendant l'essai. B = Poids de charbon et de résidu sur la grille à la fin de l'essai. αB = Poids de charbon frais équivalent en calories au poids B
2	$C = A - a + M - B$	
3	$C = A - 1,25a + M - B$	
4	$C = A - 1,5a + M - B$	
5	$C = M$	



charbon frais, le poids de charbon frais équivalent au basculage est égal à αB et le poids total de combustible brûlé pendant l'essai est égal à $A + M - \alpha B$.

Pour déterminer le poids de combustible (a) effectivement nécessaire pour porter la chaudière à son timbre, ou ce qui revient au même, pour déterminer la quantité $A - a$ de combustible frais existant sur la grille au moment du départ, on détermine la quantité de chaleur nécessaire pour porter la chaudière à l'état dans lequel elle se trouve au début de l'essai.

On détermine ainsi directement la quantité de chaleur qu'il faut communiquer, d'une part aux tôles et aux réfractaires de la chaudière, et d'autre part, à l'eau qu'elle contient. Il reste

à tenir compte de la quantité de chaleur rayonnée à l'extérieur pendant cette opération, chiffre que nous demandons à l'expérience en étudiant la façon dont la chaudière se refroidit après le basculage.

La seule hypothèse que nous faisons réside dans la valeur que nous attribuons au rendement de la combustion et des surfaces de chauffe de la chaudière pendant l'opération de l'allumage.

Nous admettons pour ces deux chiffres la même valeur de 0,9, ce qui revient à prendre comme rendement de l'ensemble de la chaudière pendant cette opération le chiffre de 0,8.

L'expérience nous a montré que ces chiffres devaient être très voisins de la réalité, des essais de locomotive utilisant la chauffe au mazout pendant lesquels on peut mesurer directement le poids de combustible nécessaire à l'allumage les ayant confirmés.

Afin de montrer l'importance des erreurs qui peuvent être commises en calculant d'une manière inexacte le poids de combustible brûlé au cours d'un essai, nous avons donné figure 32 les valeurs prises par le rendement de la chaudière de la locomotive 4701 au cours des essais effectués avec locomotives frein, suivant le mode de calcul utilisé pour déterminer le poids de charbon brûlé pendant l'essai. On voit que l'erreur introduite est, comme il fallait s'y attendre, d'autant plus grande que la quantité totale de combustible brûlé est plus faible, les erreurs portant sur les constantes de l'essai (allumage et basculage). C'est ainsi que pour une allure de combustion de 300 kg par m² de surface de grille et par heure, le rendement calculé varie de 78 à 96 % et pour un taux de combustion de 1 000 kg, de 56 à 61 %, suivant les formules employées.

Les chiffres les plus bas correspondent à la méthode utilisée sur le Réseau d'Orléans et les chiffres les plus hauts, probablement à la méthode qui consiste à évaluer la quantité de combustible existant sur la grille au départ et à terminer l'essai avec un feu monté dans des conditions apparemment semblables. Cette dernière méthode, qui est utilisée quelquefois en ligne est donc susceptible de majorer les rendements de chaudière ou les économies de combustible de plus de 20 % aux faibles allures de marche et de près de 10 % aux allures très poussées en admettant en outre que les évaluations faites au jugé soient exactes.

Chaque fois que, dans un résultat d'essai, la méthode utilisée pour calculer le poids de combustible consommé n'a pas été strictement définie, il est impossible d'utiliser ces résultats en toute sécurité pour faire des comparaisons.

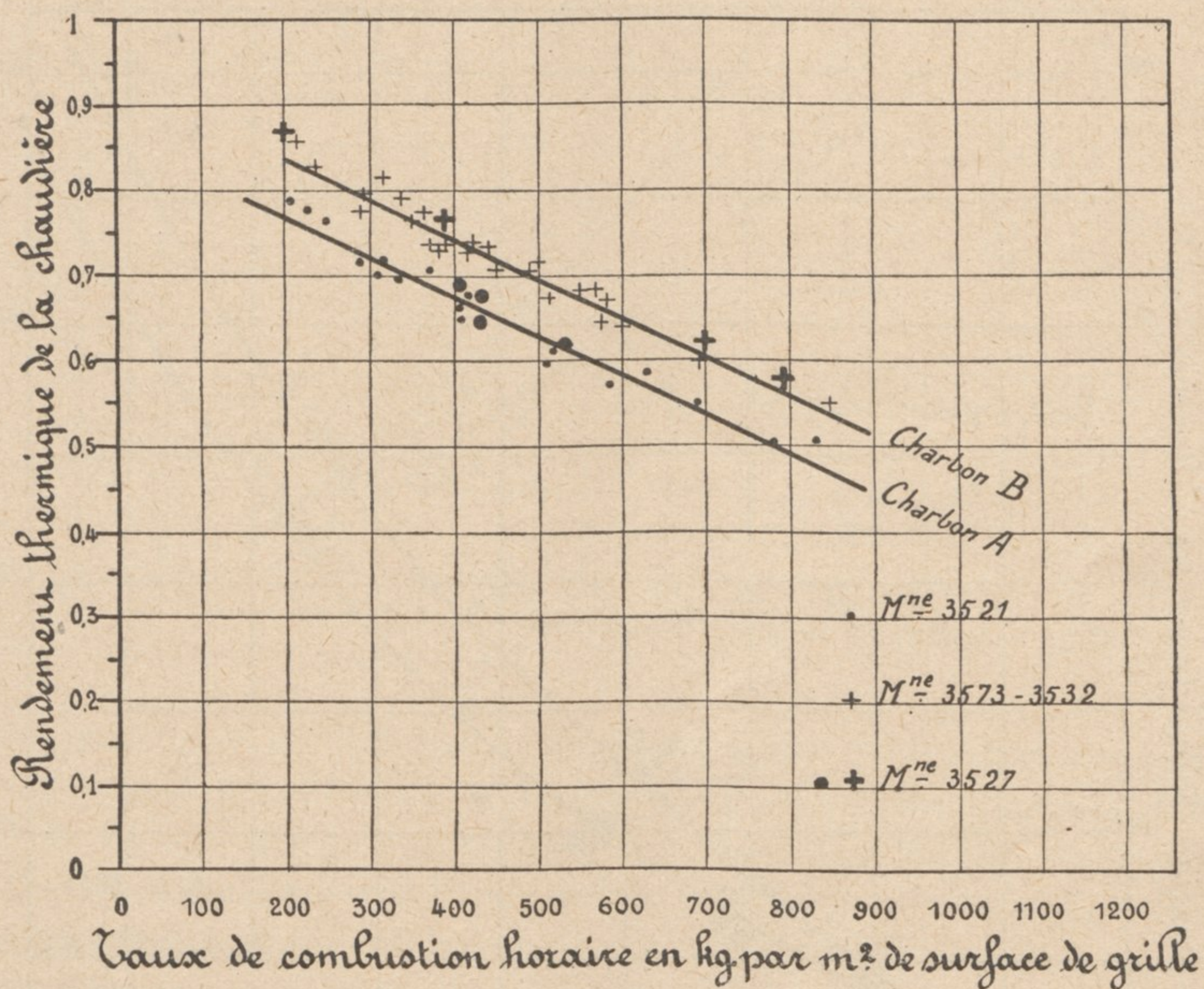
b) *Qualité du combustible utilisé.* — La connaissance exacte de la manière dont le combustible utilisé se comporte au cours de sa combustion dans un foyer présente un intérêt capital. On ne saurait trop attirer l'attention à ce propos sur l'insuffisance que donnent, au point de vue de la qualité d'un combustible, et plus spécialement d'une houille, la seule connaissance de son pouvoir calorifique, de ses constituants analytiques, de sa teneur en matières volatiles, de sa teneur en cendres et du point de fusion de ses cendres.

Comme l'a montré M. R. Dugas, Ingénieur Principal du Matériel et de la Traction de la Compagnie d'Orléans dans son étude intitulée : « Analyses et essais des combustibles destinés à la consommation des locomotives », étude parue dans le numéro de Janvier 1934 de la *Revue Générale*, le pouvoir cokéfiant des houilles semble présenter une importance toute spéciale au point de vue de leur valeur d'usage dans les foyers de locomotives.

Les essais auxquels nous avons procédé pendant ces derniers temps sur les locomotives de la Compagnie d'Orléans nous ont en effet amenés à faire des constatations très différentes avec des charbons réputés pourtant comme identiques, et cela uniquement par suite, pensons-nous, de temps de stockage différents ayant modifié leur pouvoir cokéfiant.

La figure 33 donne les chiffres de rendements thermiques de la chaudière obtenus avec quatre locomotives identiques de la série 3500 chauffées, soit avec un charbon que nous appellerons le charbon A, soit avec un second charbon que nous appellerons le charbon B,

Fig. 33. — RENDEMENTS THERMIQUES DE CHAUDIÈRE OBTENUS SUR LES MÊMES LOCOMOTIVES AVEC DEUX CHARBONS DIFFÉRENTS A ET B AYANT LES MÊMES CARACTÉRISTIQUES A L'ANALYSE, MAIS DE TEMPS DE STOCKAGE DIFFÉRENTS.



la locomotive N° 3527 ayant elle-même utilisé successivement les combustibles de ces deux catégories.

Les courbes de rendement thermique montrent que le charbon B a donné des résultats très supérieurs à ceux du charbon A.

C'est ainsi que pour une allure de combustion de 300 kg par m² de surface de grille et par heure, le rendement thermique a été de 72 % avec le charbon A et de 79 % avec le charbon B, soit un avantage de 9,7 % en faveur du charbon B ; à l'allure de combustion de 800 kg par m² de surface de grille et par heure, le rendement qui n'était que de 49 % avec le charbon A s'est élevé à 56 % avec le charbon B, soit un avantage de 14,25 % en faveur du charbon B.

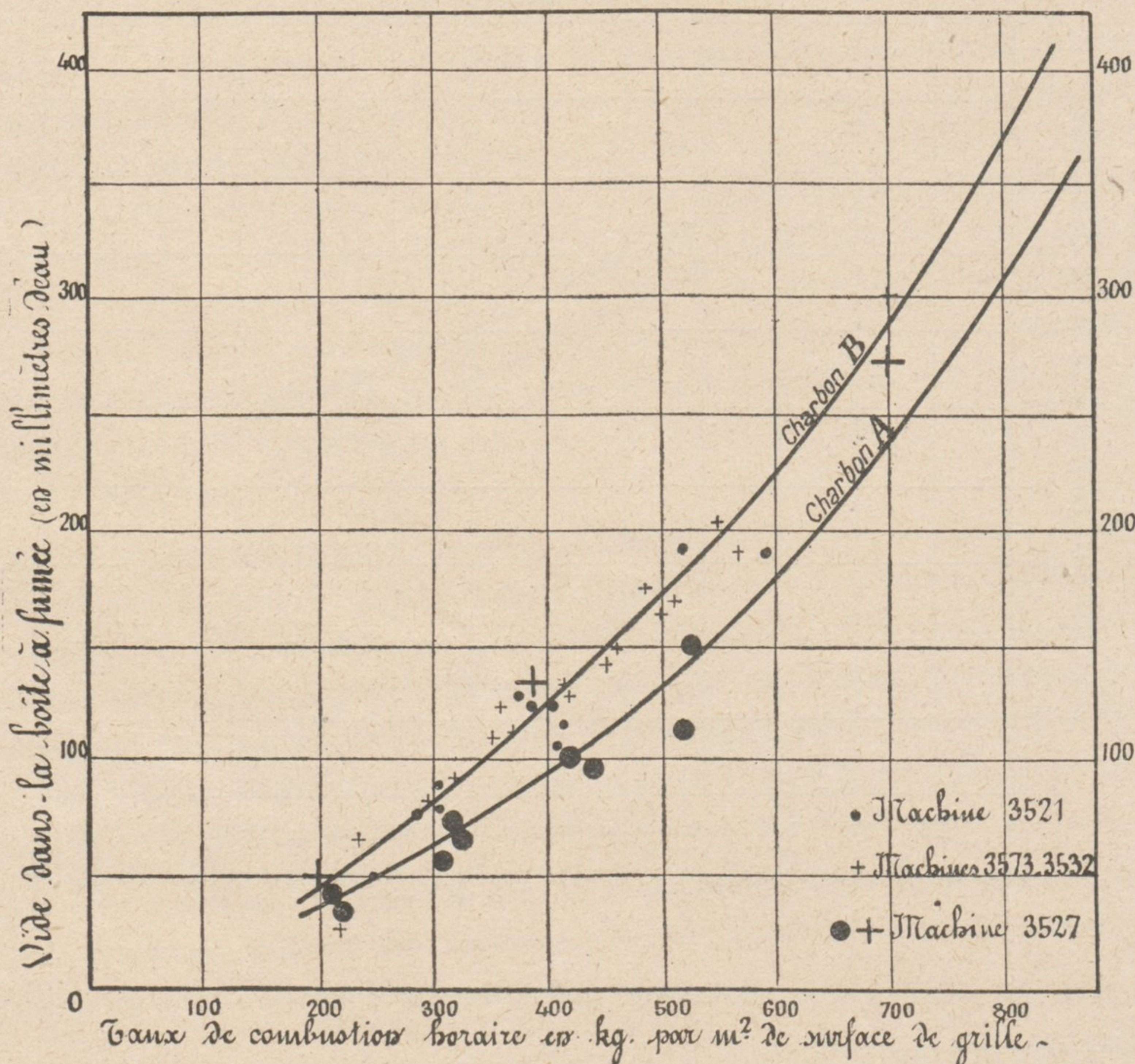
Le chargement utilisé au cours de ces essais était constitué par un mélange de 60 % de charbon A ou de 60 % de charbon B et de 40 % d'une même sorte de briquettes.

Ces trois espèces de combustibles avaient les caractéristiques suivantes :

	POUVOIR CALORIFIQUE SUPÉRIEUR sur charbon brut en calories	TENEUR en cendres sur charbon brut %	HUMIDITÉ sur charbon brut %	TENEUR en matières volatiles sur charbon brut %
Charbon A.....	8330 calories	4,1 %	2,10 %	21 à 22 %
Charbon B.....	8310 calories	4,8 %	2,00 %	17 à 19 %
Briquettes.....	8100 calories	7,8 %	1,90 %	16 à 18 %

Le pouvoir calorifique supérieur moyen du mélange utilisé dans les proportions indiquées

Fig. 34. — VIDE OBTENU DANS LA BOITE A FUMÉE AVEC LES CHARBONS A ET B EN FONCTION DU TAUX DE COMBUSTION.



ci-dessus étaient ainsi, dans les deux cas, du charbon A et du charbon B, d'environ 8 240 calories.

Le pouvoir calorifique inférieur de ces deux mélanges calculé par la formule :

$$pc = PC - (6 E + 54 H)$$

ou E est le % en humidité

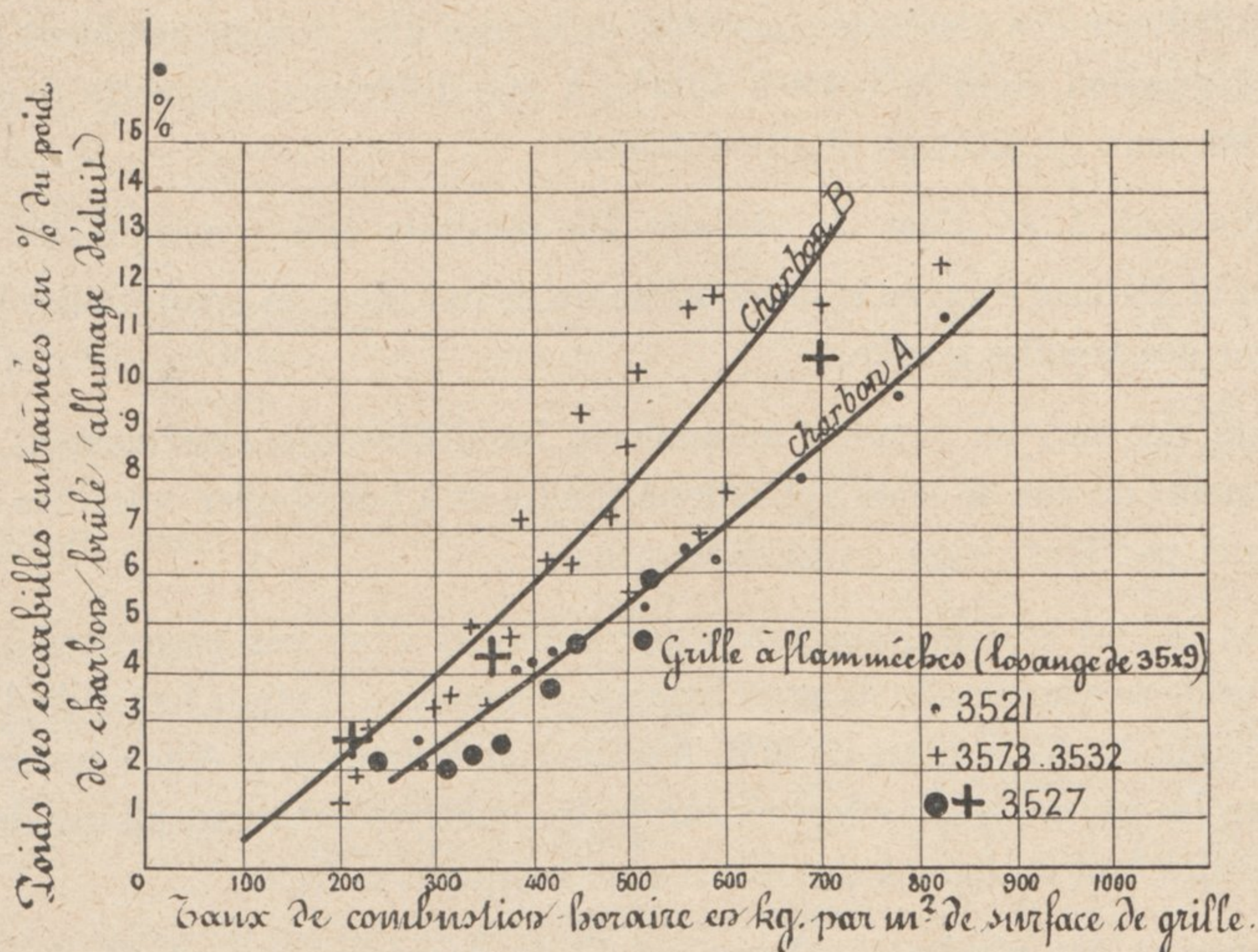
et H la teneur en hydrogène de l'échantillon

était de 7 950 calories.

Rien, ni dans les pouvoirs calorifiques, ni dans les teneurs en cendres, ni dans les teneurs en matières volatiles, ne pouvait expliquer la différence constatée dans les rendements obtenus avec les deux types de chargement sur quatre locomotives identiques.

En traçant les courbes de vide dans la boîte à fumée en fonction des taux de combustion horaire par m² de surface de grille (Fig. 34), on a pu constater que le charbon A donnant le meilleur rendement occasionnait également *un vide plus grand dans la boîte à fumée*. C'est ainsi que ce vide, qui était d'environ 65 mm d'eau pour un taux de 300 kg avec le charbon A s'élevait à 72 mm pour le charbon B. A l'allure de 600 kg par m² de surface de grille et par heure, ces chiffres devenaient respectivement 180 et 225 mm d'eau.

Fig. 35. — ENTRAINEMENT DES ESCARBILLES EN FONCTION DE L'ALLURE DE COMBUSTION POUR LES CHARBONS A ET B.



Le feu ayant toujours été conduit dans les mêmes conditions par le même chauffeur et avec la même épaisseur pour des allures de combustion similaires, ce surcroît de vide obtenu dans la boîte à fumée est la preuve de la *moins grande perméabilité* par l'air du charbon B que du charbon A. Cette moindre perméabilité, qui concorde précisément avec un meilleur rendement, semble être due à *une meilleure cokéfaction* du charbon B que du charbon A, ce dernier se laissant au contraire traverser plus facilement mais sans que l'excès d'air ainsi obtenu semble contribuer à améliorer la combustion faute d'une cokéfaction suffisante.

Si l'on trace d'autre part les courbes donnant le poids des escarbilles recueillies dans la boîte à fumée en % du poids de charbon brûlé (Fig. 35), on s'aperçoit que les pertes par escarbilles sont également plus élevées pour le charbon B que pour le charbon A, bien que le charbon B ait conduit à un rendement thermique nettement supérieur.

Ce résultat, qui à première vue peut sembler paradoxal, s'explique également par le fait que la couche de charbon B étant mieux cokéfiée et ne pouvant pas se laisser traverser facilement par l'air, le laisse passer à une vitesse accrue dans les fissures que la couche présente inévitablement et où l'entraînement devient relativement abondant.

En résumé, le charbon B qui cokéfie bien donne un bon rendement thermique parce que l'air introduit dans le foyer est utilisé presque en totalité à la combustion, tandis qu'avec le charbon A, cet air traverse une couche mal cokéfiée ressemblant un peu à une couche de gravier

dont les grains plus ou moins gros se laissent soulever par l'air comme le ferait une soupape et retombent en majeure partie à leur place après avoir laissé passer cet air sans lui opposer une très grande résistance. Il y a moins d'escarbilles entraînées qu'avec le charbon B, mais cette diminution de pertes par escarbilles est plus que compensée par la moins bonne pénétration de l'air comburant dans les porosités du combustible, comme le prouve le bilan thermique finalement obtenu.

Or, les combustibles A et B utilisés ne différaient que par leur temps de stockage, et jusqu'à plus ample informé, c'est à cette différence de temps de stockage uniquement que nous devons attribuer la différence des résultats constatés, différence due, comme semblent le prouver les courbes de dépression dans la boîte à fumée, à une différence très nette dans le degré de cokéfaction des deux qualités de charbon utilisé.

Il est intéressant à ce sujet de signaler les résultats très remarquables obtenus par MM. Audibert et Delmas (1) avec le dilatomètre qu'ils ont imaginé pour étudier la fusion et le boursoufflement des houilles à coke.

Ces résultats ont mis en lumière notamment les différences extrêmement grandes qui existaient au point de vue de leurs aptitudes à fondre et à boursouffler entre des houilles ne se distinguant que par leur degré de vieillissement.

Etant donné la très grande importance que semblent avoir ces propriétés d'un charbon, au point de vue de sa combustion dans un foyer de locomotive, il serait fort utile d'entreprendre à ce sujet, à l'aide du dilatomètre de MM. Audibert et Delmas, une étude systématique de la question, contrôlée par des essais effectués sur des locomotives à diverses allures de combustion, soit au laboratoire, soit en ligne à des essais avec locomotives-frein.

De toutes façons, les résultats obtenus au P. O. montrent avec toute leur importance l'influence sur le rendement thermique des chaudières et sur la consommation de combustible des locomotives, non seulement des pouvoirs calorifiques des houilles utilisées, de leur état physique (criblage du charbon) (2), mais également de l'âge de ces houilles.

Comme les mesures habituelles faites au laboratoire ne permettent pas de déceler d'une manière suffisante l'effet parfois désastreux du stockage sur le pouvoir cokéfiant des houilles (3) il serait souhaitable que l'on s'assure toujours au préalable, à l'aide du dilatomètre de MM. Audibert et Delmas notamment, du pouvoir cokéfiant de la houille utilisée.

2° ESSAIS DES LOCOMOTIVES 4701 et 4708. — a) *Rappels des données relatives à leurs chaudières.* — Comme on l'a vu plus haut, les chaudières de la locomotive 4701 et des locomotives 4702-4712, diffèrent légèrement en ce qui concerne la constitution de leur faisceau tubulaire.

(1) Voir communication de M. Charles Arnu au troisième Congrès du Chauffage industriel, Paris 1934.

(2) Voir à ce sujet très important le Bulletin 101 de Septembre 1917 de l'Université de l'Illinois : « Comparative tests of six sizes of illinois Coal on a Mikado locomotive ».

(3) Voir Bulletin N° 97 du 28 Mai 1917 de l'Université de l'Illinois « Effects of storage upon the properties of coal ».

Le tableau ci-dessous a été établi pour faire apparaître ces différences principales :

		4701		4702-4712	
		avec surchauffeur type H (1)	avec surchauffeur type H (1) + type E (2)	avec surchauffeur type H (1)	
Foyer		Même foyer sauf en ce qui concerne la face antérieure du siphon Nicholson qui est verticale dans la locomotive 4701 et inclinée de l'AV à l'AR, en allant de haut en bas dans les locomotives 4702-4712.			
Faisceau tubulaire	Type et diamètre des tubes	Serve	65/70	65/70	60/65
		Lisses	44,5/49,5	44,5/49,5 et 65/70	44,5/49,5
		Gros	125/133	125/133	125/133 avec partie rétrécie côté foyer ondulée
	Nombre	Serve	75	67	86
		Lisses	29	29 + 8	28
		Gros	28	28	30
Longueur entre plaques tubulaires			4,25		
Surface de chauffe directe	Foyer		20,684		
	Siphon Nicholson		4,216		
	Totale		24,900		
Surface de chauffe indirecte	Côté gaz	215,90	202,82	213,61	
	Côté eau	161	161	169,56	
Surface de surchauffe côté gaz		62,53	67,49	67,02	
Section de passage des gaz	Tubes Serve	0,2265	0,2025	0,2215	
	Tubes lisses	0,03644	0,03644	0,0351	
	Gros tubes (surchauffe)	0,222	0,222 + 0,0193	0,2376	
Rapport entre la section de passage des gaz à travers les tubes de surchauffe et la section de passage des gaz à travers les tubes bouilleurs		0,84	1,04	0,93	
Section totale de passage des gaz à travers le faisceau tubulaire au corps des tubes		0,4849	0,4802	0,4943	
Rapport entre la surface de frottement dans les tubes et leur section de passage au corps	Serve	533,5	533,5	557	
	Lisses	429,5	429,5	429,5	
	Gros (surchauffe)	H (1) 496	H (1) 496 E (2) 600	H (1) 496	
Rapport entre la longueur des tubes et leur diamètre équivalent (rapport ci-dessus divisé par 4)	Serve	133	133	139	
	Lisses		107		
	Gros (surchauffe)	124	H (1) 124 E (2) 150	124	
Volume du foyer			8,20		
Rapport entre le volume du foyer et la surface de grille			2,16		

Les chaudières des machines 4701 et 4702-4712 diffèrent donc surtout en ce que la résistance au passage des gaz du faisceau des tubes Serve a été un peu accrue dans ces dernières, le rapport de la surface de frottement des gaz contre ces tubes à leur section de passage au corps ayant été porté de 533,5 à 557.

(1) Surchauffeur HOULET.

(2) Surchauffeur SCHMIDT à petits tubes type E.

Le but de cette modification a été d'augmenter légèrement le rendement thermique de cette partie du faisceau tubulaire.

En effet, d'après la théorie de la transmission de la chaleur à travers les tubes à fumée la quantité de chaleur absorbée par un faisceau tubulaire peut se mettre sous la forme (1).

$$Q = M \Gamma (T_0 - \theta) \left(1 - e^{-\frac{K S}{\Gamma \omega}} \right)$$

formule dans laquelle :

M représente la masse des gaz pénétrant dans l'unité de temps dans le faisceau tubulaire,

Γ la chaleur spécifique de ces gaz,

T_0 leur température de l'entrée du faisceau,

θ la température de l'eau contenue dans la chaudière,

K une constante,

$\frac{s}{\omega}$ le rapport entre la surface de frottement des gaz contre les parois du tube à leur section de passage au corps égal à quatre fois le rapport entre la longueur des tubes et leur diamètre équivalent (2).

e la base des logarithmes népériens.

Si, toutes choses égales d'ailleurs, on ne change que la valeur du rapport $\frac{s}{\omega}$ sans changer ω , les quantités de chaleur absorbées par le nouveau faisceau tubulaire caractérisée par le rapport $\frac{s'}{\omega}$ pourront être déduites de la formule ci-dessus.

Si l'on développe en série les exponentielles, le rapport de ces quantités de chaleur prend la forme :

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{1 - e^{-\frac{K s'}{\Gamma \omega'}}}{1 - e^{-\frac{K s}{\Gamma \omega}}} = \frac{\frac{K}{\Gamma} \frac{s'}{\omega'} + \left(\frac{K}{\Gamma} \frac{s'}{\omega'} \right)^2 \frac{1}{2!} + \dots}{\frac{K}{\Gamma} \frac{s}{\omega} + \left(\frac{K}{\Gamma} \frac{s}{\omega} \right)^2 \frac{1}{2!} + \dots}$$

Si nous supposons $\frac{s'}{\omega'}$ supérieur à $\frac{s}{\omega}$ on voit que les termes de la série constituant le numérateur sont, à partir du second terme, tous respectivement inférieurs à ceux ayant le même exposant situé au dénominateur, ce qui permet d'écrire :

$$\frac{Q'}{Q} > \frac{\frac{K}{\Gamma} \frac{s'}{\omega'}}{\frac{K}{\Gamma} \frac{s}{\omega}}$$

ou

$$\frac{Q'}{Q} > \frac{\frac{s'}{\omega'}}{\frac{s}{\omega}}$$

(1) Voir comptes rendus du Congrès Scientifique International, Liège 1922, 621.131.2.

(2) Le diamètre équivalent des tubes se définit justement par cette égalité : On voit que pour un tube lisse, son diamètre équivalent est son diamètre réel.

Il résulte de cet examen que dans le cas des locomotives 4701 et 4702 - 4712, le faisceau des tubes Serve absorbe, dans le cas des 4702 - 4712, une quantité de chaleur supérieure à celle absorbée dans la 4701, ces quantités de chaleur étant à peu près dans le rapport :

$$\frac{Q'}{Q} = \frac{557}{553,5} = 1,06$$

soit une différence de 6 % en faveur de la deuxième solution.

On a cherché à améliorer aussi la transmission de la chaleur à travers les gros tubes à fumée dans la partie rétreinte de ces tubes côté foyer en y pratiquant des ondulations qui ont surtout pour but de créer dans cette région où la vitesse des gaz est moins considérable qu'ailleurs, une turbulence capable d'intensifier les phénomènes de transmission.

On verra qu'effectivement le rendement de la chaudière des locomotives 4702 - 4712 a été légèrement accru et que la température de surchauffe obtenue, malgré la présence de 30 gros tubes au lieu de 28, n'a pas été plus grande que celle obtenue dans la disposition primitive de la locomotive 4701 muni du surchauffeur type Houlet seul.

Cette constatation est une preuve que la quantité de vapeur produite par les surfaces de chauffe mouillées a été accrue puisque malgré le plus grand développement du surchauffeur la température finale de la vapeur est restée sensiblement la même.

b) *Résultats des essais.* — 1° *Rendement thermique.* — Avant d'exposer les résultats obtenus, il est nécessaire d'apporter quelques précisions sur la signification du taux de vaporisation et du rendement thermique de la chaudière dans les deux cas où la locomotive fonctionne *avec ou sans réchauffage de l'eau d'alimentation.*

Dans le cas simple où il n'y a pas de réchauffage, on peut déjà se faire une idée du rendement thermique de la chaudière en examinant les taux de vaporisation, c'est-à-dire les poids d'eau vaporisée par kg de charbon, ou, ce qui revient au même dans ce cas particulier, *les poids d'eau prélevée au tender* (pertes par amorçage des injecteurs et par arrosage du combustible déduites) par kg de combustible brûlé pendant l'essai. Il suffit en effet de multiplier le chiffre brut ainsi trouvé par le rapport de la quantité de chaleur fournie à 1 kg d'eau vaporisée au pouvoir calorifique inférieur du charbon pour obtenir la valeur du rendement thermique de la chaudière.

Par contre, lorsque, dans le cas devenu presque général aujourd'hui, l'alimentation est faite par un appareil réchauffeur d'eau d'alimentation (injecteur à vapeur d'échappement ou réchauffeur à pompe), on ne perçoit plus, à priori, le sens exact, du point de vue du rendement thermique de la chaudière, du taux de vaporisation fictif obtenu, en divisant le poids d'eau prélevée au tender au cours de l'essai par le poids de combustible correspondant.

Il est donc nécessaire d'examiner si l'on peut conserver, même dans le cas du réchauffage, la notion simple et habituelle *du taux de vaporisation.*

Or, il se trouve justement que la quantité de chaleur apportée par la vapeur prélevée à l'échappement servant à porter l'eau du tender à la température de réchauffage est compensée presque exactement par la quantité de chaleur supplémentaire que doit fournir le charbon pour échauffer, vaporiser et surchauffer la quantité d'eau provenant de la condensation de cette vapeur,

Cette compensation n'existe toutefois que grâce à l'abaissement de la température de surchauffe qui résulte nécessairement, comme nous avons déjà eu l'occasion de l'expliquer (1) du réchauffage lui-même.

Afin de bien faire comprendre le mécanisme de cette compensation, nous dresserons le bilan suivant :

1° Élévation de température de l'eau d'alimentation due à la condensation de la vapeur d'échappement du moteur actionnant la pompe : 20° (hypothèse à vérifier dans chaque cas particulier).

2° Quantité de chaleur apportée par la vapeur prélevée à l'échappement par kg d'eau prélevée au tender à la température supposée de 15° et pour une température de réchauffage prise égale à 95°.

$$95 - 20 - 15 = 60 \text{ calories.}$$

3° Poids de vapeur prélevée à l'échappement par kg d'eau prise au tender en admettant que la chaleur totale de cette vapeur soit de 655 calories.

$$\frac{60}{655 - 95} = 0,107 \text{ kg}$$

4° Abaissement de la température de surchauffe due au réchauffage de l'eau d'alimentation à 95° :

— Chaleur de surchauffe de 1 kg de vapeur à 20 Hpz et 400° : 118 cal.

— Cette même quantité de chaleur, soit 118 cal. est à incorporer dans le cas du réchauffage (à taux de combustible égal) non plus à 1 kg d'eau mais à 1 kg d'eau prise au tender + à 0,107 kg d'eau prélevée à l'échappement ;

— La chaleur de surchauffe incorporée, dans le cas du réchauffage, à 1 kg de vapeur produite à 20 Hpz, est donc de :

$$110 \times \frac{1}{1,107} = 106,5 \text{ cal.}$$

— Température de surchauffe T_r avec réchauffage de l'eau d'alimentation pour une température de surchauffe de 400° sans réchauffage, la température d'ébullition de l'eau à 20 Hpz étant prise égale à 213° :

$$(400 - 213) \times \frac{106,5}{118} = T_r - 213 = 179$$

d'où

$$T_r = 382^\circ$$

5° Quantité de chaleur à fournir par le charbon pour échauffer, vaporiser et surchauffer, à la température de surchauffe abaissée par le réchauffage, l'eau prélevée à l'échappement :

$$0,107 \times (764 - 95) = 71,5 \text{ calories}$$

6° Quantité de chaleur à fournir en moins par le charbon du fait de l'abaissement de la température de surchauffe due au réchauffage pour vaporiser 1 kg d'eau prise au tender :

$$775 - 764 = 11 \text{ calories}$$

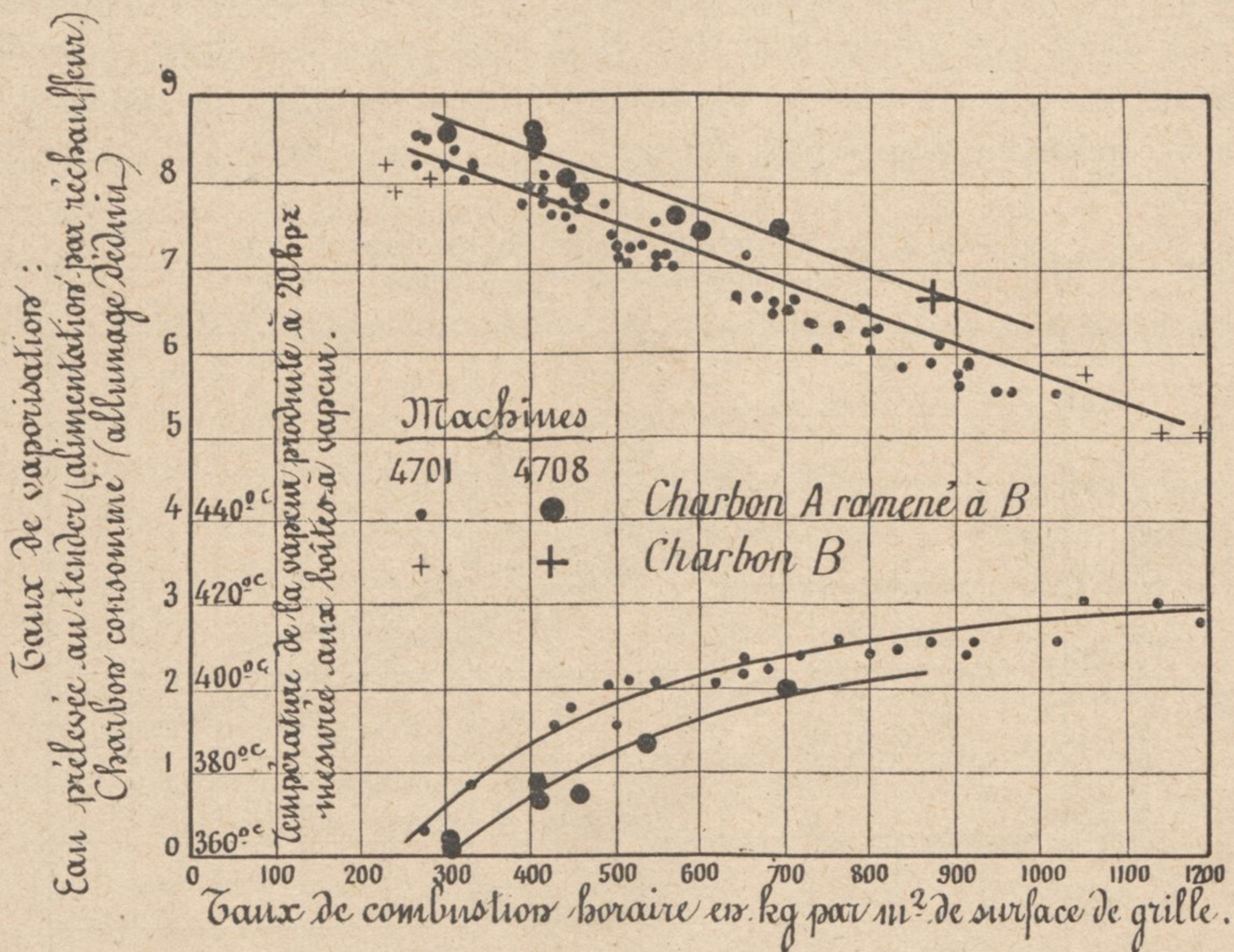
(1) Voir *Revue Générale*, N° de Juillet 1931.

7° Bilan final :

Chaleur apportée par la vapeur prélevée.	Chaleur supplémentaire à fournir par le charbon pour vaporiser l'eau condensée provenant de la vapeur prélevée.	Quantité de chaleur supplémentaire à fournir par le charbon dans le cas du réchauffage de l'eau d'alimentation par kg d'eau prélevée au tender.
60 cal.	(71,5 — 11) cal.	= 0,5 cal.

En résumé, que la locomotive fonctionne avec ou sans prélèvement de vapeur à l'échappement, le rapport entre le poids d'eau prise au tender et le charbon brûlé, rapport qui répond à la définition du taux de vaporisation dans le cas où la machine marche à l'injecteur ou avec une pompe à eau froide, a pratiquement la même signification.

Fig. 36. — TAUX DE VAPORISATION OBTENUS AVEC LES LOCOMOTIVES 4701 ET 4708.



Le calcul du rendement thermique de la chaudière pourra donc se faire très facilement en multipliant le taux de vaporisation $\frac{E}{C-a}$ où E est le poids d'eau prélevée au tender (pertes pour amorçage des injecteurs et arrosage du combustible déduites) et (C-a), le poids de charbon, allumage déduit, brûlé pendant l'essai, par le rapport :

$$\frac{\lambda - \theta}{pc}$$

λ étant la chaleur totale de la vapeur produite à la température de surchauffe obtenue sans réchauffage,

θ la température de l'eau prise au tender,

pc le pouvoir calorifique inférieur du combustible utilisé.

Si, dans un but de commodité, on prend dans tous les cas pour λ la chaleur totale de la

vapeur effectivement produite, qu'il y ait ou non réchauffage de l'eau d'alimentation, le rendement thermique calculé ne comportera, dans le cas du réchauffage, qu'une erreur par défaut de l'ordre de : 1 à 2 %.

On rétablira très facilement la vérité en multipliant le rendement obtenu par le rapport :

$$\frac{775 - 11}{775} = \frac{1}{0,985} \text{ pour une surchauffe de } 400^{\circ}$$

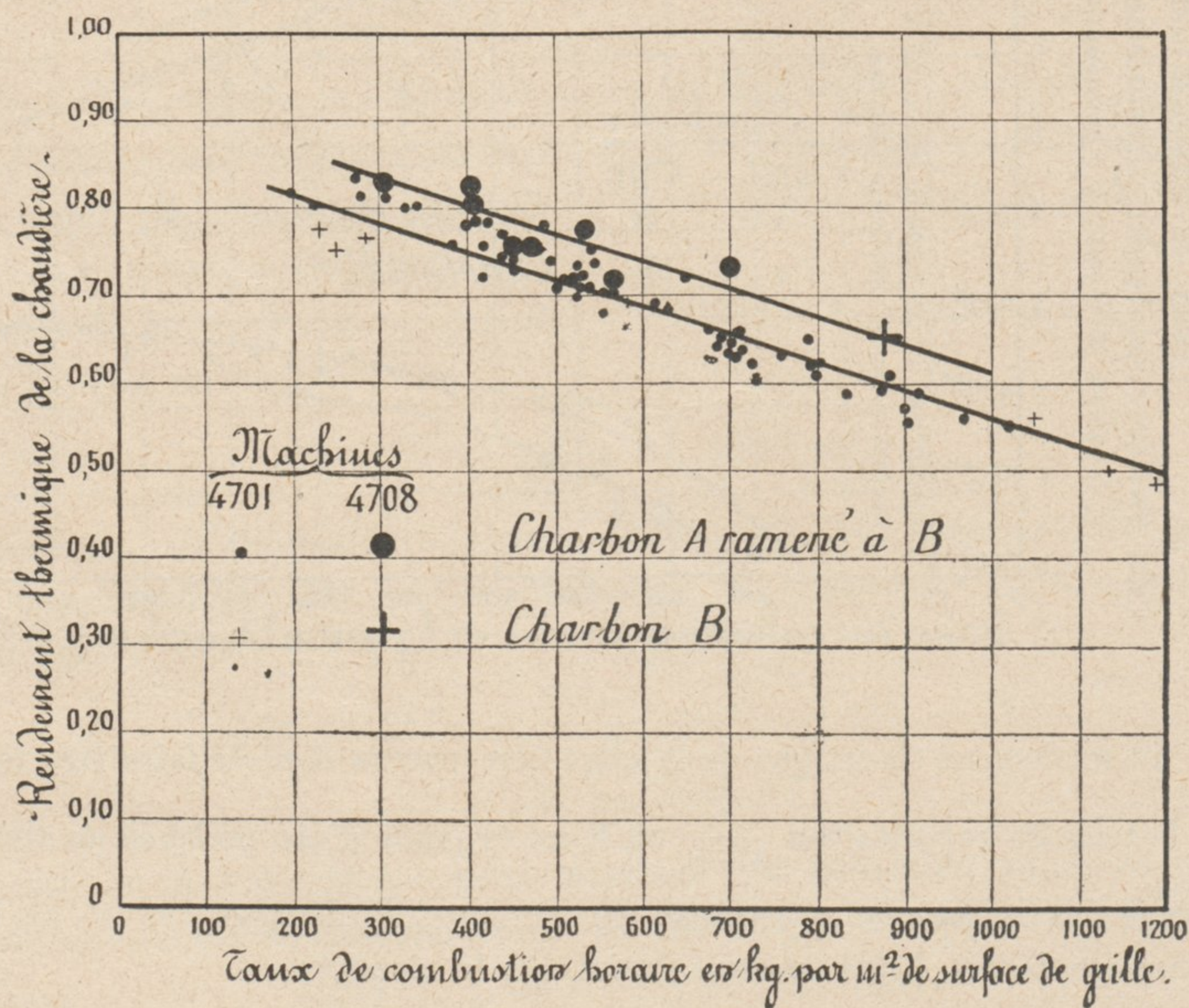
ou par $\frac{1}{0,995}$ pour une surchauffe de 300° .

Ceci posé, nous donnons (Fig. 36) les courbes des taux de vaporisation relatives aux locomotives 4701 et 4708.

Tous les résultats ont bien entendu été ramenés à un même type de charbon, c'est-à-dire au charbon B considéré plus haut.

On voit que le taux de vaporisation brut a varié pour la locomotive 4701 dans son état définitif, c'est-à-dire avec surchauffeur H + E, de 8,25 l pour une allure de combustion de 300 kg par m² de surface de grille et par heure à 6 l pour une allure de 900 kg et à 5 l pour une allure de combustion dépassant 1 100 kg.

Fig. 37. — RENDEMENTS THERMIQUES OBTENUS AVEC LES LOCOMOTIVES 4701 ET 4708.



La ligne droite tracée pour représenter la variation du taux de vaporisation en fonction de l'allure de combustion, tient compte de l'influence de la température de l'eau d'alimentation sur le résultat. Au contraire, en traçant une courbe moyenne passant par les centres du groupement des points expérimentaux reportés sur le graphique sans tenir compte de cette influence, on aurait eu une courbe de forme hyperbolique passant au-dessous de la ligne droite entre 500 et 1 000 kg de taux de combustion horaire et au-dessus, en deçà et au delà.

Avec la locomotive 4708, ce taux de vaporisation est passé de 8,75 l, pour une allure de combustion de 300 kg, à 6,6 l pour une allure de 900 kg.

La même figure 36 indique les températures auxquelles la vapeur a été produite, et l'on voit que l'écart entre les deux machines est de l'ordre de 10 à 13° à peu près à toutes les allures. C'est ainsi que pour un taux de combustion faible de 300 kg par m² de surface de grille et par heure, la température de la vapeur est de 360° avec la locomotive 4708 et de 373° avec la locomotive 4701, et qu'à l'allure de 900 kg, ces températures sont respectivement de 407 et 416°.

La figure 37 est relative aux rendements thermiques de la chaudière de ces deux locomotives. On voit que la locomotive 4708 a bien un rendement un peu supérieur à celui de la locomotive 4701, les valeurs correspondantes de ce rendement étant respectivement de 83 % pour la machine 4708 et de 78 % pour la locomotive 4701 pour un taux de combustion de 300 kg par m² de surface de grille et par heure et de 65 % et 60 % respectivement pour une allure de combustion de 900 kg.

Aux essais très poussés effectués avec la locomotive 4701, ce rendement atteignait encore 50 % pour un taux de combustion de 1 200 kg environ.

L'écart constaté entre les rendements de chaudière des locomotives 4701 et 4708 est de l'ordre de 5,5 % en faveur de la locomotive 4708 aux faibles allures de marche et de 8,5 % aux allures très poussées.

Cet écart peut s'expliquer comme nous l'avons vu plus haut par un meilleur coefficient de transmission à travers le faisceau tubulaire. Il peut s'expliquer aussi par un appel d'air un peu plus régulier sur la grille dû à une résistance plus homogène du faisceau tubulaire, enfin à un calorifugeage un peu meilleur, la locomotive 4708 ayant reçu en plus des enveloppes habituelles de la 4701 un matelas d'amiante. On verra plus loin que l'influence de ce meilleur calorifugeage ne peut cependant être très grande aux fortes allures et qu'elle a pu jouer aux faibles allures pour 1 à 2 %.

Si l'on examine maintenant comment se situent les courbes de rendement des locomotives 4700 par rapport à celles déjà connues d'autres locomotives, en faisant toutefois, au sujet de ces dernières, les réserves que nous avons faites précédemment, tant en ce qui concerne le calcul des quantités de charbon consommé que la qualité de ces charbons, même à pouvoir calorifique égal, on voit sur la figure 38, établie dans un but comparatif, que les courbes de rendement de chaudière des locomotives 4700 (courbes 1 et 2) figurent parmi les meilleures obtenues jusqu'ici.

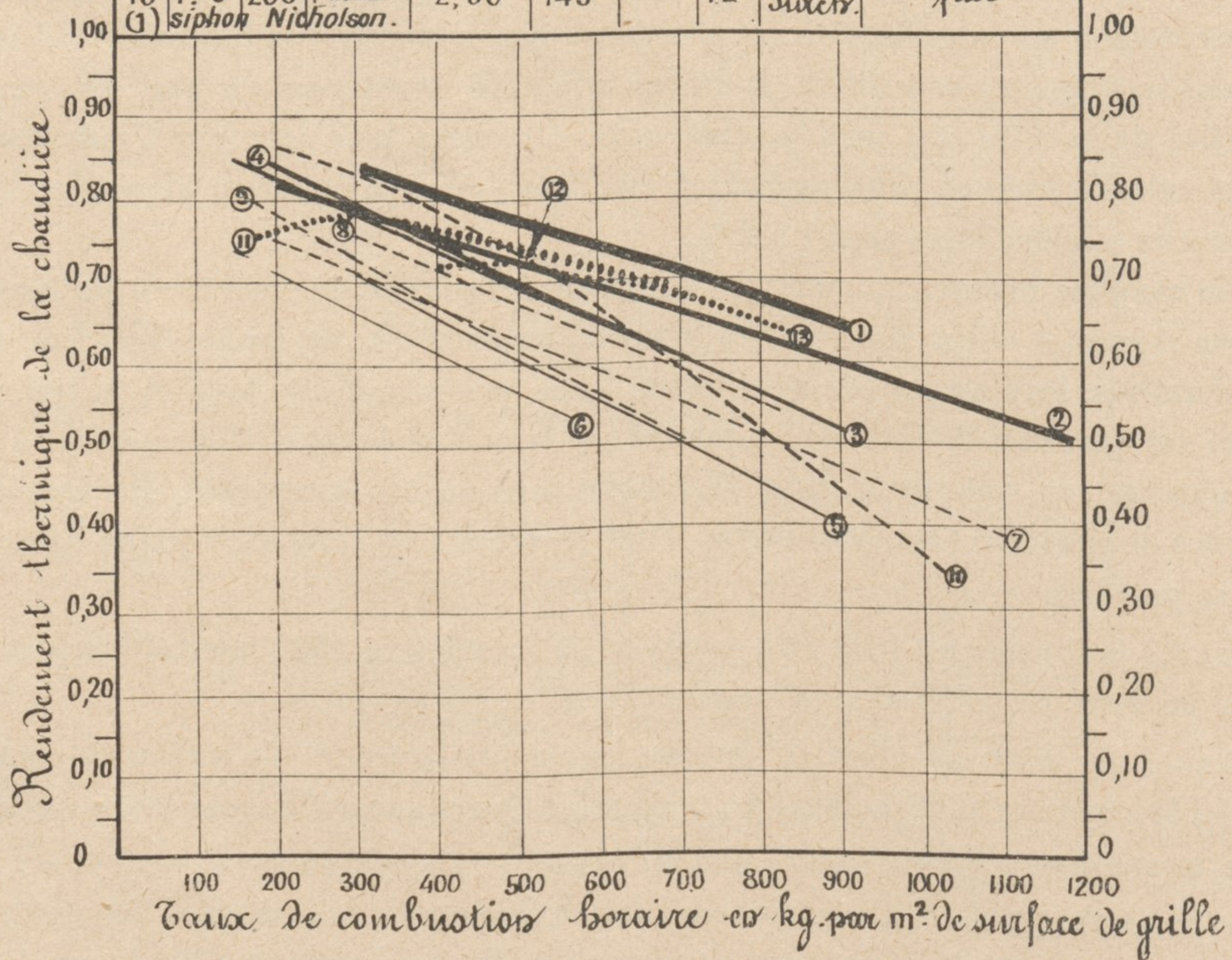
La courbe 6 obtenue en 1908 aux essais de la locomotive 4502 montre l'importance du progrès qui a été accompli dans la transformation de ces machines.

C'est ainsi que pour une allure de combustion de 500 kg par m² de surface de grille et par heure, les locomotives 4700 donnent un rendement thermique de 72,5 et 77 % respectivement là où la locomotive 4502 ne donnait que 57 %.

Dans ce résultat, il faut d'ailleurs voir surtout l'influence, non pas des dispositions de la chaudière, mais plutôt de l'échappement. Les essais de la locomotive 4502 furent faits après avoir remplacé l'échappement à double valve, qui ne donnait pas satisfaction, par un échappement à cône Nord, dont le plan de sortie de la tuyère était voisin du niveau supérieur de la dernière rangée des tubes. Cette disposition adoptée en 1908 fut d'ailleurs remplacée par

Fig. 38. — COURBES COMPARATIVES DE RENDEMENT THERMIQUE OBTENUES AVEC LES LOCOMOTIVES 3000, 4000, 4500, 3500, 4701, 4708 ET DIVERS TYPES DE LOCOMOTIVES AMÉRICAINES ET ALLEMANDES.

Repire	Machine n°	Type	Réseau	Surface de grille en m ²	Surface de chauffe en m ²		Nombre en tps	Etat de la vapeur	Echappement
					int ^{re}	ext ^{re}			
1	4708	240	P.O.	3,76	213,61	169,56	20	Surchs.	Kylebap double face
2	4701	240	P.O.	3,76	202,82	161,99	20	Surchs.	Kylebap double face
3	3532 3527	231	P.O.	4,27	210,97		16	Surchs.	Trèfle PLM
3	3521 3573	231	P.O.	4,27	210,97		16	Surchs.	Trèfle PLM
4	4583	231	P.O.	4,27	210,97		16	Surchs.	Trèfle PLM.
5	3000 4000	221 230	P.O.	3,10	239,40		16	Saturée	Double valve.
6	4502	231	P.O.	4,27	257,25		16	Saturée	Nord disposition 1908
7	I.1.s	150	Pennsyl Rd.	6,50		445,7	17,5	Surchs.	fixe avec deflecteur
8	K.4.s	231	Pennsyl Rd.	6,44		375,4	14,4	Surchs.	fixe avec deflecteur
9	E.6.s	221	Pennsyl Rd.	5,13		249,7	14,4	Surchs.	fixe avec deflecteur
10	J.1.a	232	N.Y.C. Rd.	7,57		416,8	15,8	Surchs.	fixe avec deflecteur
11	01	231	Reichsbahn.	4,50	238		16	Surchs.	fixe
12	P.8	230	Reichsbahn.	2,60	145 ⁽¹⁾		12	Surchs.	fixe
13	P.8	230	Reichsbahn.	2,60	145		12	Surchs.	fixe



la suite par une autre dans laquelle le niveau de sortie de la tuyère fut sensiblement abaissé. Cet échappement fut lui-même remplacé plus tard par l'échappement à Trèfle P.-L.-M. dont la locomotive 4583 à surchauffe était munie lorsque nous l'avons essayée.

Le rendement thermique de la chaudière obtenu avec ce dernier échappement, nettement supérieur à celui obtenu sur la 4502, fut de 69 % au lieu de 57 % pour la même allure de 500 kg par m² de surface de grille et par heure. Cet échappement toutefois ne nous permit pas de dépasser une allure de combustion de 600 kg par suite de son degré de serrage maximum insuffisant.

Les locomotives de la série 3500, munies d'une chaudière identique, ont donné le rendement de la courbe 3. L'allure de combustion put être poussée jusqu'à 850 kg par m² de surface de grille et par heure, grâce à l'emploi d'un échappement à Trèfle de plus petite section (diamètre de la tuyère 205 mm au lieu de 211).

Nous avons reporté sur la même figure les courbes 8 et 9, relatives aux essais effectués sur les locomotives Atlantic E_{6s} et Pacific K_{4s} du Pennsylvania Railroad, au banc d'essai d'Atoona (1).

La courbe 7 est également relative à une locomotive du Pennsylvania RR^d type Decapod de la classe I_{4s} (2).

Enfin, la courbe 10 est relative à la locomotive à grande vitesse J_{1a} du New-York Central (3).

Les courbes ainsi données pour les machines américaines correspondent à des rendements sensiblement inférieurs à ceux qui ont été obtenus avec nos machines 3500 et surtout avec nos machines 4700.

La courbe 10, relative à la machine J_{1a} du New-York Central RR^d attire l'attention, parce qu'elle accuse une baisse rapide de rendement en fonction de l'allure de combustion, peut-être par suite d'un défaut dans le fonctionnement du chargeur mécanique.

La courbe 9 présente un intérêt particulier parce qu'elle est relative à une locomotive du type Atlantic, ayant un faisceau tubulaire relativement court (4,18 m) comme les locomotives du type 4700 (4,25 m), mais possède des tubes lisses de 46 × 51 mm au lieu de tubes « Serve » de 65 × 70 mm pour la 4701 et de 60 × 65 mm pour la 4708.

Les résultats donnés par cette machine sont nettement inférieurs à ceux obtenus avec les locomotives 4700.

Les courbes 11, 12 et 13 sont relatives aux locomotives O 1 et P₈ de la Reichsbahn (4).

La courbe 11, relative à la locomotive Pacific normalisée, du type lourd O 1, de 4,50 m² de surface de grille, ne s'étend que dans une zone d'allure de combustion relativement faible (160 à 400 kg par m² de surface de grille et par heure). Le rendement obtenu, de l'ordre de 76 %, à l'allure de 200 kg, est égal à 78 % à l'allure de 300 kg et reprend la valeur de 76 % environ pour l'allure de 400 kg.

La courbe 12 est relative à une locomotive P₈ munie d'un siphon Nicholson, elle est au-dessus de la courbe précédente et comprise entre les courbes des locomotives 4701 et 4708.

(1) Voir Bulletin 22 (1915) du Pennsylvania Railroad.

(2) Voir Bulletins 31 et 32 du Pennsylvania Railroad.

(3) Voir remarques de M. H. S. Vincent, parues dans le *Railway Mechanical Engineers* à la suite de la discussion du Mémoire, intitulé « Puissance et force de Traction des locomotives à vapeur (calcul des rapports de construction) », présenté par M. A. I. Lipetz à l'Assemblée annuelle de 1932 de l'American Society of Mechanical Engineers à New-York.

(4) Voir *Organ* du 15 Mai 1930.

La courbe 13 est relative à une locomotive P₈ ordinaire. Elle s'étend jusqu'à une allure de 840 kg par m² de surface de grille et par heure; le rendement constaté, inférieur aux faibles allures à celui de la locomotive 4701, lui est légèrement supérieur au delà de 600 kg.

Enfin, la courbe 5 donne le rendement thermique de la chaudière obtenu en 1904 avec les locomotives P.O. 3000 et 4000. On voit que pour une allure de combustion de 900 kg par m² de surface de grille et par heure, le rendement obtenu n'était, bien que ces machines fussent à vapeur saturée, que de 40 o/o, tandis qu'à la même allure, le rendement obtenu avec les locomotives 3500 est de 52 o/o; avec la locomotive 4701, de 60 o/o et avec la locomotive 4708, de 65 o/o.

Les rendements des locomotives américaines considérées sont compris pour la même allure entre celui de nos machines 3000 ou 4000 et celui de nos machines 3500.

Ces derniers rendements ont été rapportés aux pouvoirs calorifiques inférieurs du combustible, comme ceux des autres locomotives considérées, en multipliant par 1,045 les chiffres publiés par les Laboratoires Américains qui sont calculés d'après les pouvoirs calorifiques supérieurs.

2^o *Puissance de production.* — Les courbes de la figure 39 indiquent, en fonction du poids de charbon brûlé à l'heure les puissances de vaporisation horaires des locomotives 4701 et 4708, On a figuré en même temps les températures de surchauffe obtenues avec la locomotive 4701, d'une part, avec le surchauffeur type H seul, d'autre part, avec les éléments supplémentaires du type E.

On constate que la puissance brute de production de la locomotive 4701 comptée en eau prise au tender (alimentation par réchauffeur) a pu s'élever jusqu'à 23,500 t à l'heure pour un poids total de charbon brûlé dans le même temps de 4 600 kg, soit 1 200 kg par m² de surface de grille.

Le vide dans la boîte à fumée atteignait 550 mm d'eau pour une contrepression à l'échappement de 750 gr. par cm².

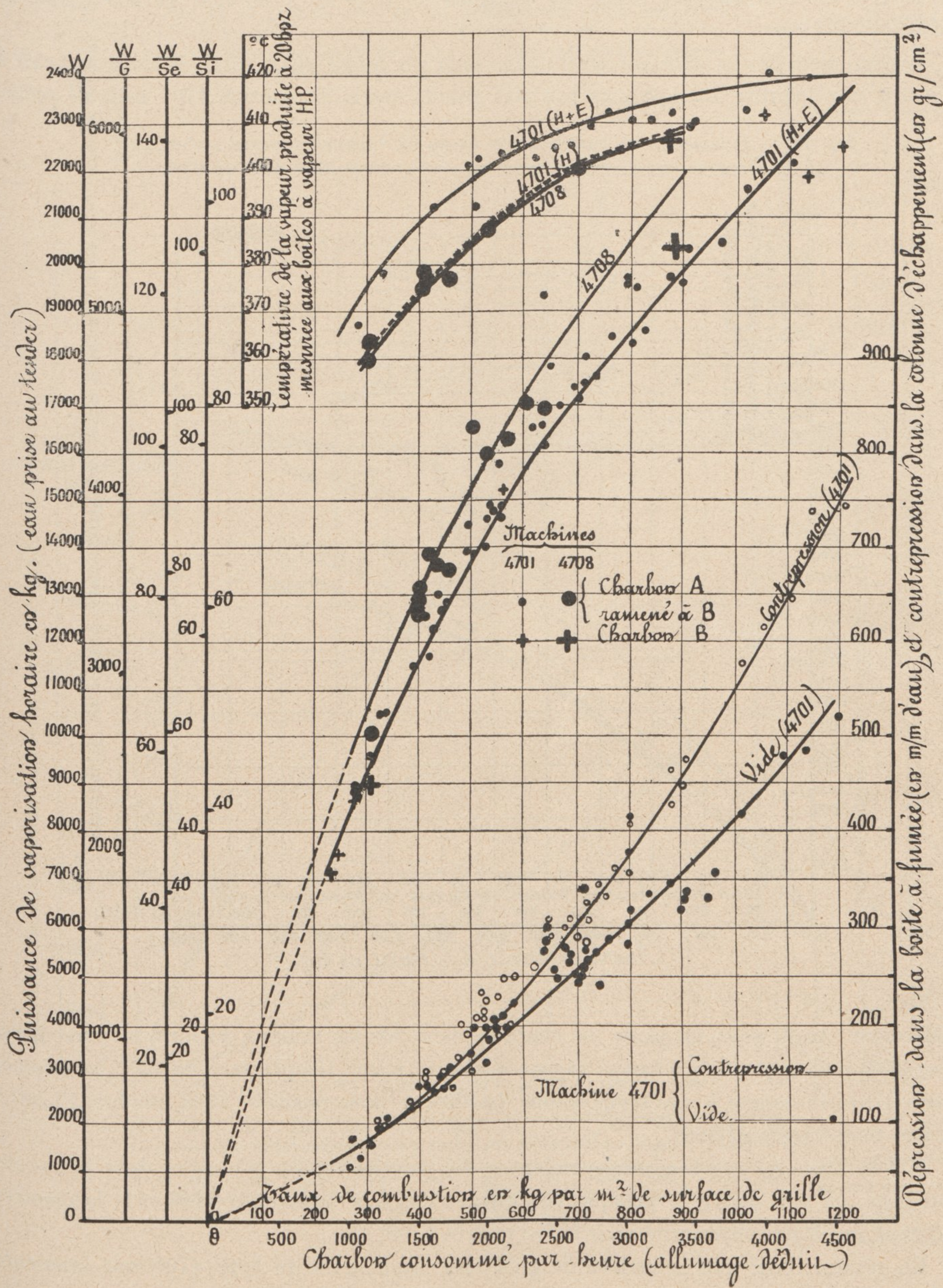
A cette allure, on a vaporisé à l'heure plus de 6 000 kg par m² de surface de grille, près de 120 kg par m² de surface de chauffe intérieure mesurée côté gaz (tubes Serve) et 145 kg par m² de surface de chauffe extérieure mesurée côté eau.

Si l'on compare les résultats obtenus avec les locomotives 4701 et 4708, on voit que, grâce à son rendement thermique plus élevé, la locomotive 4708 a pu vaporiser 10 500 kg à l'heure au lieu de 9 250 pour un taux de combustion de 300 kg et 22 000 au lieu de 20 000 pour un taux de 900 kg.

L'écart ainsi trouvé en faveur de la locomotive 4708 a été un peu supérieur à celui résultant de l'accroissement du rendement thermique de la chaudière, par suite du degré de surchauffe obtenu un peu plus faible qu'avec la locomotive 4701.

La figure 39 montre encore, pour la locomotive 4701 par exemple, qu'à un vide de 100 mm d'eau dans la boîte à fumée, correspond une production horaire de vapeur de 10,300 t à la température de 385°, qu'à un vide de 250 mm, correspond une production horaire de 17,200 t à la température de 410° et qu'à un vide de 400 mm correspond une production de 21 t à la température de 418°, les taux de combustion horaire correspondants étant respectivement de 350 kg, 680 kg et 980 kg.

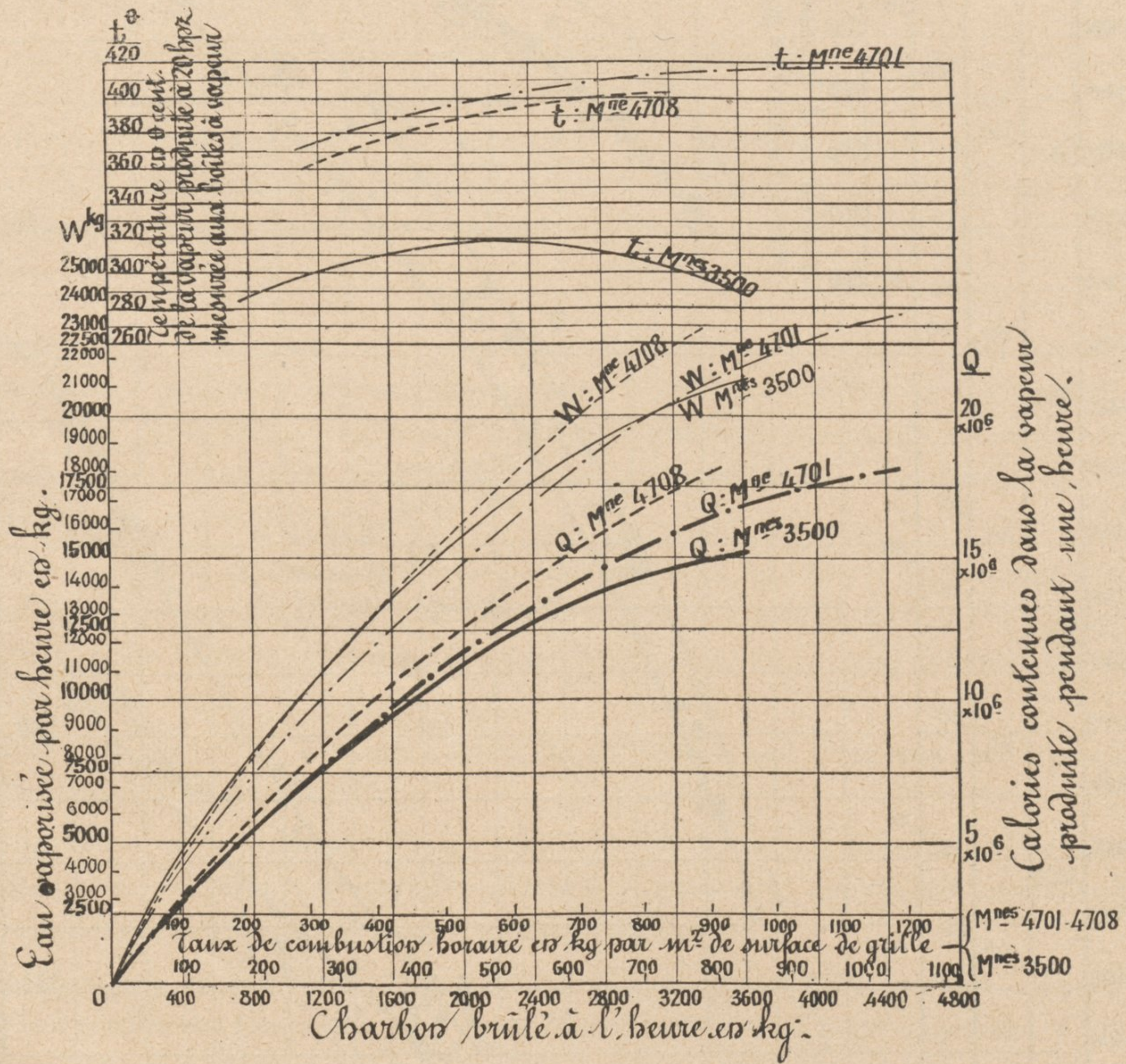
Fig. 39. — PUISSANCES DE VAPORISATION OBTENUES AVEC LES LOCOMOTIVES 4701 ET 4708 AVEC VIDE ET CONTREPRESSION CORRESPONDANTS EN FONCTION DE L'ALLURE DE COMBUSTION.



Comparons, pour un même poids total de charbon brûlé à l'heure, la quantité de vapeur produite dans la chaudière du type 4700 et dans la chaudière du type 3500. Les courbes W de la figure 40 donnent le poids brut de vapeur produite à l'heure, cette vapeur étant à 16 Hpz et 300° environ dans les locomotives 3500 et à 20 Hpz et 400° dans les locomotives 4700.

La chaudière des locomotives 3500 donne pour un même poids total de charbon brûlé à l'heure, une quantité de vapeur un peu plus grande que la locomotive 4701 mais de qualité

Fig. 40. — PUISSANCES DE VAPORISATION EN KG DE VAPEUR PRODUITE A L'HEURE ET EN CALORIES ÉQUIVALENTES AVEC LES LOCOMOTIVES 3500, 4701 ET 4708.

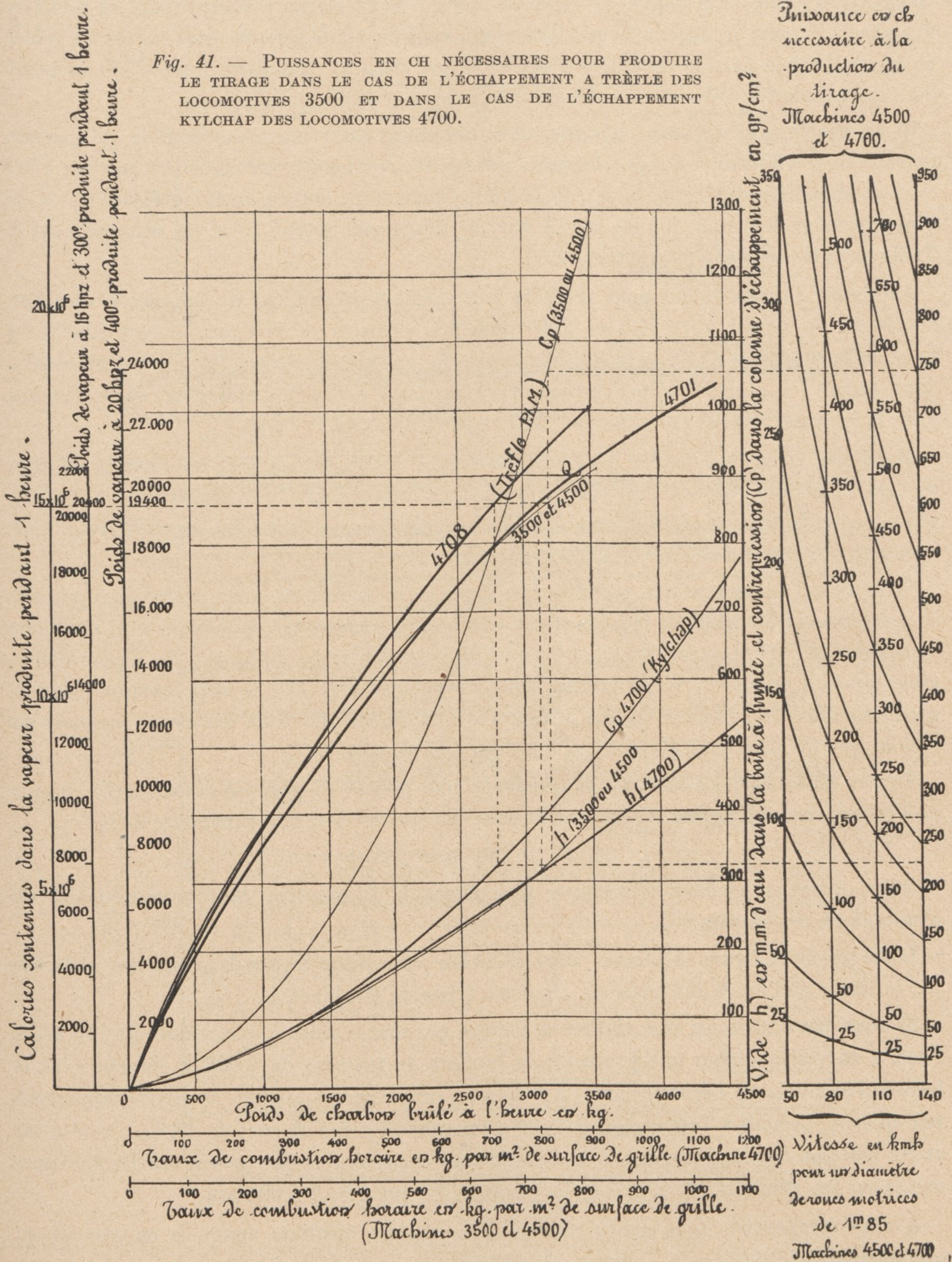


inférieure. Ainsi, pour un poids de charbon de 2 600 kg brûlé à l'heure, les chaudières des 3500 produisent 18 500 kg de vapeur à l'heure à une température de 315°, la locomotive 4701, 18 tonnes à une température de 408° et la locomotive 4708, produit 19,500 t à une température de 398°.

Si l'on trace les courbes correspondantes des calories totales contenues dans la vapeur produite, on voit qu'il y a presque équivalence entre la locomotive 4701 et la locomotive 3500 et une légère supériorité pour la locomotive 4708.

En résumé, bien que la surface de grille des locomotives du type 4700 soit inférieure (3,76 m²) à celle du type 3500 (4,27 m²) et par conséquent bien que, pour un même poids

Fig. 41. — PUISSANCES EN CH NÉCESSAIRES POUR PRODUIRE LE TIRAGE DANS LE CAS DE L'ÉCHAPPEMENT À TRÈFLE DES LOCOMOTIVES 3500 ET DANS LE CAS DE L'ÉCHAPPEMENT KYLCHAP DES LOCOMOTIVES 4700.



total de charbon brûlé à l'heure, le taux de combustion soit plus élevé d'environ 10 % dans les locomotives 4700 que dans les locomotives 3500, il se trouve que la chaudière des locomotives 4700, et notamment celle des 4702 à 4712, est un peu supérieure au point de vue absolu, à celle des locomotives 3500, ce qui veut dire qu'il est plus avantageux de brûler un kg de charbon dans la chaudière d'une 4700 que dans la chaudière d'une 3500 au point de vue des calories utiles disponibles dans la vapeur envoyée aux cylindres.

Il est également intéressant d'examiner ce que coûte, pour un même nombre de calories fournies aux cylindres, le tirage nécessaire pour faire fonctionner une chaudière du type 4700 ou une chaudière des types 3500 ou 4500, le tirage étant obtenu dans les 4700 à l'aide de l'échappement Kylchap double tandis que ce tirage est obtenu avec un échappement à Trèfle dans les locomotives 4500 ou 3500.

La figure 41 montre que pour produire par exemple 15 millions de calories, c'est-à-dire 20 400 kg de vapeur à 16 Hpz et 300° pour des locomotives 3500 ou 4500 et 19 400 kg pour les locomotives 4700, l'eau d'alimentation étant supposée prise à 10°, le vide nécessaire dans la boîte à fumée des locomotives 3500 ou 4500 est de 330 mm d'eau et de 320 mm pour la locomotive 4701 par exemple, chiffres peu différents.

Mais, par suite de l'emploi de l'échappement à Trèfle sur les 3500 ou 4500, la création de cette dépression nécessite une contrepression dans la colonne d'échappement de 1 050 g par cm², tandis qu'avec l'échappement Kylchap des locomotives 4700, ce vide est obtenu avec une contrepression d'environ 390 g par cm².

Si nous examinons ce que coûte à 110 km/h cette contrepression en chevaux pris sur la puissance développée par le moteur, on trouve que pour cette production de 15 millions de calories à l'heure, correspondant à un chiffre de l'ordre de 20 tonnes de vapeur disponible pour les cylindres, la locomotive 4701 devra consacrer 220 chevaux environ pour la production du tirage tandis qu'une locomotive 4500 (même diamètre des roues motrices de 1,85 m que les machines 4700) devra dépenser 585 chevaux.

Toutes choses égales d'ailleurs, la puissance que pourra développer la locomotive munie de l'échappement Kylchap, soit aux cylindres, soit au crochet, sera supérieure de :

$$585 \text{ ch} - 220 \text{ ch} = 365 \text{ ch.}$$

Grâce à son rendement thermique plus élevé, la locomotive 4708 aurait donné un avantage encore supérieur.

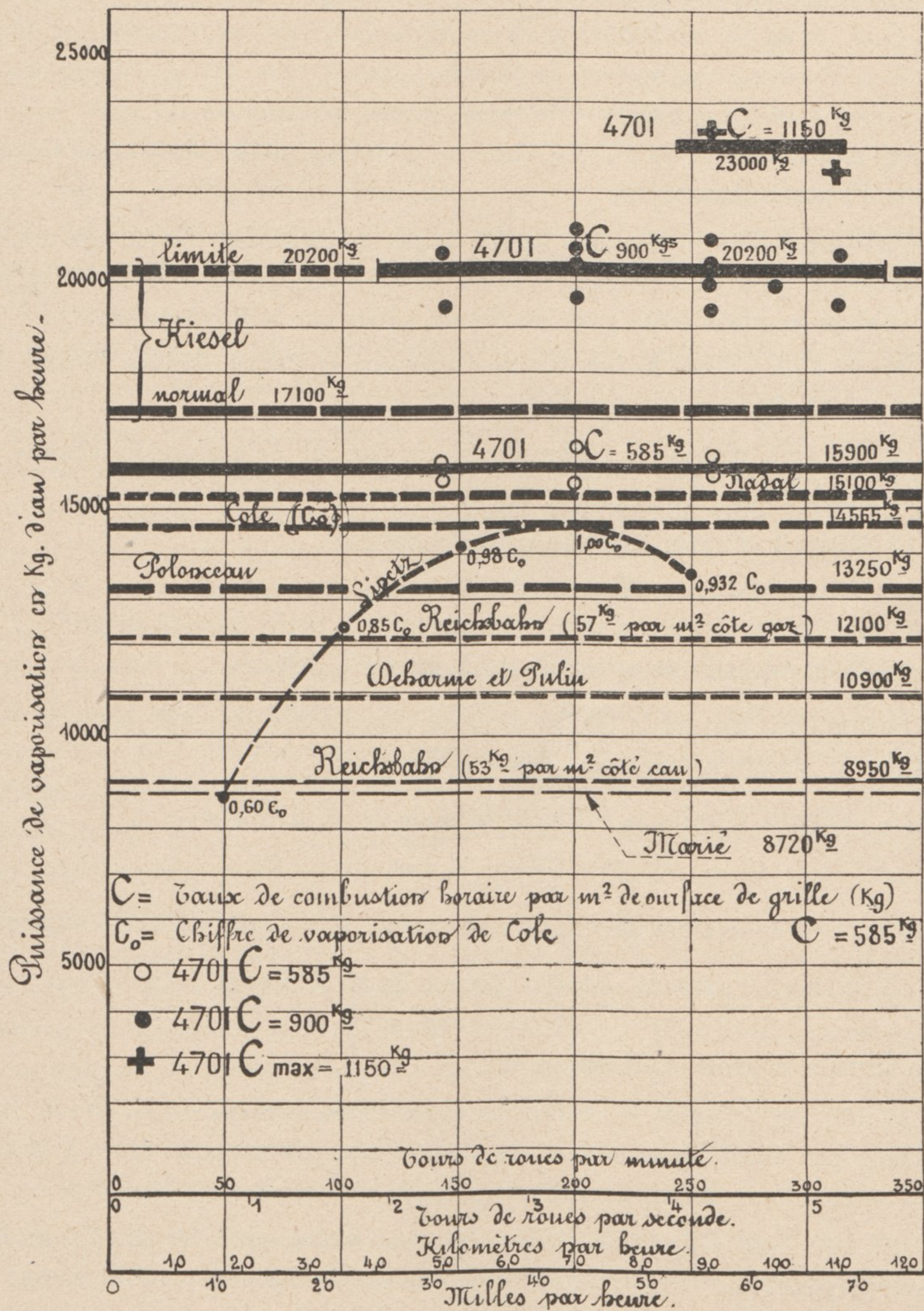
L'abaque de la figure 41 permet ainsi d'étudier dans tous les cas la puissance absorbée par le tirage de l'un et de l'autre de ces deux types de machines.

Si nous nous référons aux chiffres ci-dessus, qui sont relatifs à une vitesse de 110 km à l'heure, on voit que pour une puissance au crochet de traction de 2 000 ch obtenue avec la locomotive munie de l'échappement Kylchap, le simple remplacement de cet échappement par un échappement à Trèfle, réduirait cette puissance à 1 635 ch, soit de 18 %. Ce résultat attire une fois de plus l'attention sur l'importance considérable que présentent les échappements sur les résultats obtenus avec les locomotives aux grandes vitesses.

A titre comparatif, nous avons reporté figure 42 les résultats auxquels on aboutit en appliquant à la chaudière de la locomotive 4701 les diverses formules en usage, pour calculer, d'après leurs dimensions, la puissance de vaporisation des chaudières de locomotives.

Sur la même figure, sont reportés les points expérimentaux en kg de vapeur brute produite à l'heure (d'après le poids d'eau prélevé au tender) obtenus avec la locomotive 4701, d'abord avec un taux de combustion de 585 kg correspondant au chiffre admis par Cole (1),

Fig. 42. — PUISSANCE DE PRODUCTION CORRESPONDANT AUX DIMENSIONS DE LA LOCOMOTIVE 4701, SUIVANT LES FORMULES DES DIVERS EXPÉRIMENTATEURS ET PUISSANCES DE PRODUCTION RÉELLEMENT OBTENUES AVEC CETTE LOCOMOTIVE



ensuite, pour un taux de combustion de 900 kg, et enfin pour le taux de 1 150 kg voisin du maximum soutenu en régime continu aux essais.

(1) Voir *Locomotive Hand Book* de l'American Locomotive Company, 1917.

Nous avons également tracé sur cette figure la courbe de vaporisation en fonction de la vitesse donnée par M. A. I. Lipetz dans son mémoire sur « la puissance et l'effort de traction des locomotives à vapeur » présenté à l'assemblée annuelle de 1932 de l'« American Society of Mechanical Engineers ».

Les chiffres W de vaporisation obtenus se classent par ordre croissant de la manière suivante :

1° — 8 720 kg/h d'après la formule de MARIÉ,

$$\text{où } W = 368 \sqrt{cg} \text{ kg/h,}$$

c = surface de chauffe,

et g = surface de grille, toutes les deux en m^2 ,

chiffre correspondant à celui de M. A. I. LIPETZ, pour une vitesse de 50 tours de roue à la minute ou de 18 km à l'heure.

2° — 8 950 kg/h d'après le chiffre de 53 kg par m^2 de surface de chauffe mouillée (côté eau) correspondant, pour une machine à tubes lisses, à une production de 57 kg par m^2 de surface de chauffe mouillée (côté gaz), maximum admis par la Reichsbahn.

3° — 10 900 kg/h d'après la formule de DEHARME et PULIN, dérivée de celle de MARIÉ, en remplaçant le coefficient 368 par 460.

4° — 12 100 kg/h d'après le chiffre de 57 kg par m^2 de surface de chauffe côté gaz, admis par la Reichsbahn.

5° — 13 250 kg/h d'après la formule de POLONCEAU,

$$W = 560 \sqrt{cg} \text{ kg/h.}$$

établie pour calculer les charges maxima des machines à petite surface de grille ($1,75 \text{ m}^2$) et à tubes longs (5,00 m) utilisées autrefois sur le réseau d'Orléans.

6° — 14 565 kg/h d'après le chiffre de COLE (C_0) calculé pour une allure de combustion de 585 kg par m^2 de surface de grille et par heure.

7° — 15 100 kg/h, d'après la première formule de M. J. NADAL :

$$W = 1\,000 \sqrt{g(c_d + \frac{c_i}{6})} \quad (1)$$

où c_d est la surface de chauffe directe et c_i la surface de chauffe indirecte exprimée en m^2 .

8° — 15 200 kg/h d'après la seconde formule de M. J. NADAL :

$$W = 4\,000 g \quad (1)$$

où g est la surface de grille exprimée en m^2 .

9° — 17 100 kg/h d'après le chiffre de *vaporisation normale* de M. W. F. KIESEL (2), en multipliant par 48,82 kg la surface de chauffe équivalente prise égale à la somme des surfaces du surchauffeur et des tubes, et de 6 fois la surface de chauffe directe.

10° — 20 200 kg/h d'après le chiffre de *vaporisation limite* de M. W. F. KIESEL (2) calculé en multipliant par 56,14 la surface de chauffe équivalente définie comme ci-dessus.

On voit que les chiffres de M. W. F. KIESEL sont ceux qui cadrent le mieux avec les

(1) Voir *Revue Générale* N° de Mai 1903, Mars et Septembre 1904.

(2) Voir discussion de la communication de M. A. I. LIPETZ à l'« American Society of Mechanical Engineers ».

résultats des essais de la locomotive 4701. Les points expérimentaux reportés sur la figure, pour une allure de combustion de $900 \text{ kg par m}^2 \text{ de surface de grille et par heure}$, concordent exactement avec le *chiffre limite de Kiesel*, chiffre supérieur de 38 % à celui de COLE.

On a pu pousser la locomotive 4701 encore davantage et l'on a obtenu par exemple en *régime continu*, pour une allure de combustion de $1\ 150 \text{ kg}$, une puissance de vaporisation de $23\ 000 \text{ kg}$, valeur exceptionnelle qui dépasse de 58 % le chiffre de COLE.

Il ne semble pas que les essais de la locomotive 4701 aient permis de vérifier l'influence de la vitesse sur la puissance de vaporisation comme le prévoit la courbe de M. A. I. LIPETZ.

C'est ainsi que les points expérimentaux reportés sur la figure, relatifs à des vitesses comprises entre 50 et 110 km à l'heure, ne semblent pas accuser une telle dépendance, entre la puissance de production et la vitesse.

On a pu, comme le montre la ligne droite correspondant à l'allure de combustion de $900 \text{ kg par m}^2 \text{ de surface de grille et par heure}$, obtenir *exactement et aussi facilement* la même puissance de production de la chaudière, qu'il s'agisse des vitesses de 50, 70, 90 ou 110 km à l'heure.

Nous ne pensons pas, d'après notre expérience, *tout au moins avec des échappements au point*, que la puissance de production de la chaudière puisse varier beaucoup avec la vitesse.

Elle ne dépend en effet que du tirage et si l'on observe que ce tirage est précisément proportionnel au poids de vapeur produite, que cette vapeur soit dépensée sous forme d'un grand nombre de petites cylindrées ou sous forme d'un nombre plus réduit de cylindrées plus grandes, il n'y a aucune raison, en dehors du tirage soufflé dans le cendrier par la vitesse de translation de la machine, pour que l'allure de combustion soit nettement fonction de la vitesse.

Or, le tirage soufflé par la vitesse est toujours relativement faible parce que l'air est entraîné dans le voisinage immédiat de la locomotive et souvent aussi parce que les prises d'air du cendrier ne sont pas disposées pour enregistrer la pression dynamique due à cette vitesse de translation.

Nous pensons aussi avec M. W. F. KIESEL que toute locomotive doit permettre d'atteindre au moins le *chiffre de vaporisation normale* tel qu'il l'a défini, faute de quoi l'échappement utilisé révèle son insuffisance.

Si l'on systématise par la méthode de M. LAW FORD FRY ⁽¹⁾ les résultats obtenus avec nos locomotives 4700 et 3500 on trouve pour équation de la ligne droite représentant la valeur en % du rendement thermique de la chaudière, en fonction du taux de combustion $C \text{ en kg/m}^2 \text{ de surface de grille et par heure}$, les expressions suivantes :

$$1^{\circ} \text{ Locomotive } 4701 \text{ — } r = 87,5 \text{ — } 0,032 C.$$

$$2^{\circ} \text{ Locomotive } 4708 \text{ — } r = 93,5 \text{ — } 0,032 C.$$

$$3^{\circ} \text{ Locomotive } 3500 \text{ — } r = 93 \text{ — } 0,047 C.$$

Les courbes de la figure 43 expriment ces résultats. On y a fait figurer en outre, à titre comparatif, ceux correspondant d'abord à la formule donnée par M. LAW FORD FRY pour interpréter les résultats d'essais de la locomotive Mikado L.1.s. du Pennsylvania Railroad :

$$r = 84 \text{ — } 0,0468 C,$$

(1) Voir *Engineering* N° du 4 Février 1921.

formule que nous avons remplacée par la suivante :

$$r = 1,045 \times (84 - 0,0468 C,)$$

pour tenir compte de ce que les chiffres donnés par M. LAW FORD FRY ont été rapportés au *pouvoir calorifique supérieur* du combustible tandis que ceux que nous considérons ici sont toujours rapportés au *pouvoir calorifique inférieur*, puis à celle donnée par M. H. GILLIOT dans sa communication au 3^e Congrès du Chauffage Industriel (1) :

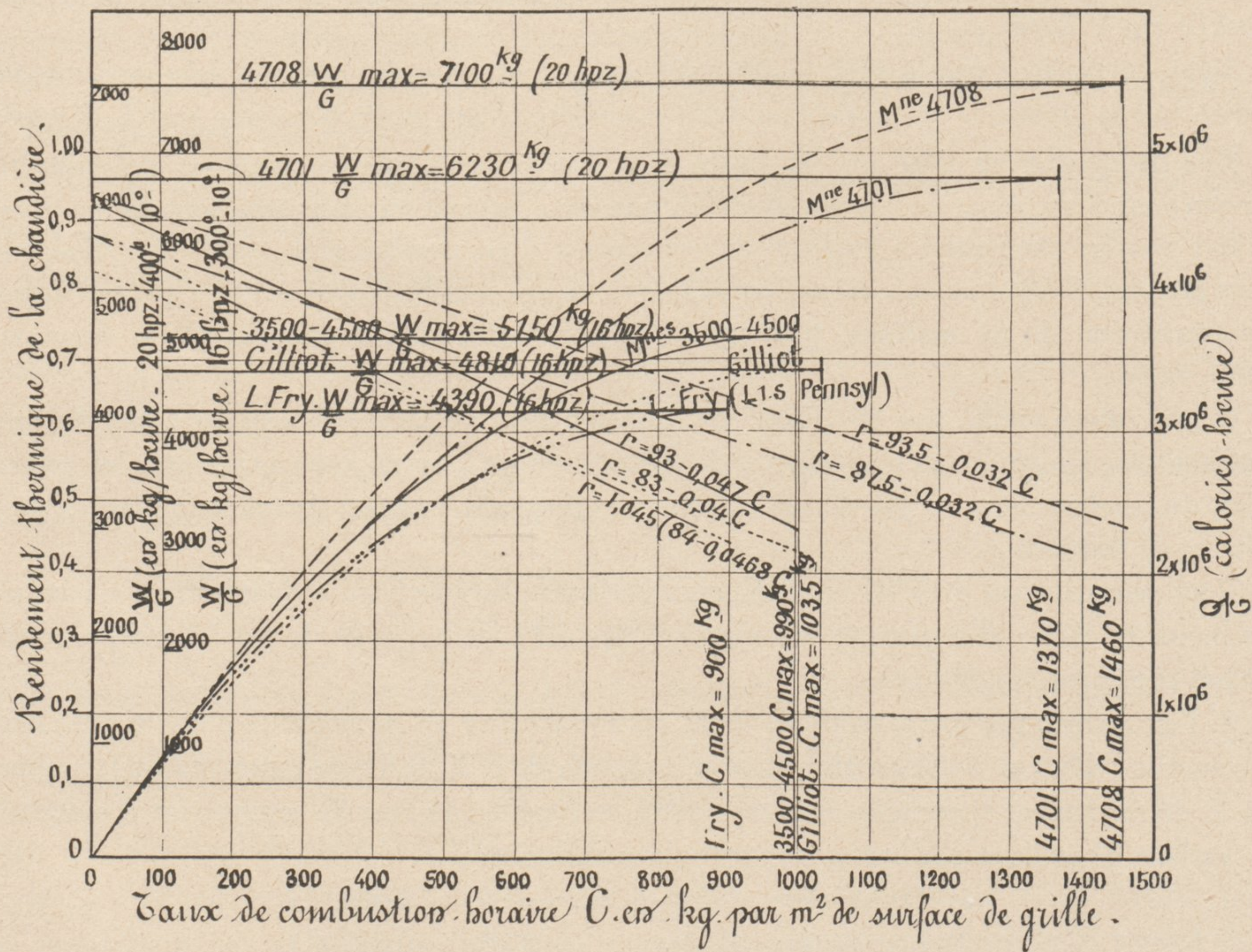
$$r = 0,83 - 0,06 A$$

A exprimant en millions de calories la quantité de chaleur correspondant au poids de charbon introduit dans le foyer par m² de surface de grille et par heure, formule qui peut se mettre sous la forme :

$$r = 83 - 0,04 C.$$

Les puissances de production correspondantes en millions de calories à l'heure se déduisent

Fig. 43. — COURBES DE RENDEMENT ET DE PRODUCTION DE VAPEUR DES LOCOMOTIVES 3500-4700 COMPARÉES A CELLES CORRESPONDANT AUX FORMULES DE M. L. FRY ET DE M. H. GILLOT.



des formules précédentes et s'expriment dans les différents cas par la formule suivante :

$$Q = pc \times G \times C \times r$$

où *pc* est le pouvoir calorifique inférieur du combustible utilisé,

G la surface de grille en m² de la locomotive considérée,

C le taux de combustion en kg/m² de surface de grille et par heure,

r le rendement thermique dont les expressions ont été données ci-dessus.

(1) Voir *Chaleur et Industrie*, N^o d'Avril 1934.

Le maximum de la puissance de production de la chaudière est donné par la condition :

$$\frac{d Q}{d C} = 0$$

d'où l'on déduit pour chacun des cas envisagés que ce maximum de puissance de production aura lieu pour les allures de combustion suivantes :

1° Locomotive 4701

$$C = \frac{87,5}{2 \times 0,032} = 1\,370 \text{ kg/m}^2/\text{heure}$$

2° Locomotive 4708

$$C = \frac{93,5}{2 \times 0,032} = 1\,460 \text{ kg/m}^2/\text{heure}$$

3° Locomotive 3500

$$C = \frac{93}{2 \times 0,047} = 990 \text{ kg/m}^2/\text{heure}$$

4° Formule de M. L. Fry (Locomotive L.1.s du Pennsylvania Railroad)

$$C = \frac{84}{2 \times 0,0468} = 900 \text{ kg/m}^2/\text{heure}$$

5° Formule de M. H. Gilliot

$$C = \frac{83}{2 \times 0,04} = 1\,040 \text{ kg/m}^2/\text{heure}$$

ce qui donne finalement les résultats suivants :

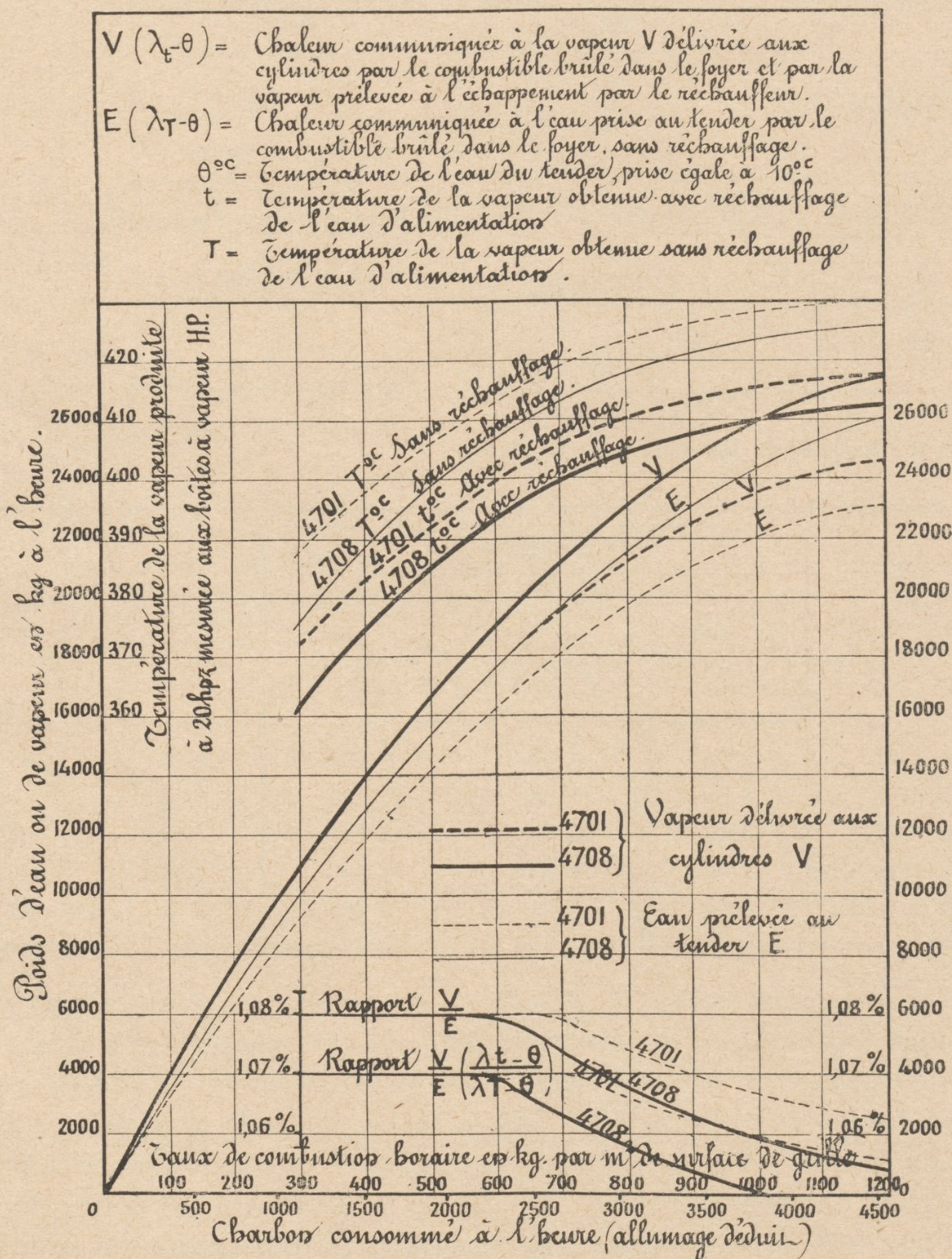
	MAXIMUM DE PUISSANCE DE PRODUCTION DE LA CHAUDIÈRE			TAUX de combustion correspondant par m ² de surface de grille et par heure	RENDEMENT thermique correspondant en %
	Millions de calories à l'heure par m ² de surface de grille	Poids de vapeur produite à l'heure par m ² de surface de grille			
		à 16 Hpz 300° eau d'alimentation à 10°	à 20 Hpz 400° eau d'alimentation à 10°		
Locomotive 4701.....	4,76	6 680	6 230	1 370 kg	43,75 %
Locomotive 4708.....	5,41	7 590	7 100	1 460 »	46,75 %
Locomotive 3500.....	3,65	4 780	5 120	990 »	46,50 %
Formule de L.Fry(L.1s)	3,14	4 390	4 100	900 »	43,90 %
Formule de H. Gilliot .	3,43	4 800	4 480	1 040 »	41,50 %

On voit que les locomotives 4700 et 3500 ont été poussées au cours de leurs essais en régime continu à peu près à leur maximum de production puisque l'on a atteint avec la locomotive 4701 une allure de combustion de 1 200 kg/m² de surface de grille et par heure avec une production de vapeur de 6 200 fois la surface de grille et avec les locomotives 3 500 un taux de combustion de 850 kg et une puissance de vaporisation de 5 100 fois la surface de grille. On remarque que la formule de M. LAW FORD FRY donne des chiffres voisins de ceux de M. J. NADAL puisque la production maxima donnée par cette formule correspond à peu près à 4 000 fois la surface de grille et que la formule de M. H. GILLIOT donne des résultats plus élevés, la puissance de production qu'elle indique atteignant 4 800 fois la surface de grille pour une surchauffe de 300° et 4 480 fois cette surface pour une surchauffe de 400°.

Jusqu'ici les puissances de production envisagées ont été celles qui auraient été effectivement obtenues si la chaudière avait été alimentée en eau froide, c'est-à-dire sans appareil réchauffeur.

Avec l'alimentation par réchauffeur, pour une même quantité de calories fournies par

Fig. 44. — COURBES DONNANT LA PUISSANCE DE PRODUCTION DE LA CHAUDIÈRE DANS LE CAS DU FONCTIONNEMENT AVEC RÉCHAUFFEUR, D'UNE PART, EN POIDS D'EAU PRÉLEVÉE AU TENDER, D'AUTRE PART, EN POIDS DE VAPEUR DÉLIVRÉE AUX CYLINDRES.



le combustible brûlé sur la grille, une quantité supplémentaire d'eau est vaporisée grâce à la chaleur apportée par la vapeur prélevée à l'échappement.

Il résulte des expériences faites sur la locomotive 4701 en alimentant cette machine avec

la pompe fonctionnant soit à eau chaude, c'est-à-dire avec prélèvement de vapeur dans la colonne d'échappement, soit à eau froide, c'est-à-dire sans prélèvement, que la quantité d'eau économisée, toutes choses égales d'ailleurs avec réchauffage, a été d'environ 8 % jusqu'au moment où cette pompe fonctionnait près de son maximum de débit (18 m³/heure d'eau prise au tender environ). Au delà, ce pourcentage a diminué dans la proportion où il fallait compléter l'alimentation en ayant recours à l'injecteur.

La courbe $\frac{V}{E}$ de la figure 44 donne les variations du rapport du poids (V) de vapeur ainsi délivrée aux cylindres au poids (E) d'eau prélevée au tender. La différence (V—E) entre ces deux poids correspond à la quantité de vapeur réellement prélevée dans la colonne d'échappement.

Pour calculer la *quantité de chaleur* effectivement récupérée grâce au réchauffage, il faut tenir compte en outre de l'abaissement de la température de surchauffe qui résulte du réchauffage (courbes T et t de la figure 44).

La courbe $\frac{V}{E} \frac{(\lambda_t - \theta)}{(\lambda_T - \theta)}$ de la même figure tient compte de cette influence.

Les courbes (V) donnent pour chaque valeur du poids d'eau (E) prélevée au tender le poids réel de vapeur à la température t délivrée aux cylindres.

Elles nous permettront ultérieurement de calculer le poids de vapeur consommée par le moteur, connaissant le poids d'eau prélevée au tender par ch. h développé aux cylindres ou au crochet de traction.

Les valeurs ainsi trouvées pour le rapport $\frac{V}{E}$ correspondent sensiblement à celle de 1,07 donnée par M. A.I. LIPETZ dans sa communication à l'American Society of Mechanical Engineers.

3^e *Bilan thermique.* — Pour dresser le bilan thermique du fonctionnement des chaudières étudiées, il aurait été nécessaire que nous connaissions exactement comment se répartissaient les diverses pertes c'est-à-dire :

1^o Les pertes relatives à la combustion :

- a) pertes par les cendres tombées dans le cendrier ;
- b) pertes par les escarbilles recueillies dans la boîte à fumée ;
- c) pertes par les escarbilles rejetées par la cheminée ;
- d) pertes par chaleur latente des fumées.

2^o Les pertes relatives à la transmission de chaleur :

- a) pertes par chaleur sensible des fumées,
- b) pertes par rayonnement extérieur.

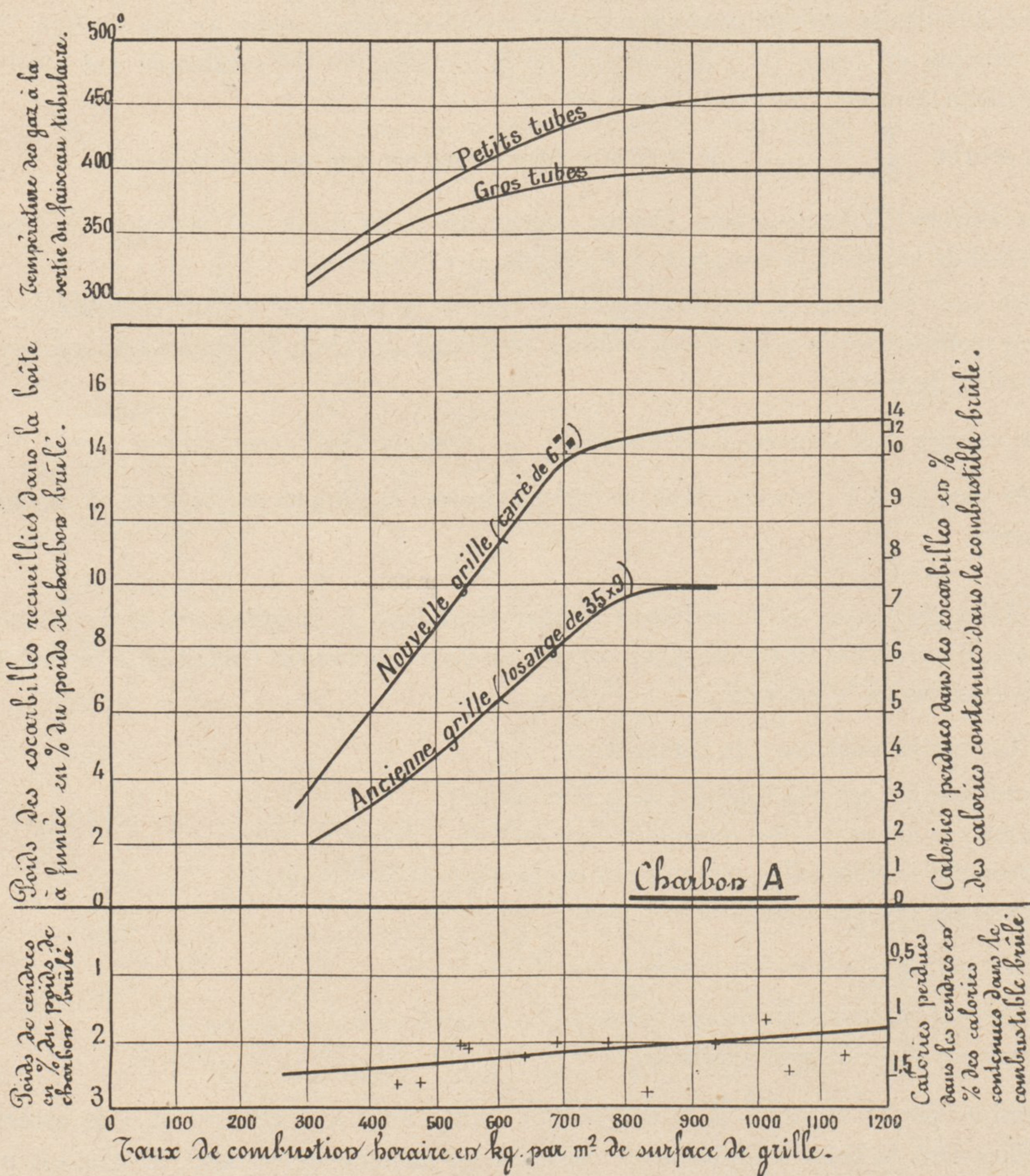
Parmi les pertes relatives à la combustion celles dues aux cendres et aux escarbilles recueillies dans la boîte à fumée sont relativement faciles à déterminer. Il n'en est pas de même des pertes par combustion incomplète, qui nécessitent des analyses de gaz que l'expérience révèlent comme étant des plus délicates, ni des pertes relatives aux escarbilles rejetées par la cheminée qui échappent aux mesures.

Les courbes de la figure 45 donnent une idée des pertes ainsi trouvées dans le cas de la locomotive 4701 en fonction du taux de combustion par mètre carré de surface de grille et par heure.

Les pertes par les cendres sont relativement faibles, oscillant entre 1 ½ et 2 ½ % en poids ou entre 1 et 1 ½ % en calories.

Il n'en est pas de même des pertes par escarbilles recueillies dans la boîte à fumée qui

Fig. 45. — COURBES RELATIVES AUX TEMPÉRATURES DANS LA BOITE A FUMÉE RELEVÉES SUR LA LOCOMOTIVE 4701, AUX PERTES PAR ESCARBILLES ENTRAÎNÉES DANS LA BOITE A FUMÉE SUIVANT LES DIMENSIONS DES GRILLES A FLAMMÈCHES UTILISÉES ET AUX PERTES PAR CENDRES RECUEILLIES DANS LE CENDRIER.



croissent assez rapidement avec l'allure de combustion et diffèrent notablement suivant les dispositions de la boîte à fumée et suivant la grandeur des mailles des grilles à flammèches.

Les pertes ainsi trouvées varient du simple au double suivant que l'on utilise une grille à mailles serrées présentant des orifices carrés de 6 mm de côté ou une grille en métal déployé présentant des orifices en forme de losange ayant 35 mm de longueur sur 9 mm de largeur.

Pour une allure de combustion de 500 kg/m² de surface de grille et par heure ces pertes atteignent respectivement : 5 % et 9 % en poids et 4 % et 6 ½ % en calories.

A l'allure de 700 kg/m²/h elles s'élèvent respectivement à 8 % et 14 % en poids et à 6,5 % et 10 % en calories.

Les courbes de la figure 45 révèlent, en outre, un fait important : au delà d'un taux de combustion de 700 kg pour la grille à flammèches à mailles serrées et de 850 kg pour la grille à flammèches à mailles larges, le % des escarbilles entraînées reste pratiquement constant, quelle que soit l'allure de combustion. Ceci tend à prouver qu'à partir de ces allures respectives la quantité absolue d'escarbilles rejetées par la cheminée à l'extérieur croît proportionnellement à l'allure de la combustion, ce qui a pour conséquence de maintenir constante la perte apparente, soit en poids, soit en calories, due aux escarbilles entraînées.

Cette particularité peut s'expliquer par le fait que lorsque la boîte à fumée est remplie d'une certaine quantité de fraïsil la plus grande partie des escarbilles entraînées est évacuée par la cheminée.

Ceci démontre l'impossibilité d'établir un bilan thermique exact lorsqu'on n'a pas pris les dispositions voulues pour recueillir les escarbilles qui s'échappent par la cheminée ; il est donc impossible de faire un bilan thermique exact du fonctionnement de la chaudière d'une locomotive lorsqu'on opère en ligne ou si, au laboratoire, on n'a pas pris les dispositions voulues pour recueillir les escarbilles qui sortent par la cheminée.

La réalité nous échappe encore en ce qui concerne les pertes par chaleur latente des fumées parce que leur détermination nécessite des analyses dont il est difficile, nous l'avons vu, d'accepter les résultats sans réserve.

Il en est exactement de même des pertes par chaleur sensible.

On peut bien chercher à mesurer la température des gaz à la sortie des tubes dans la boîte à fumée et la figure 45 donne les courbes ainsi relevées sur la locomotive 4701, mais on ne peut pas se servir des chiffres trouvés pour parfaire le bilan thermique si l'on ne connaît pas la masse des gaz de la combustion produits à chaque instant. Or, la détermination de cette masse exige à la fois des analyses chimiques et des mesures de vitesse dont on comprendra toute la difficulté et l'imprécision puisque la combustion est un phénomène essentiellement *dépendant de l'espace et du temps*.

Reste la quantité de chaleur perdue par rayonnement extérieur dont la détermination présente également certaines difficultés mais ce qui heureusement est sans conséquence, étant donné la faiblesse relative de la perte cherchée.

La chaudière de la locomotive 4701 était revêtue d'une simple enveloppe en tôle d'acier. Par contre la locomotive 4708 avait les parois extérieures de sa chaudière peintes à la poudre d'aluminium et la face intérieure des enveloppes était calorifugée à l'aide d'une couche d'amiante rendue adhérente à ces tôles par un procédé spécial.

En étudiant l'efficacité de ces deux modes de calorifugeage par mesure de la vitesse de refroidissement de la chaudière, après avoir jeté le feu, nous avons constaté que le coefficient

de déperdition de chaleur de la locomotive 4701 était 1,78 fois plus grand que celui de la locomotive 4708.

L'influence sur le rendement thermique de la différence importante constatée a cependant été faible, car pour une durée de fonctionnement de 2 heures par exemple, la perte totale de calories a été d'environ 3,5 % dans le cas de la locomotive 4701 et de 1,95 % dans le cas de la locomotive 4708 pour une production horaire de vapeur de 10 000 kg.

A pleine puissance, pour une production de 20 000 kg/h, ces chiffres seraient divisés par deux.

Par conséquent, l'économie à attendre du meilleur calorifugeage de la locomotive 4708 se réduirait à environ 1,5 % aux puissances moyennes de production et à 0,75 % à pleine puissance.

Ceci suppose, il est vrai, que les déperditions de chaleur sont les mêmes en marche qu'en stationnement; en supposant même qu'elles soient deux fois plus fortes dans le premier cas, les économies à attendre d'un bon calorifugeage ne seraient encore que de 1,5 à 3 %.

Etant donné l'importance relativement minime des pertes par rayonnement extérieur, surtout aux fortes allures de production, il semble qu'il y ait peu à attendre d'un perfectionnement, même très grand, apporté au calorifugeage des chaudières.

4° *Influence de la pression de régime sur le fonctionnement de la chaudière.* — La locomotive 4701 ayant été timbrée à la pression de 20 Hpz pour des raisons de volume de cylindres et d'effort de traction, il nous a paru intéressant de rechercher quelle pouvait être l'influence de la pression de régime, non seulement sur le fonctionnement du moteur, mais également sur celui de la chaudière. On a donc fait fonctionner cette locomotive successivement aux pressions de 20,16 et 13 Hpz.

Nous avons constaté que l'abaissement de la pression facilitait la conduite de la chaudière.

C'est ainsi qu'aux allures les plus poussées il était plus facile de marcher en régime continu à la pression constante de 16 Hpz qu'à celle de 20 Hpz et à la pression de 13 Hpz qu'à la pression de 16 Hpz, même pour un nombre égal de calories produites à l'heure.

Ce fait n'est pas particulier à la locomotive que nous avons étudiée; la pratique courante montre en effet journellement qu'une locomotive avec laquelle il est impossible de marcher d'une façon continue à la pression du timbre par suite, soit de la mauvaise qualité du combustible, soit d'une déféctuosité quelconque, en arrive à maintenir la pression constante lorsqu'on se résigne à laisser tomber l'aiguille du manomètre.

Il ne semble donc pas douteux que le fait d'accroître la pression de marche rende plus difficile la tenue de cette pression et qu'au contraire un abaissement de cette pression facilite son maintien.

Nous avons essayé de trouver l'explication de ce phénomène, mais voici tout d'abord ce que nous avons constaté :

1° Aux puissances de production moyenne (12,500 t de vapeur produite à l'heure, taux de combustion 500 kg/m²/h) le rendement thermique de la chaudière, aussi bien pour la pression de 13 Hpz que pour celle de 16 Hpz, a été sensiblement le même quoique plutôt inférieur à celui obtenu à 20 Hpz.

Pour une production de 16,500 t/h et un taux de combustion de 650 kg les points correspondant aux rendements trouvés se placent sensiblement sur la courbe des rendements à 20 Hpz, aussi bien pour la pression de 13 Hpz que pour celle de 16 Hpz.

Par contre, pour une production de l'ordre de 19 t/h correspondant à un taux de combustion d'environ 850 kg/m²/h le rendement thermique trouvé à la pression de 16 Hpz a été supérieur de 5 à 6 % au rendement moyen constaté à la pression de 20 Hpz.

Si l'on se réfère au rendement thermique on ne trouve donc pas, sauf pour les allures très poussées, d'avantages bien nets en faveur des pressions de 13 ou 16 Hpz par rapport à celle de 20 Hpz.

Les températures relevées dans la boîte à fumée ont, par contre, été toujours plus basses aux pressions de 13 ou de 16 Hpz qu'à la pression de 20 Hpz. Les différences constatées sont de 10 à 15°.

Toutefois pour l'essai à forte allure (19 t d'eau à l'heure) effectué à 16 Hpz, la température à la sortie des gros tubes était sensiblement la même qu'à 20 Hpz, seule la température à la sortie des petits tubes était inférieure d'environ 10° à la moyenne correspondant à 20 Hpz.

Les rendements thermiques ayant été pratiquement les mêmes à 13 Hpz et à 16 Hpz aux allures faibles ou moyennes et un peu supérieurs à 16 Hpz à très forte allure, les abaissements de température constatés dans la boîte à fumée ne peuvent donner non plus l'explication de la plus grande facilité de conduite de la chaudière dans le cas des basses pressions.

Les températures de surchauffe obtenues ont été également toujours plus basses d'environ 10° en moyenne aux pressions de 13 et 16 Hpz qu'à la pression de 20 Hpz. Cet abaissement correspond sensiblement à la différence entre les températures de la vapeur saturée à 13 Hpz (197°), 16 Hpz (203°) et 20 Hpz (213°) et peut donc s'expliquer de ce fait.

Par contre, le *vide et la contrepression* qui ont varié exactement dans le même sens et dans les mêmes proportions ont été toujours *plus forts pour les pressions de 13 et 16 Hpz* que pour la pression de 20 Hpz. Ainsi le décalage des courbes des vides ou des contrepressions, *en fonction du poids d'eau vaporisée par seconde*, a été de l'ordre de 40 mm d'eau ou de 40 g par cm² pour une dépression de l'ordre de 300 à 350 mm d'eau.

Or cette dépression et cette contrepression plus fortes ont correspondu au même taux de combustion horaire par m² de surface de grille.

Bien que le poids *d'eau vaporisé par seconde ait été le même* ainsi que le *poids de charbon brûlé sur la grille dans le même temps*, le vide et la contrepression ont ainsi été plus forts d'environ 10 % lorsque la machine fonctionnait à basse pression.

Tout s'est donc passé comme si pour un même poids de vapeur débitée dans un temps donné par les tuyères d'échappement, le vide obtenu ait été plus grand lorsque la pression dans la chaudière était de 13 ou de 16 Hpz au lieu d'être de 20 Hpz.

Cet accroissement de tirage est suffisant pour expliquer à lui seul la facilité plus grande de conduite de la chaudière lorsqu'on marche à faible pression.

Si l'on veut bien analyser en effet d'une façon précise ce que l'on entend par *facilité de conduite de la chaudière*, on se rend compte que le critère de cette facilité n'est autre que *l'accroissement net et immédiat* de pression accusé par l'aiguille du manomètre de chaudière à chaque charge de combustible effectuée sur la grille.

Cette spontanéité dans la *variation* de pression est toujours, entre certaines limites, d'autant plus grande que le tirage est plus fort, même lorsque par suite d'un excès de ce tirage le rendement thermique se trouve abaissé, soit par refroidissement du foyer, soit par entraînement des escarbilles.

Il se peut donc que le fait constaté de la plus grande facilité à tenir la pression constante à un chiffre inférieur au timbre qu'au timbre lui-même, lorsqu'on a à faire à une locomotive qui présente un défaut ou lorsqu'on utilise un charbon de mauvaise qualité, ne soit dû qu'à l'accroissement du tirage qui accompagnerait *pour un même poids de vapeur produite à la seconde* l'abaissement de pression dans la chaudière.

Comment un tel accroissement du tirage accompagnant une telle baisse de pression peut-il être expliqué ?

Cet accroissement de tirage étant accompagné d'un accroissement correspondant de la contrepression, il est probable qu'il en est la conséquence et toute la question réside dans l'explication à trouver d'un tel accroissement de contrepression.

Comme cet accroissement de contrepression se produit avec une tuyère fixe et pour un même poids de vapeur produite par seconde dans la chaudière ou évacuée à l'échappement, il ne semble possible de trouver une raison à cet accroissement que dans une différence de volume spécifique de la vapeur à l'échappement, suivant que le moteur utilise de la vapeur à haute ou à basse pression.

C'est donc dans le fonctionnement du moteur lui-même que nous allons rechercher une explication.

Si l'on suppose que la vapeur utilisée présente un degré de surchauffe initial sensiblement le même dans tous les cas, son état final, pour un même travail produit, est différent suivant que l'on part d'une vapeur à 20 Hpz ou d'une vapeur à 16 ou 13 Hpz. Dans cet état final la vapeur utilisée à haute pression présente un degré de surchauffe plus faible que la vapeur utilisée à basse pression et par suite son volume spécifique doit être également plus faible.

En utilisant de la vapeur à 20 Hpz et 400° et en la détendant jusqu'à la pression absolue de 1 Hpz 200 avec un rendement thermique de 80 % par exemple, on rejette à l'échappement de la vapeur à 128°; si l'on utilise de la vapeur à 16 Hpz, dont la température de surchauffe sera, comme nous l'avons vu précédemment, inférieure de 5° à la température de 400°, la température à l'échappement est de 145°.

Dans le cas de la pression de 13 Hpz l'abaissement de température de surchauffe est d'environ 10° et la température à l'échappement de 161°.

Les volumes spécifiques correspondants sont respectivement dans ces trois cas de 0,1559 m³, 0,1624 m³ et 0,1682 m³ par kg.

Si l'on prend comme unité le premier chiffre les deux suivants sont respectivement égaux à 1,044 et 1,08.

Comme pour de faibles écarts de pression, les contrepressions varient pour *un même débit poids à travers la tuyère d'échappement* en raison directe des volumes spécifiques de la vapeur, on voit que pour un même poids de vapeur débitée à la seconde, la contrepression à l'échappement doit croître lorsque, toutes choses égales d'ailleurs, la pression à l'admission baisse.

D'après l'exemple ci-dessus, en passant de la pression de 20 Hpz à celle de 16 Hpz, cet accroissement de contrepression serait théoriquement de l'ordre de 4,5 ‰, et en passant de 20 à 13 Hpz, de 8 ‰.

Comme les contrepressions et les vides ont effectivement augmenté d'environ 10 ‰ en passant de 20 Hpz aux pressions de 16 ou 13 Hpz, on voit que cette explication mérite d'être envisagée ; elle concorde d'ailleurs avec l'abaissement constaté des températures dans la boîte à fumée et des températures de surchauffe résultant probablement de l'abaissement de la température du foyer dû à un accroissement exagéré de l'excès d'air.

Reste à expliquer l'amélioration de rendement thermique constatée aux très fortes allures à la pression de 16 Hpz.

Si l'on examine la façon dont la vaporisation s'effectue dans la chaudière, suivant que la pression y est plus ou moins grande, on s'aperçoit qu'à basse pression, le volume spécifique de la vapeur est nettement plus grand qu'à haute pression (volume spécifique 0,096 m³/kg, à 20 Hpz au lieu de 0,1185 à 16 Hpz). C'est ainsi que ce volume s'accroît de 23,5 ‰ quand on passe de la pression de 20 à celle de 16 Hpz. Les bulles de vapeur qui se dégagent sont donc plus volumineuses à 16 qu'à 20 Hpz ; cette circonstance est de nature à rendre plus difficile le dégagement de vapeur et à faciliter le primage.

On a constaté, en effet, une tendance au primage nettement plus marquée à 13 et 16 Hpz qu'à 20 Hpz. C'est ainsi qu'aux grandes puissances développées, on pouvait marcher avec un niveau d'eau s'élevant à 3/4 de hauteur de tube dans le cas de la pression de 20 Hpz sans aucun primage, mais qu'il ne fallait pas dépasser ce niveau à 16 Hpz et à la même allure, sous peine de provoquer immédiatement des entraînements d'eau.

Le dégagement plus facile des bulles de vapeur dans le cas des hautes pressions est bien de nature, comme on l'a souvent indiqué, à faciliter la circulation de l'eau dans la chaudière et par suite à améliorer la vaporisation, mais il nous semble que cet avantage doit être largement contrebalancé par le freinage qu'oppose à cette circulation l'accroissement de pression dans la chaudière.

Il est en effet évident que les effets de thermo-siphon qui créent les courants de circulation en ne mettant en jeu que des forces relativement faibles, peuvent parfaitement être contrariés lorsque par suite d'une pression plus élevée dans la chaudière, les filets fluides sont plus fortement pressés les uns contre les autres ou contre les parois de la chaudière.

Il y a donc des raisons pour que l'accroissement de pression dans les chaudières n'ait pas qu'un effet favorable sur la circulation et jusqu'à plus amples informés, nous attribuerons précisément à cet accroissement de la difficulté de circulation le léger abaissement de rendement constaté aux très fortes allures de production lorsqu'on marche à la pression de 20 Hpz au lieu de celle de 16 Hpz.

On peut enfin mettre à l'actif des avantages des basses pressions la température plus faible des parois de la chaudière, puisque cette température, de 213° environ à 20 Hpz, tombe à 203° pour la pression de 16 Hpz et 194° pour la pression de 13 Hpz. Cette différence de température, de l'ordre de 10° dans le cas de 16 Hpz, et de 19° dans celui de 13 Hpz, peut également expliquer, en dehors de la question de tirage, l'abaissement de température dans la boîte à fumée, constaté dans le cas du fonctionnement à 13 et 16 Hpz.

En résumé, l'accroissement des pressions dans la chaudière n'est pas sans entraîner quelques inconvénients. Il ne peut donc se justifier que si l'accroissement du rendement du moteur et de la puissance massique de la locomotive le rendent nécessaire.

5° *Remarques sur la turbulence dans les tubes à fumée.* — Avant de clore l'étude sur la chaudière, il nous paraît intéressant de compléter les renseignements donnés par les résultats d'une expérience qui a été tentée sur la locomotive 4701 pour examiner si les phénomènes de turbulence que l'on considère généralement comme atteignant leur plénitude dans les tubes à fumée de locomotives ne pouvaient cependant pas être intensifiés comme on l'a proposé quelquefois en plaçant à l'entrée de ces tubes des spirales de forme convenablement étudiée.

Cet essai a échoué par suite de la résistance excessive opposée au passage des gaz par les spirales elles-mêmes, bien que leur tracé ait été spécialement étudié pour réduire au minimum cet inconvénient.

Le vide dans la boîte à fumée s'en trouvait accru d'environ 25 % pour une même contrepression dans la colonne d'échappement.

Comme cet accroissement de résistance n'était pas accompagné d'un accroissement corrélatif des effets de transmission de chaleur dans les tubes, le résultat final fut négatif et on constata :

1° une limitation du maximum de puissance de la machine à 60 % environ de sa puissance maxima sans spirales,

2° un accroissement de la consommation de combustible par ch/h au crochet d'environ 10 % à la limite de puissance avec spirales, accroissement dû en l'espèce à une insuffisance du tirage.

On constata, en outre, un birdnesting accentué sur les spirales elles-mêmes qui aboutit au bouchage rapide des gros tubes eux-mêmes.

Nous pensons devoir conclure de cet essai infructueux qu'il n'y a pas lieu de chercher à accroître la turbulence dans les tubes à fumée, tout au moins lorsque ces tubes présentent — ce qui est le cas des locomotives — sauf pour la partie rétreinte côté foyer des gros tubes à surchauffe —, un diamètre suffisamment faible par rapport à leur longueur.

(A suivre).

TABLE DES MATIÈRES

	Pages
Introduction.....	110
Principes observés dans l'étude de la nouvelle locomotive.....	117
Description de la machine transformée.....	120
Transformation des nouvelles locomotives aux Ateliers.....	146
Essais	147
1° But des essais.....	147
2° Résultats obtenus.....	147
A. — Essais de traction en ligne.....	147
I. — Lignes plates.....	148
II. — Lignes de rampes.....	149
III. — Efforts de traction et puissances maxima.....	154
IV. — Accélérations.....	156
V. — Résumé.....	157
B. — Essais avec locomotives-frein.....	159
I. — Etude de la chaudière.....	159
1° Préliminaires.....	159
a) Données expérimentales.....	159
b) Qualité du combustible utilisé.....	162
2° Essai des locomotives 4701 et 4708.....	166
a) Rappel des données relatives à leur chaudière.....	166
b) Résultats des essais.....	169
1° Rendement thermique.....	169
2° Puissance de production.....	176
3° Bilan thermique.....	187
4° Influence de la pression de régime sur le fonctionnement de la chaudière.....	190
5° Remarques sur la turbulence dans les tubes à fumée.....	194

LOCOMOTIVES A GRANDE VITESSE

A BOGIE & 4 ESSIEUX ACCOUPLES

COMPOUND A 4 CYLINDRES A LARGE CIRCUIT DE VAPEUR, HAUTE SURCHAUFFE ET DISTRIBUTION PAR SOUPAPES

provenant de la transformation des locomotives "Pacific"
à roues motrices de 1,85 m de diamètre, série 4501 à 4570
de la Compagnie d'Orléans

(suite et fin)

Par M. André CHAPELON,

INGÉNIEUR DU MATÉRIEL AU P.O.-MIDI

(Pl. VI).

II. — Etude du moteur

1^o PRÉLIMINAIRES. — Indépendamment des mesures de température et de pression qui sont nécessaires à la détermination des états pris successivement par le fluide moteur aux divers stades de son évolution dans la machine, l'étude du moteur proprement dit comporte le relevé de diagrammes à l'aide d'appareils indicateurs pour déterminer le travail produit et pour chercher à connaître comment la vapeur évolue dans les cylindres eux-mêmes.

Pour que les diagrammes relevés répondent pleinement au but poursuivi, il est nécessaire que leur exactitude soit rigoureuse.

Or, l'expérience montre que suivant la façon dont les appareils ont été installés et suivant le mode opératoire, on n'obtient pas toujours, même lorsque la machine fonctionne en régime continu, des diagrammes tous semblables entre eux.

Au cours des essais de la locomotive 4701, nous avons cherché à nous rendre compte de la valeur que l'on peut attribuer aux diagrammes d'indicateurs tant en ce qui concerne le calcul de la puissance développée que les lois d'évolution de la vapeur dans les cylindres.

La conclusion de cette étude est que deux causes d'erreurs principales viennent influencer les résultats obtenus :

a) *Les déformations de l'échelle des volumes*, échelle qui ne reste pas proportionnelle aux déplacements du piston lorsque le dispositif utilisé pour la transmission présente des jeux

ou ne reste pas géométriquement identique à lui-même (flexion des leviers, allongement des liens flexibles), notamment lorsque la vitesse de la machine s'accroît ou dépasse une certaine valeur.

Cette déformation de l'échelle des volumes qui se traduit généralement par un allongement des diagrammes lorsque la vitesse s'élève, conduit à sous-estimer la puissance développée car l'ordonnée moyenne des diagrammes s'obtient, à un coefficient, près, en divisant leur surface par leur longueur. Or, l'accroissement de l'aire des diagrammes dû à l'agrandissement de l'échelle des volumes, agrandissement surtout notable vers les fins de course à cause de l'influence des jeux, se trouve être pratiquement nul. Par conséquent la puissance développée mesurée est réduite sensiblement dans la proportion inverse de l'accroissement de la longueur des diagrammes.

b) *Influence sur la pression enregistrée, et par conséquent sur les lois d'évolution de la vapeur, de la façon plus ou moins parfaite suivant laquelle les purges des appareils indicateurs et des tuyauteries les reliant aux cylindres sont effectuées avant chaque prise de diagrammes.*

L'expérience nous a montré qu'en fait, et sous réserve de l'absence de déformation de l'échelle des volumes, on obtenait des puissances exactes en laissant les purges des appareils constamment ouvertes entre chaque prise de diagrammes.

Lorsque, après avoir opéré dans de telles conditions pendant un temps suffisamment long, on se contente de purger les tuyauteries et les appareils pendant un temps correspondant à un nombre de tours de roues de l'ordre de 10 environ, on obtient également des diagrammes exacts au point de vue de la puissance enregistrée, mais les formes de ces diagrammes ne sont pas toujours identiques à celles obtenues lorsqu'on fait des *purges permanentes*.

Ces faits sont particulièrement sensibles pour les diagrammes relevés sur les cylindres BP des machines compound, notamment lorsque par suite de l'utilisation d'une pression de chaudière élevée (20 hpz par exemple) le degré de surchauffe aux cylindres BP, tout en étant encore important (100° environ) est nécessairement moindre qu'aux cylindres HP (200° pour une température de vapeur de 415°).

Les diagrammes relevés sur les cylindres HP sont toujours beaucoup plus exacts que ceux relevés sur les cylindres BP, quel que soit le mode opératoire utilisé, à condition cependant que les purges soient faites avant chaque prise de diagramme, pendant un nombre de tours de roues suffisant (10 environ), mais sans qu'il soit indispensable que ces purges soient permanentes.

Il faut toutefois que les prises de diagrammes sur chacune des faces du piston *suivent immédiatement l'opération de purge*, car si l'on prenait avant elles la pression de chaudière par exemple, qui nécessite souvent des tuyauteries relativement longues où l'eau peut s'accumuler par suite des condensations on risquerait d'inonder l'appareil indicateur et le diagramme pris aussitôt après présenterait toutes les anomalies d'un diagramme relevé sans purges préalables, c'est-à-dire présentant une courbe de détente relevée et une courbe de compression abaissée ; déformations pouvant entraîner des erreurs en plus sur la puissance calculée de l'ordre de 30 %, aux crans de marche faibles de 20 % par exemple.

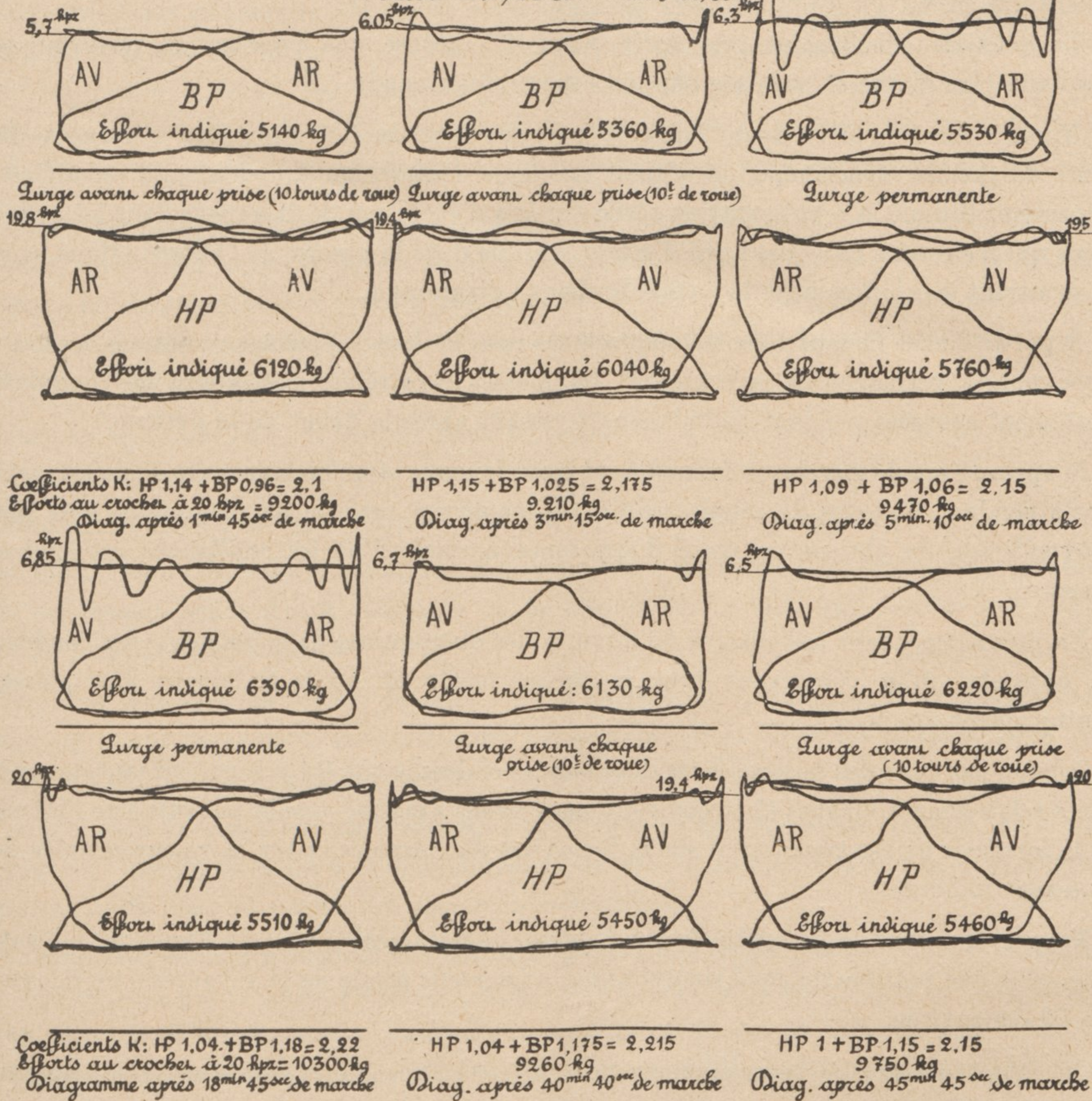
Sous ces réserves les diagrammes relevés sur les cylindres HP permettent en général un calcul exact de la puissance et les courbes représentant l'évolution de la vapeur dans les cylindres semblent également pouvoir être considérées comme exactes.

S'il en est pratiquement de même avec des purges bien faites pour la puissance calculée d'après les diagrammes relevés sur les cylindres BP, on ne peut en dire autant de la forme

Fig. 46.

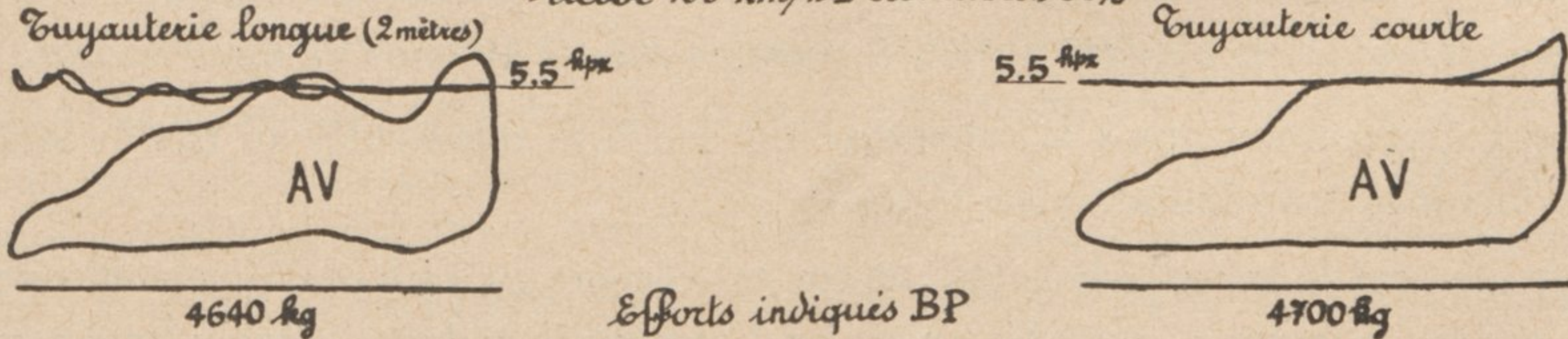
Influence du temps de marche et du temps de purge des tuyauteries reliant les cylindres aux appareils indicateurs sur la forme des diagrammes

Vitesse 50 km/h - Admission 50/50



Influence de la tuyauterie sur la forme des diagrammes d'indicateurs BP

Vitesse 100 km/h - Admission 50%



des courbes de pression en fonction des déplacements du piston qui représentent les lois d'évolution de la vapeur.

Les diagrammes donnés en exemple figure 46 montrent d'une manière très nette ce qui peut se passer à ce point de vue, même à faible vitesse (50 km/h), avec un fort cran de marche (50 %) et une forte surchauffe (400°).

On voit que l'on obtient un diagramme BP ayant des formes normales, c'est-à-dire présentant des lignes de pression régulières, au premier relevé effectué après l'ouverture du régulateur soit 2 mn environ après la mise en marche de la machine.

Le deuxième diagramme pris après 3 mn 15 s accuse une pression au réservoir intermédiaire plus élevée et présente déjà un aspect plus sinueux.

Après 5 mn 10 s et en ayant laissé les purges s'effectuer d'une manière *permanente* dès la prise du premier diagramme, on obtient une ligne d'admission dentelée, qu'il est difficile de considérer comme la représentation réelle des lois d'évolution de la vapeur dans les cylindres mais qui n'entraîne cependant pas d'erreur sensible dans la mesure de l'effort indiqué, comme le montrent les chiffres inscrits à côté de chaque diagramme.

A partir de cet instant tous les diagrammes relevés dans les mêmes conditions, c'est-à-dire avec purges permanentes, présenteront les mêmes caractères, c'est-à-dire des ondulations nettement accusées pendant l'admission et cessant après le début de la détente.

Si après 40 mn de marche on ferme les robinets de purge et qu'on les rouvre quelques instants après pendant 10 tours de roues environ, de manière à prendre un diagramme *avec purges intermittentes*, on obtient un tracé d'apparence normale d'où *les oscillations ont totalement disparu*.

En prenant pendant une dizaine de minutes des diagrammes dans ces nouvelles conditions, on constate qu'ils conservent tous la même forme et qu'ils indiquent une puissance pratiquement exacte.

Comme par suite des nécessités les diagrammes ci-dessus ont été pris en utilisant des tuyauteries relativement longues (2 m environ), nous avons examiné quelle pouvait être l'influence de la longueur de ces tuyauteries sur la forme des diagrammes et sur la valeur calculée de la puissance indiquée.

Nous avons donc pris *simultanément* d'autres diagrammes en plaçant l'appareil indicateur aussi près que possible du fond du cylindre, la longueur totale de la tuyauterie ne dépassant pas 50 cm environ.

On a alors constaté que les oscillations qui se présentent pendant l'admission sur le diagramme pris avec les tuyauteries longues sont complètement supprimées. On obtient un diagramme à peu près identique à celui *relevé avec tuyauteries longues lorsque après avoir fait des purges permanentes pendant une trentaine de minutes on se met à prendre des diagrammes en faisant des purges intermittentes pendant une durée correspondant à 10 tours de roues environ*.

Les deux diagrammes pris à la vitesse de 100 km/h et représentés au bas de la figure 46 donnent une idée des résultats ainsi obtenus.

Au point de vue du travail développé, on constate encore qu'il y a pratiquement concordance entre la puissance mesurée, aussi bien avec les diagrammes ondulés, obtenus avec tuyauteries longues qu'avec les diagrammes d'aspect normal obtenus avec tuyauteries courtes.

Ceci permet de conclure que lorsque par suite de nécessités on est contraint d'utiliser des tuyauteries relativement longues on peut cependant obtenir des diagrammes permettant de calculer exactement la puissance développée, à condition bien entendu que les purges aient été suffisantes ou mieux qu'elles aient été permanentes, bien que dans ce dernier cas on risque d'obtenir un diagramme présentant des ondulations qui lui donnent une apparence à laquelle on n'est pas accoutumé.

Nous comptons poursuivre l'étude de cette question avec des appareils nouveaux, placés en différents points des fonds de cylindres eux-mêmes, afin de déterminer la valeur que l'on peut attribuer à la forme des lignes de pression indiquée par les diagrammes, forme qui présenterait si l'on était sûr de leur exactitude la plus grande importance au point de vue de l'étude des lois qui régissent effectivement l'évolution de la vapeur dans les cylindres des machines.

Jusqu'à plus ample informé nous pensons que l'on doive à ce sujet faire les plus expresses réserves, notamment lorsqu'on ignore le degré de perfection avec lequel les purges ont été faites et lorsque les diagrammes sont pris sur une machine où la vapeur qui y évolue n'a pas un degré de surchauffe extrêmement élevé, capable d'atténuer les condensations dans les tuyauteries et dans les appareils indicateurs.

Seuls les cylindres HP, et encore pour les machines à très haute surchauffe seulement (400° environ), nous semblent être pour le moment dans de telles conditions.

Les diagrammes de la figure 46 nous révèlent encore un fait intéressant.

En effet, l'effort de traction enregistré aux cylindres à partir de l'ouverture du régulateur, croît légèrement pendant une vingtaine de minutes environ, bien que rien ne soit changé dans les conditions de marche.

Ceci tient à la mise en régime du moteur de la locomotive qui s'échauffe progressivement et met un temps appréciable pour atteindre l'état stable dans lequel les condensations dues à l'effet de parois deviennent constantes.

Comme cette variation se retrouve dans l'effort mesuré au crochet de traction, on a ainsi la preuve qu'elle est bien due à la mise en régime du moteur même de la locomotive, indépendamment de la mise en régime des appareils indicateurs.

Seuls les tout-premiers diagrammes semblent donner des puissances nettement déficitaires par rapport à ce qui se passe réellement dans les cylindres de la locomotive et on doit sans aucun doute les éliminer ; mais il suffit d'une ou 2 mn pour que les indications fournies par les diagrammes semblent être en concordance avec ce qui se passe réellement dans la machine lorsque bien entendu ces diagrammes ont été pris en faisant des purges suffisantes ou mieux permanentes.

2° RAPPEL DES CARACTÉRISTIQUES DU MOTEUR DES LOCOMOTIVES 4500 - 3700 et 4700. — Le moteur de la locomotive 4701 est caractérisé par les très grandes sections de passage offertes à la vapeur, sections de passage encore accrues par rapport à ce qui avait été fait sur les locomotives précédentes N° 3701 et 3702 à 3721. Cet accroissement a surtout porté sur le diamètre des soupapes BP, les expériences effectuées sur les locomotives 3700 ayant montré qu'un accroissement de ces dimensions était encore susceptible de procurer une certaine amélioration.

Nous rappelons ci-dessous les caractéristiques principales du circuit de vapeur de ces machines et de celui des anciennes locomotives 4501-4570 à vapeur saturée et 4571-4600 à vapeur surchauffée.

	4501-4570	4571-4600	3701	3702-3721	4701-4712
Diamètre des cylindres..... mm	HP	390	420	420	440
	BP	640	640	640	640
Course des pistons..... mm		650	650	650	650
Diamètre des roues motrices (bandages neufs). m		1,85	1,85	1,95	1,85
Rapport de la section des cylindres à la section des lumières d'introduction.....	HP	5,43	6,6	5,45	5,45
	BP	11,7	11,7	8,91	7,64
Rapport de la section des cylindres à la section des lumières d'échappement.....	HP	5,43	6,6	4,93	4,93
	BP	11,7	11,7	7,64	7,64
Rapport de la section des cylindres à la section du tuyau d'admission.....	HP	12,56	14,57	6,5	6,5
	BP	20,88	20,88	12	12

Pour que les rapports géométriques figurant dans ce tableau donnent une idée exacte de ce qui se passe au point de vue de la liberté de circulation de la vapeur dans le circuit qui lui est offert, il est nécessaire de rappeler que ces rapports géométriques ne sont valables que pour des sections de forme identique, pour des pressions de vapeur égales et pour les mêmes degrés de surchauffe.

L'influence du coefficient de forme est en effet décisive, puisque de l'orifice en minces parois à l'orifice sans contraction, le coefficient de débit varie de 0,6 à 1, c'est-à-dire presque du simple au double.

L'expérience a montré que les tiroirs cylindriques, tels qu'on les dessine habituellement et tels qu'ils ont été appliqués aux locomotives 4500 ont par rapport aux tiroirs plans un coefficient de débit égal à $\frac{1}{1,65} = 0,606$ ⁽¹⁾. Par conséquent le rapport de 5,43, à première vue excellent, indiqué pour les tiroirs HP des locomotives 4501 à 4570, doit, pour être comparable au rapport correspondant des tiroirs plans appliqués aux cylindres BP, être multiplié par 1,65, c'est-à-dire que ce rapport de 5,43 doit en réalité être considéré comme égal à 9. De même le chiffre 6,6 des locomotives 4571-4600 doit être remplacé par 10.

En ce qui concerne les soupapes des locomotives 3700 et 4700 les diagrammes d'indicateurs ont montré que leur section géométrique était sensiblement équivalente à celle des tiroirs plans tout au moins dans le cas des tracés adoptés sur ces locomotives.

Outre l'influence du coefficient de débit que nous venons d'examiner il y a lieu de tenir compte de l'effet de la pression et du degré de surchauffe sur les pertes de charge.

Le poids de vapeur Q qui passe par seconde à travers une section de lumière ω a comme valeur approximative :

$$Q = \alpha \omega \sqrt{2g \gamma \Delta p}$$

où :

α est le coefficient de débit de l'orifice,

g l'accélération de la pesanteur,

γ le poids spécifique de la vapeur,

et Δp la perte de charge subie par la vapeur en traversant l'orifice.

⁽¹⁾ Voir *American Engineer*, N° de Mai 1907.

La quantité de calories véhiculées à la seconde par le poids de vapeur Q aura donc pour valeur, en appelant λ la chaleur totale de cette vapeur :

$$Q \lambda = \alpha \omega \lambda \sqrt{2g \gamma \Delta p}$$

avec une vapeur dans un autre état on aura de même :

$$Q' \lambda' = \alpha \omega' \lambda' \sqrt{2g \gamma' \Delta p'}$$

et pour un même débit de calories et une même perte de charge $\Delta p = \Delta p'$

$$\frac{\omega'}{\omega} = \frac{\lambda}{\lambda'} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma'}}$$

Si l'on prend pour référence les locomotives 4571 à 4600 utilisant de la vapeur à 16 hpz et 300° les sections de passage équivalentes au point de vue des pertes de charge pour les autres locomotives considérées dans le tableau ci-dessus devraient être multipliées pour chacune d'elles par le rapport correspondant :

$$\frac{\lambda}{\lambda'} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma'}}$$

En tenant compte de cette condition les nouveaux rapports entre la section des cylindres et les sections des lumières d'introduction, d'échappement et du tuyau d'admission prennent les valeurs suivantes :

	MACHINES									
	4501-4570		4571-4600		3701		3702-3721		4701-4712	
	HP	BP	HP	BP	HP	BP	HP	BP	HP	BP
Rapport de la section des cylindres à la section des lumières d'introduction...	8,82	11,70	10	11,70	5,42	8,89	5,42	7,61	4,71	5,65
Rapport de la section des cylindres à la section des lumières d'échappement...	8,82	11,70	10	11,70	4,91	7,61	4,91	7,61	4,31	5,36
Rapport de la section des cylindres à la section du tuyau d'admission.....	12,30	20,88	14,57	20,88	6,48	11,95	6,48	11,95	6,70	9,55

Ces chiffres montrent que les valeurs relatives des sections de passage ont dans l'ensemble été presque doublées pour les locomotives 3700 par rapport aux locomotives 4500 à surchauffe et qu'elles ont encore été accrues de 15 % à l'admission et à l'échappement HP et de 35 % à l'admission BP et de 25 % à l'échappement BP dans les locomotives 4700.

Enfin, on observera dans le tableau des dimensions principales données dans la partie descriptive de cette étude, que le volume des boîtes à vapeur HP a aussi été accru, de manière à atténuer encore les oscillations de pression dans ces boîtes à vapeur, les rapports entre le volume de ces boîtes et la cylindrée HP étant passés de 1,11 pour les locomotives 3700 à 1,25 pour les locomotives 4700, alors que ce chiffre n'était que de 0,23 dans les locomotives 3500 ou 4500.

Les espaces morts sont restés sensiblement les mêmes sur les locomotives 4700 que sur les locomotives 3700. Ils atteignent 25 % au lieu de 20 % aux cylindres HP et 16 % en moyenne aux cylindres BP.

L'étude théorique de la question et les résultats pratiques montrent que l'influence des

espaces morts est toujours néfaste même lorsque la phase de compression a été réglée à sa valeur idéale (1).

En principe on doit donc s'efforcer de réduire les espaces morts. Mais comme il est nécessaire de réaliser également des sections de passage suffisantes à travers les organes distributeurs et que la réalisation de ces sections a comme contre-partie inévitable un certain accroissement des espaces morts, on est pris entre deux conditions inverses et il y a lieu de choisir le compromis le plus avantageux entre ces deux desiderata.

C'est dans la recherche de ce compromis qu'apparaît l'un des avantages les plus importants du mode compound ; c'est en effet la même vapeur qui remplit successivement les espaces morts HP et BP. Or, comme le cylindre HP est beaucoup plus petit que le cylindre BP, cylindre BP qui est le cylindre même de la locomotive à simple expansion équivalente au point de vue du rapport de détente, on voit que le simple fait d'admettre la vapeur dans le petit cylindre de la machine compound est un moyen extrêmement efficace pour réduire les pertes par espaces morts. On peut donc se permettre avec les machines compound de donner aux sections de passage un très grand développement sans compromettre l'économie de fonctionnement de la machine due à l'importance exagérée des espaces morts.

3° RÉSULTATS DES ESSAIS. — a) *Exemples de diagrammes d'indicateurs.* — 1° **Exemples comparatifs de diagrammes relevés sur les locomotives 4501-4570 à vapeur saturée, 4571-4600 à vapeur surchauffée et sur la locomotive 4701.** — La figure 47 permet de se rendre compte des différences qui existent dans le fonctionnement du moteur de ces trois machines, d'abord à un cran de marche faible de 25 % environ aux cylindres HP, ensuite à un cran de marche moyen de 45 % environ et pour une même vitesse de l'ordre de 90 km/h.

Ces diagrammes ayant été tracés à la même échelle, leur simple examen permet de se rendre compte des améliorations apportées dans le cas de la locomotive 4701.

On voit notamment qu'à la vitesse considérée de 90 km/h, qui est très normale pour une locomotive à roues motrices de 1,85 m de diamètre, l'accroissement des sections de passage offertes à la vapeur a produit des résultats très importants.

On voit de même que l'augmentation de la pression de marche a contribué à l'obtention de puissances beaucoup plus considérables.

Comme on l'avait déjà constaté lors de la transformation des locomotives 3500 (2), le changement le plus caractéristique réside dans l'élévation de pression au réservoir intermédiaire et dans l'accroissement corrélatif très important de la puissance développée par les cylindres BP.

L'augmentation de la contre-pression à l'échappement HP n'a cependant réduit en rien la puissance développée dans ces cylindres, grâce à la diminution des pertes par laminage dont ils ont également bénéficié.

Il n'en aurait pas été de même évidemment si les cylindres BP seuls avaient été modifiés.

Finalement à une vitesse de l'ordre de 90 km/h à des admissions de 25 % HP et 65 % BP pour la locomotive 4528 à vapeur saturée ; 25 % HP et 60 % BP pour la locomotive 4597 à vapeur surchauffée et 25 % HP, 50 % BP pour la locomotive 4701, les puissances développées par les cylindres HP ont été respectivement de 956, 1 168, 1 560 ch et les puissances produites

(1) Voir *Science et Industrie*, N° d'Août, de Septembre, de Novembre, de Décembre 1933 et de Janvier 1934.

(2) Voir *Revue Générale*, N° de Juillet 1931.

dans les cylindres BP de 290, 328 et 928 ch pour des puissances totales respectives de : 1 246, 1 496 et 2 488 ch.

Les rapports correspondants entre les puissances HP et BP ont été respectivement de 3,29, 3,56 et 1,68.

Fig. 47. — EXEMPLES COMPARATIFS DE DIAGRAMMES RELEVÉS SUR LES LOCOMOTIVES 4528, 4597 et 4701.

Machine 4528	Machine 4597	Machine 4701
<p>Diagramme N° 41. Essai N° A 57 Cran de marche { HP 25% BP 65% Vitesse : 90,5 kmh Puissance HP : 956 ch. Puissance BP : 290 ch. Puissance totale : 1246 ch. Rapport $\frac{HP}{BP}$: 3,29.</p>	<p>Diagramme N° 67. Essai N° A 43. Cran de marche { HP : 25% BP : 60% Vitesse : 92 kmh Puissance HP : 1168 ch. Puissance BP : 328 ch. Puissance totale : 1496 ch. Rapport $\frac{HP}{BP}$: 3,56.</p>	<p>Diagramme N° 5. Essai N° 1344 a. Cran de marche { HP : 25% BP : 50% Vitesse : 93 kmh Puissance HP : 1560 ch. Puissance BP : 928 ch. Puissance totale : 2488 ch. Rapport $\frac{HP}{BP}$: 1,68.</p>
<p>Diagramme N° 75. Essai N° A 54. Cran de marche { HP : 45% BP : 70% Vitesse : 91,5 kmh Puissance HP : 1150 ch. Puissance BP : 384 ch. Puissance totale : 1534 ch. Rapport $\frac{HP}{BP}$: 3.</p>	<p>Diagramme N° 51. Essai N° A 48. Cran de marche { HP : 47% BP : 60% Vitesse : 88 kmh Puissance HP : 1320 ch. Puissance BP : 552 ch. Puissance totale : 1872 ch. Rapport $\frac{HP}{BP}$: 2,39.</p>	<p>Diagramme N° 16. Essai N° 1402. Cran de marche { HP : 48% BP : 53% Vitesse : 90 kmh. Puissance HP : 1740 ch. Puissance BP : 1524 ch. Puissance totale : 3264 ch. Rapport $\frac{HP}{BP}$: 1,14.</p>
Diamètre des pistons :	Diamètre des pistons :	Diamètre des pistons :
HP : 390 ^{mm} BP : 640 ^{mm}	HP : 420 ^{mm} BP : 640 ^{mm}	HP : 440 ^{mm} BP : 640 ^{mm}
Courbe des pistons :	Courbe des pistons :	Courbe des pistons :
HP : 650 ^{mm} BP : 650 ^{mm}	HP : 650 ^{mm} BP : 650 ^{mm}	HP : 650 ^{mm} BP : 650 ^{mm}

Aux crans de marche plus forts de 45 % HP, 70 % BP pour la locomotive 4528 ; 47 % HP, 60 % BP pour la locomotive 4597 ; 48 % HP, 53 % BP pour la locomotive 4701 on a trouvé

pour une même vitesse d'environ 90 km/h des puissances développées aux cylindres HP respectivement égales à 1 150, 1 320 et 1 740 ch, et dans les cylindres BP de 384, 552 et 1 524 ch pour des puissances totales de 1 534, 1 872 et 3 264 ch ; les rapports entre les puissances développées dans les cylindres HP et celles développées dans les cylindres BP étant respectivement égales à 3, 2,39 et 1,14.

On remarquera, en outre, sur les diagrammes de la figure 47 l'atténuation très importante des oscillations de pression aux boîtes à vapeur HP et la suppression à peu près complète des pertes de charge entre les cylindres HP et les cylindres BP.

En rapprochant la figure 47 de la figure 16 de l'article sur la transformation des locomotives Pacific compound à grande vitesse, série 3501 à 3589 de la Compagnie d'Orléans, parue dans le N° de Juillet 1931 de la *Revue Générale*, on se rendra compte des améliorations nouvelles apportées dans la réduction des laminages aux cylindres BP dans les locomotives 4700 par rapport à la locomotive 3701 (ex 3566).

2° Influence des variations du cran de marche et de la vitesse sur les diagrammes d'indicateurs. — La planche VI permet de se rendre compte du fonctionnement du moteur de la locomotive 4701 suivant les crans de marche utilisés et suivant la vitesse.

Nous avons dû toutefois nous borner à donner dans cette planche uniquement des diagrammes correspondant aux rapports entre les admissions dans les cylindres HP et BP ayant donné au cours des essais une répartition à peu près égale des travaux entre les cylindres HP et les cylindres BP.

Comme dans le cas de la locomotive 3701 nous avons d'ailleurs constaté qu'entre certaines limites (variations de 5 % en plus ou en moins du cran BP) le rendement de la machine restait sensiblement le même que l'on relève ou que l'on allonge la marche BP.

C'est ainsi que les combinaisons de crans suivants peuvent être considérées comme donnant des résultats économiques sensiblement équivalents :

20 / 25	20 / 30	20 / 35
30 / 35	30 / 40	30 / 45
40 / 35	40 / 40	40 / 45
50 / 45	50 / 50	50 / 55
60 / 55	60 / 60	60 / 65

Le fait le plus remarquable mis en évidence par l'examen des diagrammes de la planche VI est la constance de l'effort de traction avec la vitesse, même aux crans de marche les plus réduits ; c'est ainsi que pour des admissions de 20 % HP, 30 % BP on ne trouve pratiquement pas d'écarts entre les efforts développés à 50 et à 110 km/h.

Les chiffres bruts constatés croissent même un peu avec la vitesse, parce qu'il se trouve que les crans réels de marche ont été un peu plus forts aux grandes vitesses qu'aux faibles. On remarque également que les rapports entre les puissances HP et BP restent très voisins de l'unité même à des crans faibles et aux plus grandes vitesses :

$$\left(\frac{\text{Puissance HP}}{\text{Puissance BP}} = 1,19 \text{ à } 110 \text{ km/h aux admissions de } 20 \% \text{ HP } / 30 \% \text{ BP} \right).$$

Cette constance de l'effort est un peu moins bien réalisée au fur et à mesure que le cran de marche s'élève, ce qui est d'ailleurs conforme au principe des pertes de charge, ces pertes

variant comme le carré du débit de vapeur à travers les diverses sections du circuit qui lui est offert.

Néanmoins la décroissance constatée reste faible et elle est due d'ailleurs en partie au travail que nécessite le tirage, lorsqu'on marche aux fortes allures.

Aux admissions d'environ 65 % HP et 65 % BP, on voit que l'effort total de 12,680 t à la vitesse de 50 km/h ne tombe qu'à 9,960 t à la vitesse de 110 km/h.

Le rapport entre les puissances développées dans les cylindres HP et dans les cylindres BP croît légèrement avec la vitesse en passant de 0,865 à 1,28 pour les vitesses de 50 et 110 km/h, la puissance développée dans les cylindres croît presque proportionnellement à la vitesse, puisque l'effort de traction décroît peu avec elle. Cette puissance de l'ordre de 1 000 ch aux admissions de 20 % HP et 30 % BP à 50 km/h atteint 2 256 ch à 110 km/h.

Aux admissions de 45 % HP et 45 % BP elle est égale à 1 814 ch à 50 km/h et atteint 3 580 ch à 110 km/h.

Enfin aux crans de 65 % HP et 65 % BP, elle atteint 2 350 ch à 50 km/h et 4 050 ch à 110 km/h.

Les diagrammes ainsi donnés correspondent à ceux qui sont obtenus lorsque la machine ayant atteint son régime, on passe des purges continues aux purges intermittentes, les oscillations qui se produisent avec purges continues pendant la période d'admission étant supprimées.

3° Diagrammes obtenus aux puissances maxima. — Les figures 48 et 49 donnent quelques exemples de diagrammes pris lorsque la locomotive développe sa puissance maxima.

La figure 48 est relative à ceux relevés entre les vitesses de 25 et de 95 km/h et la figure 49 à ceux relevés entre 100 et 135 km/h.

On voit qu'à la vitesse de 50 km/h (Fig. 48) la puissance atteint en régime continu 2 600 ch avec une admission d'environ 67 % HP, 67 % BP pour un effort de 13,500 t et un rapport entre les puissances HP et BP de 0,885.

A 75 km/h pour un cran de 65 % HP, 65 % BP en régime intermittent la puissance atteint 2 878 ch pour un effort de 10,720 t et un rapport de 1,11 entre la puissance HP et la puissance BP.

A 91 km/h pour un cran de 65 % HP, 65 % BP en régime intermittent la puissance atteint 3 688 ch, pour un effort total de 10,940 t et un rapport de 1,12 entre la puissance HP et la puissance BP.

A 103 km/h (Fig. 49) pour un cran de 58 % HP, 60 % BP en régime continu la puissance atteint 3 780 ch pour un effort de 9,900 t et un rapport de 1,25 entre la puissance HP et la puissance BP.

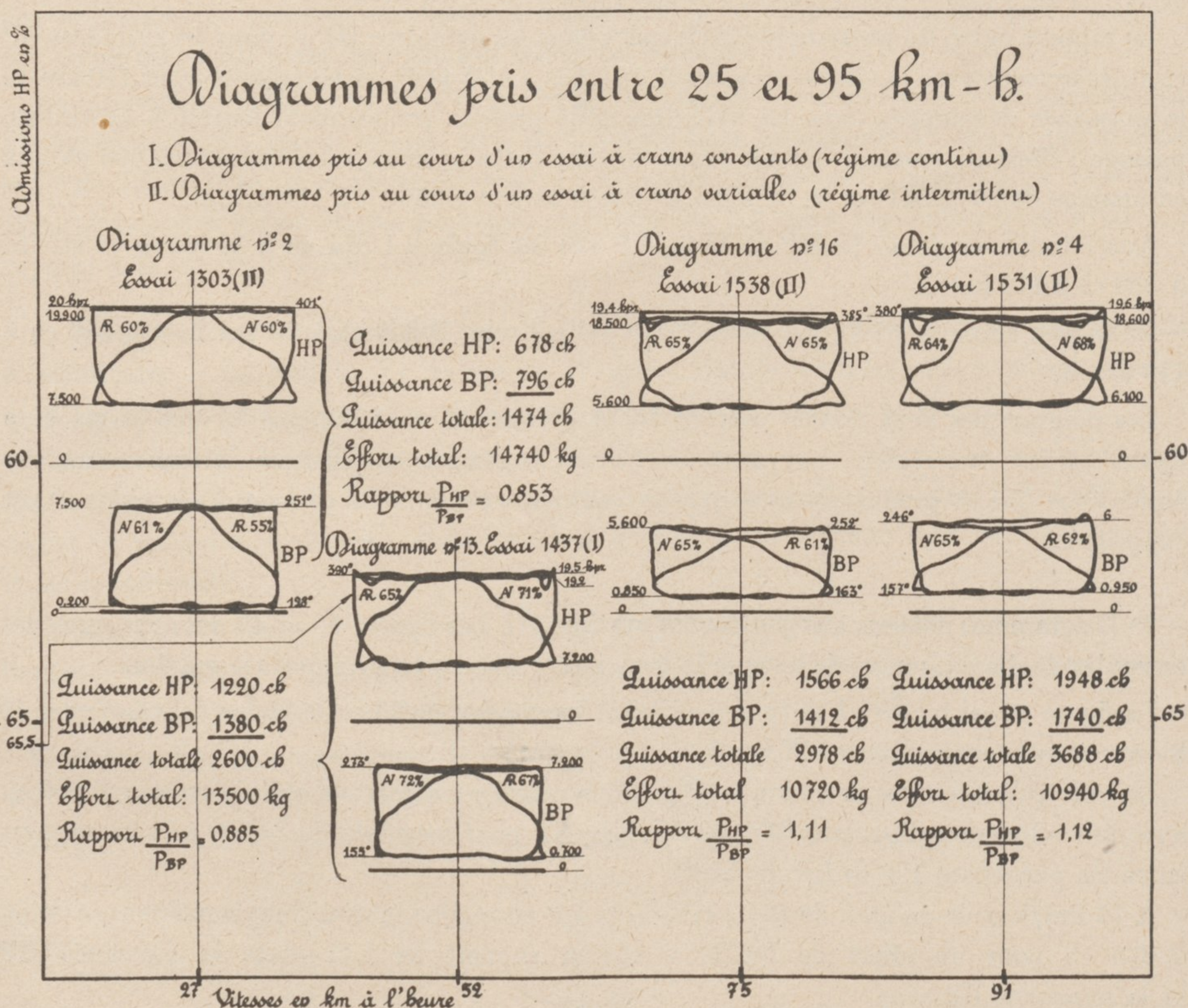
A 111 km/h pour un cran de 61 % HP, 62 % BP en régime continu la puissance atteint 4 050 ch pour un effort de 8,860 t et un rapport entre les puissances HP et BP de 1,29.

A 118 km/h pour un cran de 52 % HP, 57 % BP en régime continu la puissance atteint 3 728 ch pour un effort de 8,538 t et un rapport de 1,32 entre les puissances HP et BP.

Enfin à la vitesse de 134 km/h pour une admission de 37 % HP, 56 % BP en régime intermittent la puissance a atteint 4 172 ch pour un effort de 8,380 t et un rapport de 1,5 entre les puissances HP et BP.

b) *Etude comparée du circuit de vapeur des locomotives 4 500 à vapeur saturée et à vapeur surchauffée et de la locomotive 4 701.* — La figure 50 donne sous forme graphique les résultats de l'étude du circuit de vapeur des locomotives 4528 à vapeur saturée, 4597 à vapeur surchauffée et 4701.

Fig. 48. — DIAGRAMMES RELEVÉS A GRANDE PUISSANCE SUR LA LOCOMOTIVE 4701 ENTRE LES VITESSES DE 25 ET 95 km/h.



Afin de limiter cette étude, nous nous sommes bornés à donner comme exemple ce qui se passe aux crans de marche de 55 % HP et 55 % BP pour la locomotive 4701, et 55 % HP, 70 % BP pour les locomotives 4528 et 4597.

Les résultats obtenus permettent néanmoins de se faire une idée suffisamment exacte de la question.

On voit que les coefficients de laminage ou de pertes de charge, ont été réduits dans des proportions très importantes dans le cas de la locomotive 4701.

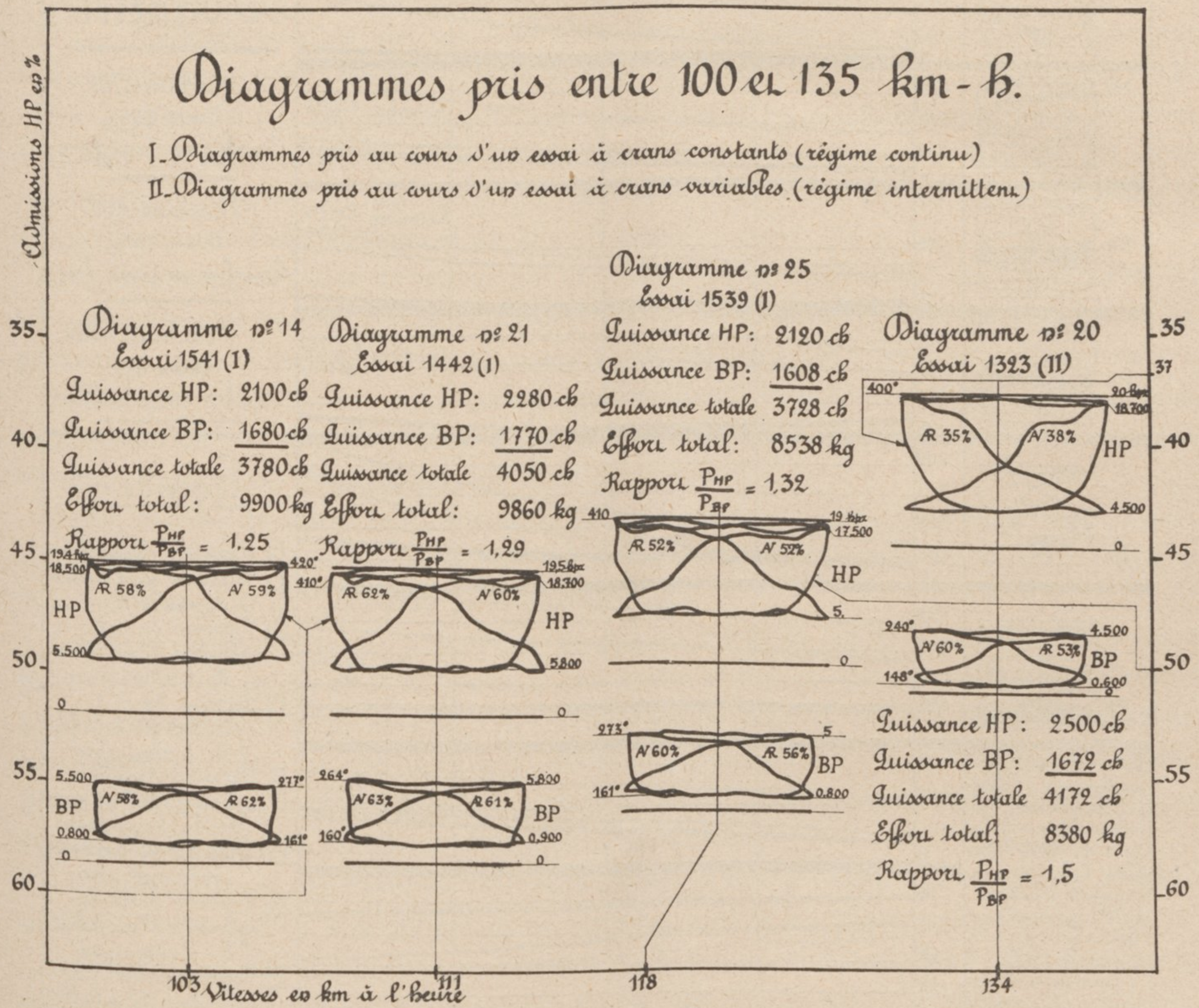
C'est ainsi que le coefficient de perte de charge entre la chaudière et les boîtes à vapeur, coefficient défini, comme les suivants, dans la légende de la figure 50 n'est plus que de l'ordre de 0,025 avec la locomotive 4701 à la vitesse de 80 km/h, tandis qu'il est de l'ordre de 0,085 dans le cas de la locomotive 4597, soit 3,4 fois supérieur. Ce rapport est un peu plus faible dans le cas de la locomotive 4528 grâce à l'absence du surchauffeur, mais il atteint encore 0,065, soit 2,6 fois plus que pour la locomotive 4701.

La perte de charge relative entre les boîtes à vapeur et les cylindres HP est sensiblement nulle dans le cas de la locomotive 4701 même à la vitesse de 80 km ; par contre elle atteint 0,038 pour la locomotive 4597 et 0,065 pour la locomotive 4528 à vapeur saturée.

Le coefficient de laminage pendant l'admission est également beaucoup plus faible dans le cas de la locomotive 4701 que dans le cas de la locomotive 4597 ; de 0,045 pour la première, il est triplé dans la seconde où il atteint 0,14.

Par contre ce coefficient est relativement faible pour la locomotive à vapeur saturée où il n'est que de 0,065 environ.

Fig. 49. — DIAGRAMMES RELEVÉS A GRANDE PUISSANCE SUR LA LOCOMOTIVE 4701 ENTRE LES VITESSES DE 100 ET 135 KM A L'HEURE.

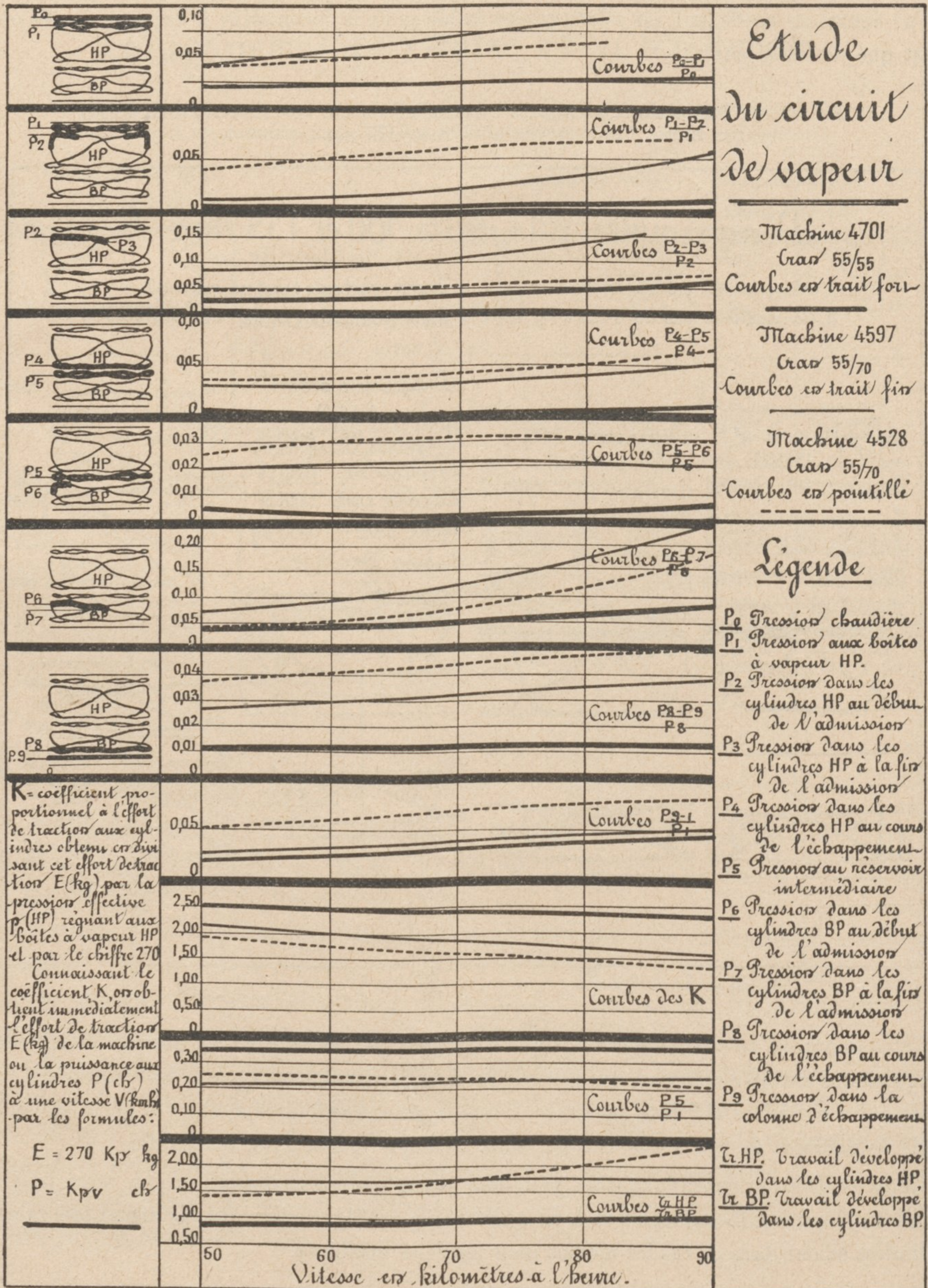


Cette anomalie très remarquable peut s'expliquer par les sections de passage relativement plus grandes de cette machine, qui possède les mêmes distributeurs que la locomotive N° 4597, mais a des cylindres HP plus petits, le diamètre de ces cylindres ayant été porté suivant la règle de Schmidt de 390 à 420 mm par suite de l'application de la surchauffe.

Cette explication cependant n'est peut-être pas la seule à envisager, car on verra plus loin que les cylindres BP donnent lieu à un phénomène analogue, bien que les distributeurs et les cylindres soient dans ce cas les mêmes pour les deux machines.

Le coefficient de pertes de charge entre l'échappement HP et le réservoir intermédiaire pratiquement nul pour la locomotive 4701, même à la vitesse de 80 km/h atteint 0,04 pour la locomotive 4597 et 0,05 pour la locomotive 4528.

Fig. 50. — ÉTUDE DES PERTES DE CHARGE DANS LE CIRCUIT DE VAPEUR DES LOCOMOTIVES 4528, 4597 ET 4701 POUR UNE ADMISSION DE 55 % HP ET DES VITESSES COMPRISES ENTRE 50 ET 90 km/h.



La perte de charge relative entre le réservoir intermédiaire et le début de l'admission BP est également pratiquement nulle pour la locomotive 4701, elle atteint 0,02 pour la locomotive 4597 et 0,03 pour la locomotive 4528, toujours à la vitesse de 80 km/h.

Le coefficient de laminage pendant l'admission BP atteint à la même vitesse 0,175 pour la locomotive 4597, 0,12 pour la locomotive 4528 et 0,06 pour la locomotive 4701.

Comme on l'a déjà constaté pour les cylindres HP ce coefficient de laminage à l'admission BP est donc plus faible dans le cas de la locomotive 4528 à vapeur saturée que dans le cas de la locomotive 4597 à vapeur surchauffée.

Or, comme nous l'avons vu, les cylindres et leurs distributeurs étant ici les mêmes dans les deux machines, une *révaporisation prématurée* en fin d'admission paraît susceptible d'expliquer les faits constatés.

Il est d'ailleurs possible que cette révaporisation contribue elle aussi, indépendamment de l'accroissement relatif des sections de passage, à réduire le laminage aux cylindres HP.

Ces constatations sont d'autant plus intéressantes que les essais effectués au laboratoire d'Altoona sur les locomotives E⁶ et E⁶s du Pennsylvania Railroad (1) ont révélé des faits exactement contraires, ce qui s'explique peut-être simplement par la non comparabilité d'expériences effectuées en ligne et au banc d'essais.

Les phénomènes d'action de parois, qui dépendent du refroidissement des cylindres et qui sont généralement beaucoup plus importants sur les locomotives que sur les machines fixes, peuvent de même être beaucoup plus accentués pour les locomotives *en ligne* qu'au *laboratoire*.

Seules des expériences comparatives méthodiques effectuées en ligne et au banc permettront de déterminer la valeur que l'on peut ainsi attribuer dans les différents cas aux résultats d'essais sur locomotives, effectués en laboratoire.

Enfin, la perte de charge relative pendant l'échappement c'est-à-dire à travers les distributeurs BP sensiblement constante et égale à 0,01 pour la locomotive 4701 atteint à 80km/h, 0,035 pour la locomotive 4597 et 0,049 pour la locomotive 4528.

La contre-pression relative, c'est-à-dire le rapport entre la contre-pression mesurée dans la colonne d'échappement et la pression aux boîtes à vapeur HP n'est pas très différente pour les locomotives 4701 et 4597 ; le travail absorbé pour la création du tirage est donc sensiblement le même pour ces deux machines au même cran de marche. Par contre cette contre-pression est environ deux fois plus forte pour la locomotive 4528 à vapeur saturée. Ces machines étaient toutes les trois munies de l'échappement Kylchap.

La figure 50 donne également les valeurs du coefficient K déjà définies dans la *Revue Générale* de Juillet 1931 et dont la signification est rappelée dans la légende de cette figure.

Les variations de ce coefficient en fonction de la vitesse montrent que l'effort de traction qui lui est proportionnel décroît beaucoup moins vite dans le cas de la locomotive 4701 que dans le cas des deux autres locomotives.

On voit également qu'eu égard à la valeur des crans de marche adoptés pour les trois types de machines le rapport entre la pression au réservoir intermédiaire et la pression dans les boîtes à vapeur varie entre 0,20 et 0,24 pour les locomotives 4597 et 4528 et reste sensiblement égal à 0,34 pour la locomotive 4701.

(1) Voir *Bulletin de l'Association du Congrès International des Chemins de fer*, N° de Janvier 1914.

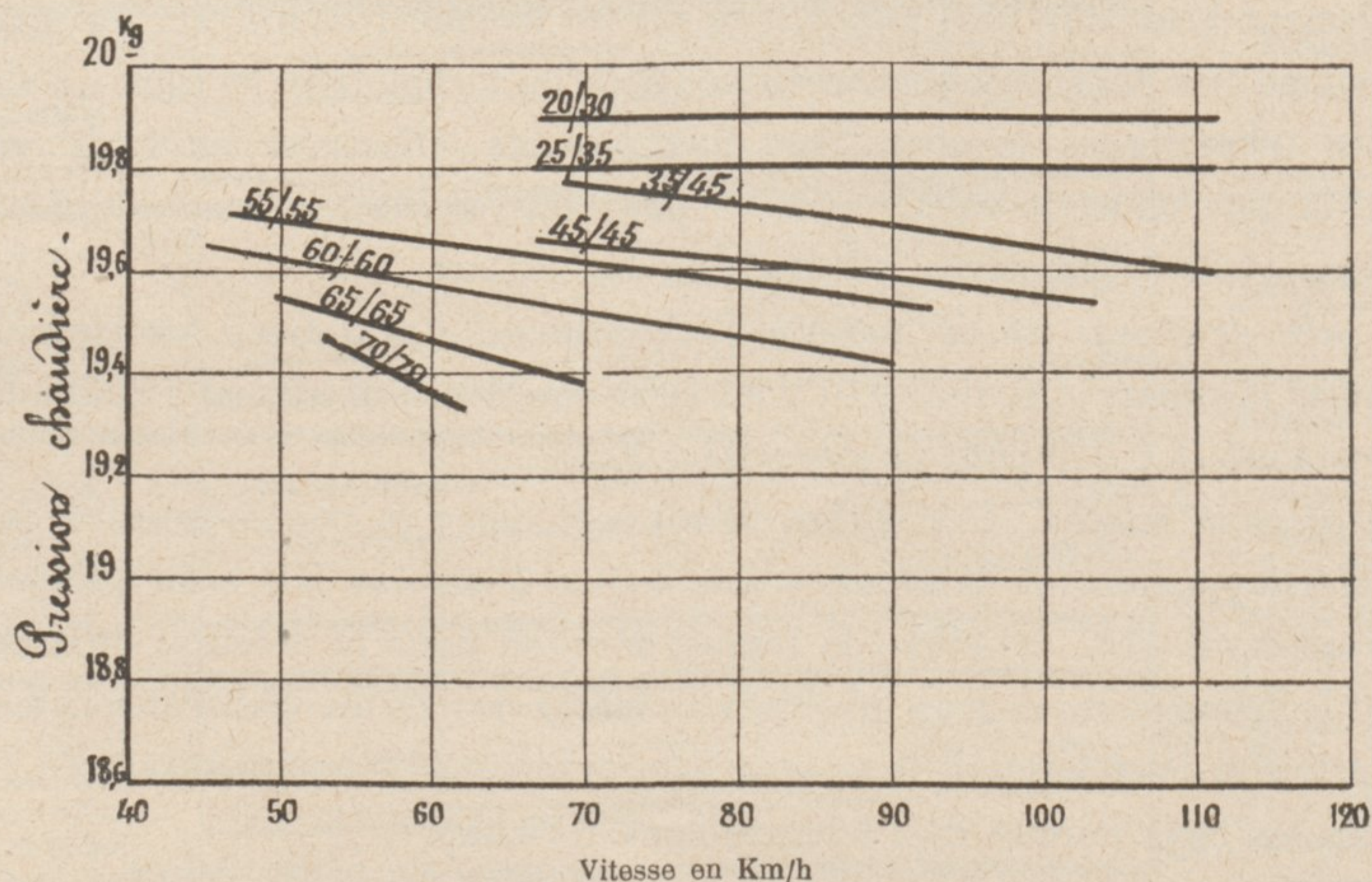
Enfin, la même figure montre comment varie, pour les crans de marche considérés, le rapport entre les travaux développés dans les cylindres HP et dans les cylindres BP. On voit que ces travaux sont sensiblement égaux à toutes les vitesses pour la locomotive 4701, qu'ils varient entre 1,60 et 1,80 pour la locomotive 4597 et entre 1,40 et 2,5 pour la locomotive 4528.

Dans les exemples qui viennent d'être cités, la part du travail effectué dans les cylindres BP des locomotives 4500, est relativement plus grande que celle qui avait été constatée dans le cas des locomotives de la série 3500 ⁽¹⁾ ; ceci tient uniquement au fait que, dans l'exemple cité, il s'agit de forts crans de marche (55 % HP) et de vitesses relativement faibles (50 à 90 km à l'heure) cas habituel des locomotives 4500 affectées à la remorque des trains rapides sur des lignes à rampe de 10 mm par mètre.

c) *Courbes caractéristiques du mécanisme moteur.* — La figure 51 donne en fonction du cran de marche et de la vitesse, la valeur des pertes de charge entre la chaudière et les boîtes à vapeur HP de la locomotive 4701.

Ce n'est qu'aux très fortes admissions et aux grandes vitesses, que ces pertes de charge prennent une certaine importance et atteignent des chiffres de l'ordre de 0,5 hpz.

Fig. 51. — COURBES DE PERTES DE CHARGE DE LA LOCOMOTIVE 4701 ENTRE LA CHAUDIÈRE ET LES BOÎTES À VAPEUR HP POUR DIVERSES VITESSES ET DIFFÉRENTS CRANS DE MARCHE.



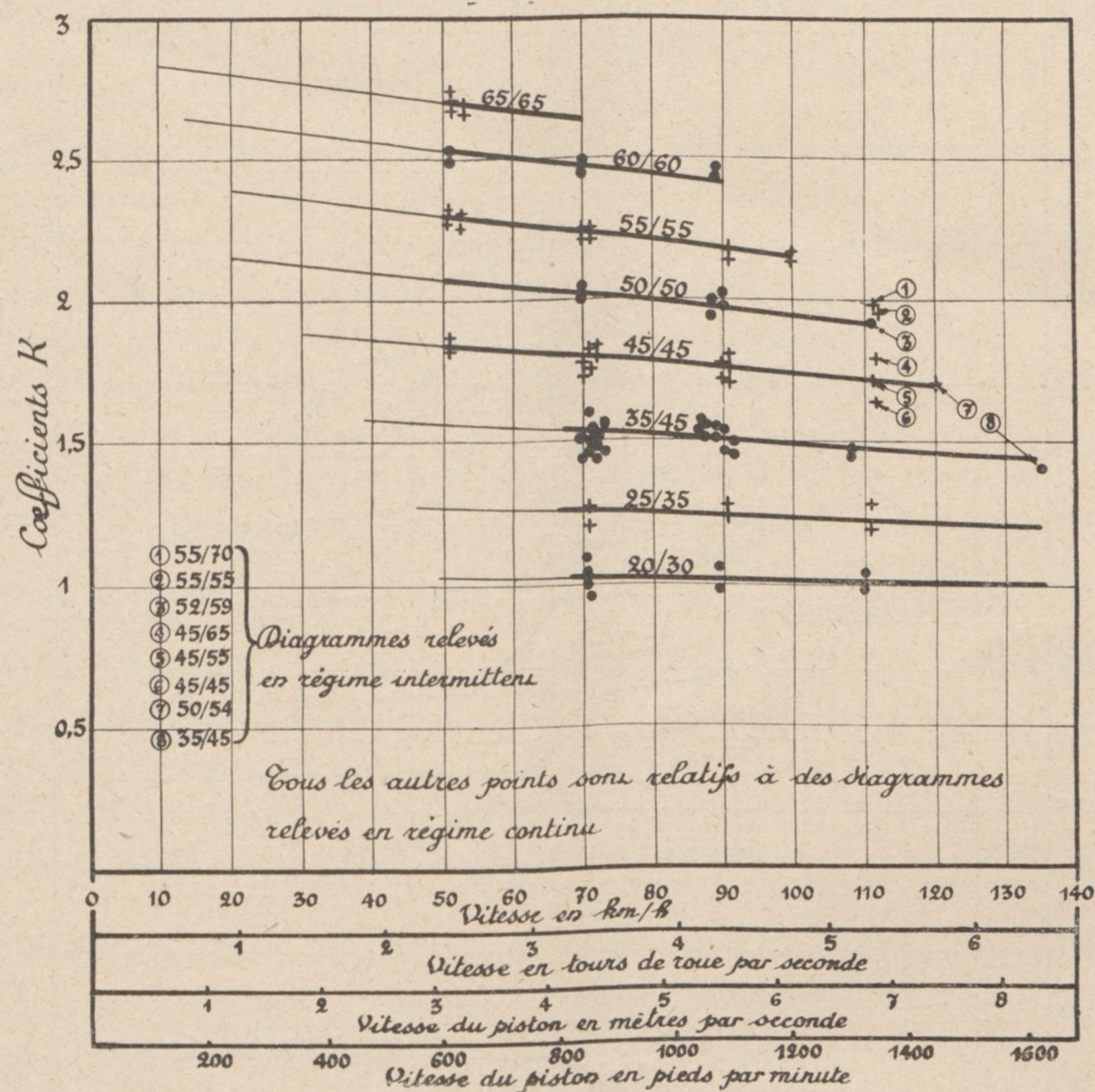
La principale cause de ces pertes de charge réside d'ailleurs dans la présence du surchauffeur, dont les sections de passage offertes à la vapeur ne sont pas arbitraires, puisque cet appareil est étudié en vue de donner par ailleurs un degré de surchauffe déterminé. La section de passage maxima qu'il est possible de donner à la vapeur se trouve ainsi automatiquement limitée.

La figure 52 donne les courbes caractéristiques du moteur. On a reporté, pour chaque essai effectué en régime continu, les points correspondant aux expériences. On a reporté également, à titre de renseignement, quelques points intéressants se rapportant à des diagrammes relevés au cours de trains d'essais, c'est-à-dire en régime intermittent. Les points ainsi reportés

(1) Voir *Revue Générale*, N° de Juillet 1931.

tombent d'ailleurs ici sensiblement sur les courbes caractéristiques correspondant aux essais effectués en régime continu (parcours de 100 à 110 km d'une durée de 1 h à 2 h suivant la vitesse considérée), mais c'est une simple coïncidence car souvent les diagrammes pris en régime intermittent accusent une puissance trop faible parce que, soit le moteur, soit les appareils indicateurs n'ont pas le temps d'atteindre leur régime de marche, les effets de condensations momentanément accrus se faisant immédiatement sentir (cas des diagrammes (11) des figures 48 et 49 par exemple).

Fig. 52. — COURBES CARACTÉRISTIQUES DU MÉCANISME MOTEUR DE LA LOCOMOTIVE 4701 SUIVANT LE CRAN DE MARCHÉ ET LA VITESSE.



Ces courbes caractéristiques montrent à leur tour que l'effort de traction de la locomotive 4701 ne décroît que très faiblement en fonction de la vitesse.

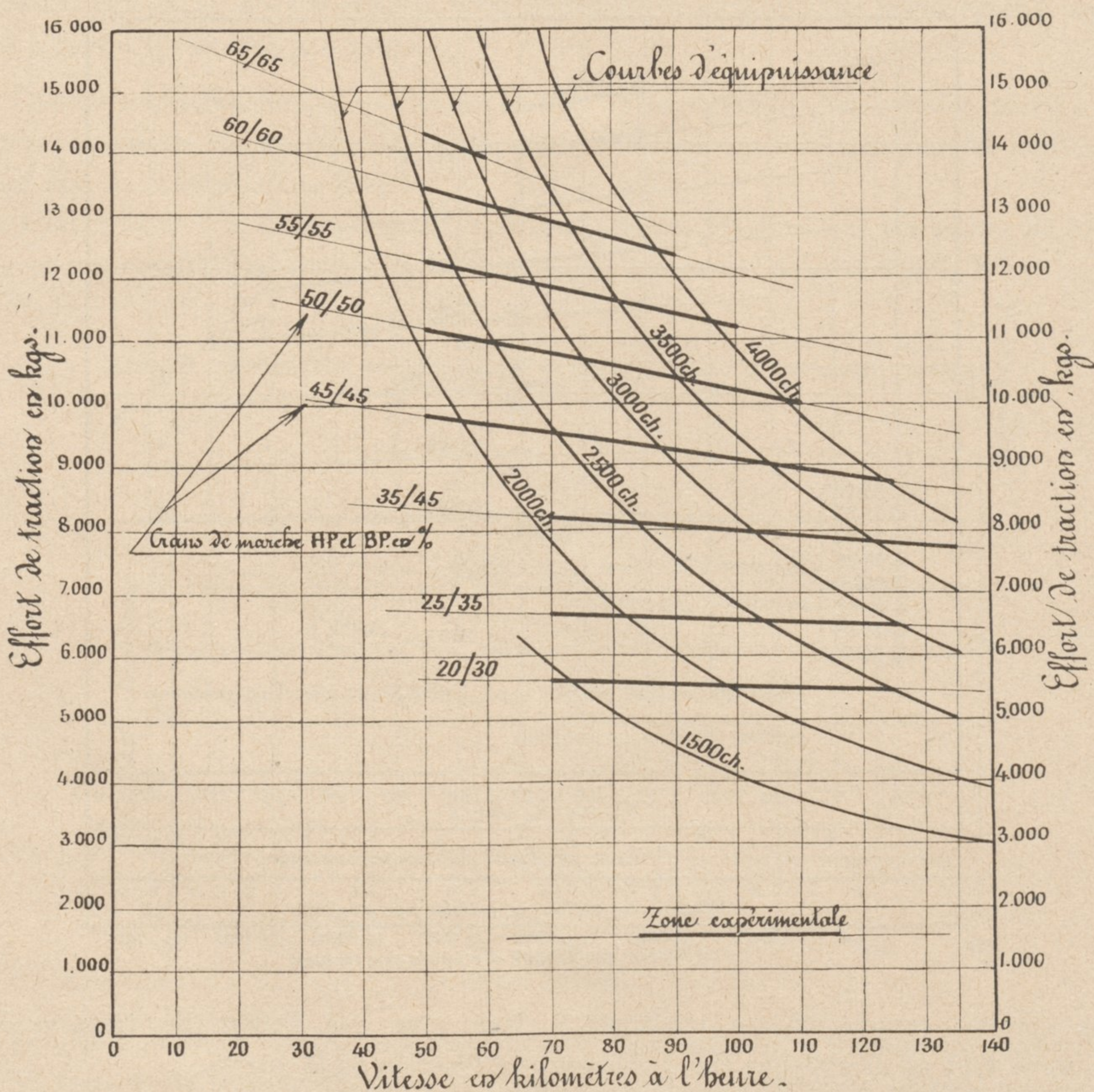
d) *Efforts de traction aux cylindres et puissances correspondantes.* — Ce sont ces efforts et ces puissances que représentent les courbes de la figure 53.

On voit que les efforts aux cylindres ont varié de 14 t environ aux admissions de 65 % HP et 65 % BP, aux vitesses comprises entre 50 et 60 km à 7,700 t à la vitesse de 135 km à l'heure aux admissions d'environ 37 % HP, 47 % BP.

Les courbes de puissance montrent qu'aux crans de 55 % HP, 55 % BP, à la vitesse de 95 km/h, on développe une puissance indiquée de 4 000 ch. Il en est de même à la vitesse de 120 km/h aux crans de marche 47 % HP et 47 % BP.

e) *Étude comparée des locomotives 4700 et de divers types de locomotives françaises et étrangères au point de vue de la décroissance de l'effort de traction aux cylindres en fonction de la vitesse et pour divers crans de marche.* — Afin de mettre en évidence les avantages que présente la locomotive 4701 au point de vue de la constance de son effort de traction avec la vitesse, nous donnons figure 54, pour divers crans de marche, les courbes de variation de l'effort de traction aux cylindres obtenues avec diverses locomotives à *simple expansion* ou *compound*.

Fig. 53. — EFFORTS DE TRACTION ET PUISSANCES AUX CYLINDRES DE LA LOCOMOTIVE 4701 EN FONCTION DU CRAN DE MARCHÉ ET DE LA VITESSE.



Il ressort immédiatement de l'inspection de cette figure que les locomotives à *simple expansion* ne sont pas supérieures aux locomotives *compound*, et l'on peut se convaincre que la locomotive 4701 malgré sa très grande puissance, a pu recevoir un circuit de vapeur très largement conditionné, puisque cette machine se place à part et nettement en tête de toutes les autres.

Si poussant plus avant l'examen on cherche par exemple ce qui se passe dans le cas des locomotives italiennes, qui ont fait l'objet d'une étude très documentée de M. U. Bajocchi sur la détermination de la pression moyenne indiquée dans les locomotives à simple expansion,

étude parue dans la *Rivista Tecnica Delle Ferrovie Italiane* du 15 Juillet 1934, on s'aperçoit que pour la vitesse de quatre tours de roue par seconde par exemple correspondant à une vitesse de piston d'environ 5 m/sec, le coefficient de décroissance de l'effort de traction par rapport à la vitesse de 250 pieds minute (référence de Cole) vitesse voisine de celle d'un tour de roue par seconde est, pour une admission de 30 %, de l'ordre de 0,63 pour les locomotives à tiroirs cylindriques ordinaires et de 0,73 pour les mêmes locomotives munies de tiroirs à canal.

Or, dans les conditions ci-dessus le coefficient de réduction pour la locomotive 4701 n'est que de 0,97 pour l'admission de 30 % HP, 0,93 pour l'admission de 40 % et de 0,87 pour l'admission de 50 %.

On voit de même que ces coefficients de réduction atteignent pour les locomotives 3500 et 4500 non transformées 0,80 pour l'admission de 30 % HP, 0,72 pour l'admission de 40 % et 0,70 pour l'admission de 50 %.

Les résultats obtenus avec ces anciennes compound, bien qu'ils ne puissent être considérés comme très satisfaisants, n'ont donc rien d'anormal au point de vue relatif. Ils sont en tous cas très supérieurs à ceux obtenus notamment avec les locomotives compound mixtes à vapeur saturée à roues motrices de 1,75 m de diamètre, dont le prototype fut étudié en 1893 pour l'Etat Badois par la Société Alsacienne de Constructions Mécaniques, machines qui se répandirent très largement en France de 1897 à 1903 (Réseaux du Midi, du Nord, de l'Etat, de l'Est, du P. O.).

Les expériences effectuées par M. J. NADAL, au Réseau de l'Etat ⁽¹⁾ sur les locomotives de ce type avaient en effet montré que le coefficient de réduction de leur effort de traction était de 0,57 à 40 % d'admission HP et de 0,42 à 30 % toujours pour la même vitesse de quatre tours de roue par seconde.

On remarquera également que suivant les machines considérées, les courbes de décroissance de l'effort se classent soit dans le sens des crans de marche croissants, soit dans le sens des crans de marche décroissants.

La raison de cette différence semble devoir être recherchée dans les valeurs relatives de la résistance au passage de la vapeur à travers les distributeurs et la résistance du reste du circuit.

Si la résistance à travers les lumières de distribution est en effet relativement moins grande que celle opposée par le reste du circuit de vapeur (régulateur, surchauffeur, tuyauteries d'admission, tuyauteries d'échappement), le coefficient de réduction de l'effort de traction avec la vitesse diminuera avec le cran de marche, c'est-à-dire lorsqu'on réduira le débit de vapeur.

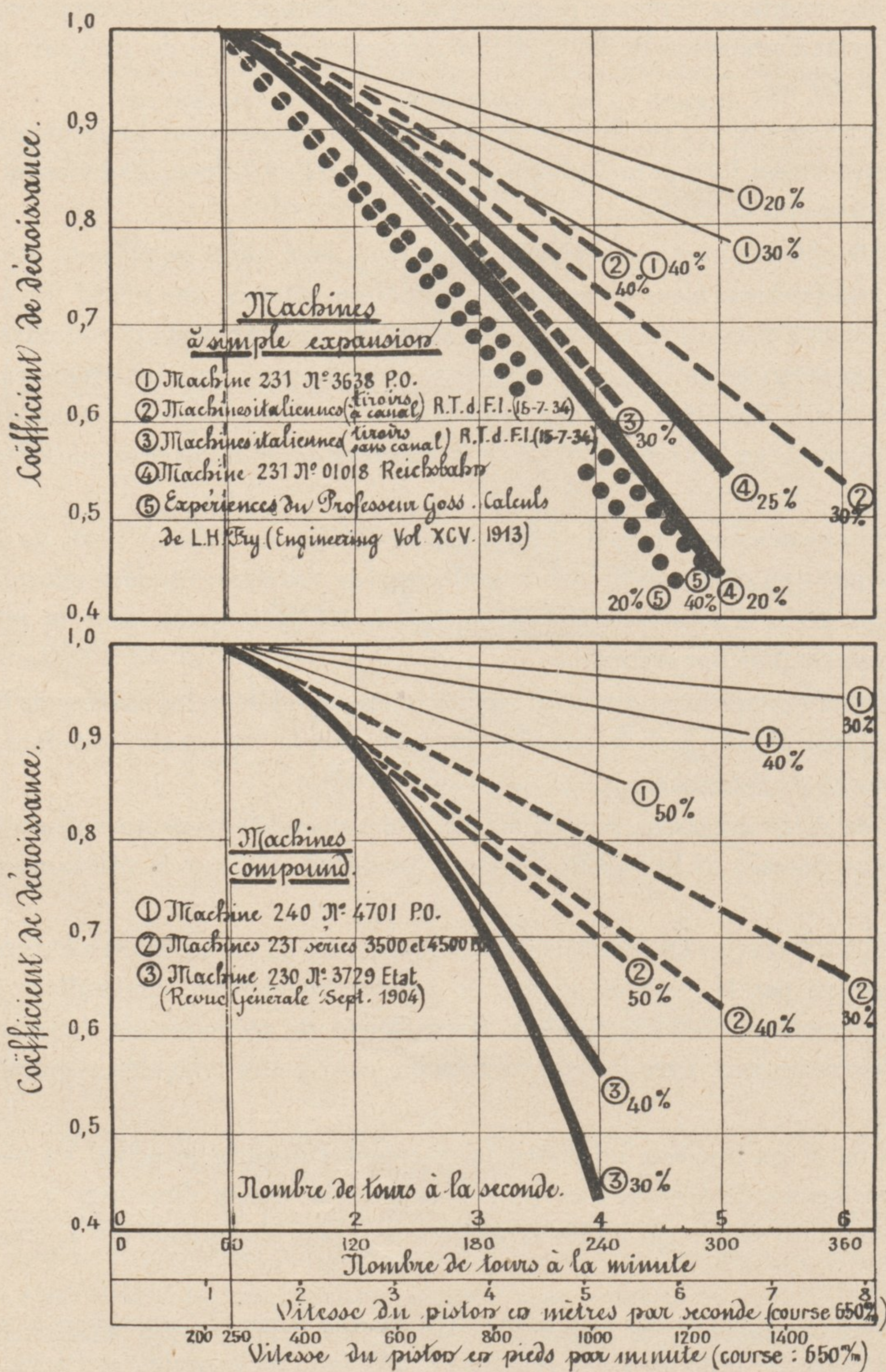
Au contraire, si les lumières de distribution créent l'obstacle principal au passage de la vapeur, le coefficient de décroissance de l'effort avec la vitesse diminuera avec le cran de marche, la résistance causée par les lumières étant d'autant plus grande que le cran de marche est plus petit.

Rentrent dans le premier cas : la locomotive Pacific à simple expansion à surchauffe à tiroirs cylindriques N° 3638 du P. O. (courbes 1, Fig. 54); les locomotives Pacific Compound

(1) Voir *Revue Générale*, N° de Septembre 1904.

à surchauffe à tiroirs cylindriques aux cylindres HP et tiroirs cylindriques ou plans aux cylindres BP, séries 3500 et 4500 du P. O. (courbes 2) et la locomotive Compound à surchauffe, à distribution par soupapes, type 240 N° 4701 du P. O. (courbes 1).

Fig. 54. — DÉCROISSANCE DE L'EFFORT DE TRACTION EN FONCTION DE LA VITESSE POUR LA LOCOMOTIVE 4701 ET POUR DIVERS TYPES EXISTANTS DE LOCOMOTIVES FRANÇAISES OU ÉTRANGÈRES A SIMPLE EXPANSION OU COMPOUND.



Rentrent dans le second cas, les machines à simple expansion italiennes à surchauffe, à tiroirs à canal (courbes 2), la machine Pacific à simple expansion, à surchauffe, à tiroirs cylindriques de la Reichsbahn 01 ; la machine expérimentale du Professeur Goss ; enfin la

machine Compound à vapeur saturée, à tiroirs plans, type Ten Wheel N° 3729 des Chemins de fer de l'État.

Dans son étude parue dans le V.D.I. du 16 Juin 1934, sous le titre « Résultats de nouveaux essais effectués avec des locomotives à vapeur », M. le Professeur H. NORDMANN, expose les résultats obtenus avec diverses locomotives de la Reichsbahn et notamment, avec les machines suivantes :

1° *Machines à simple expansion :*

- S 10² type 230 à 3 cylindres,
- P 10 type 141 à 3 cylindres,
- 0 1 typ 231 à 2 cylindres (type lourd),
- 0 3 type 231 à 2 cylindres (type léger).

2° *Machines Compound :*

- S 10¹ type 230 à 4 cylindres,
- 0 2 type 231 à 4 cylindres,
- S 3/6 type 231 bavarois, à 4 cylindres,
- 0 4 type 231 à 4 cylindres, à 25 atmosphères.

Il compare ensuite les machines à simple expansion à plusieurs cylindres et les locomotives Compound aux locomotives à simple expansion à deux cylindres jumelés et n'attribuant au compoundage que les bénéfices très faibles présentés par les types Pacific Compound types 0 2 et S 3/6 sur les Pacific à simple expansion à deux cylindres 0 1 et 0 3, il semble conclure à l'inutilité du compoundage et même à l'impossibilité de réaliser une bonne machine Compound de grande puissance, faute de pouvoir établir un moteur ayant des sections de passage suffisantes, cette possibilité se limitant au type Ten Wheel la locomotive ancienne du type S 10¹ ayant seule, en effet, donné des résultats incontestablement supérieurs aux locomotives à simple expansion de dimensions analogues et, en particulier, à la locomotive S 10², à simple expansion à trois cylindres. (1)

(1) » On devra donc peut-être même, non sans regret, conclut-il, convenir que l'ancienne opinion accréditée selon laquelle la machine Compound à quatre cylindres constituerait le type idéal de la locomotive d'express ne saurait en toute justice être conservée.

» Cet engin, avec son moteur auto-équilibré, constitue certainement un véhicule très remarquable, mais au point de vue de l'utilisation de la vapeur, on ne parvient plus aux vitesses élevées, à faire circuler dans d'aussi bonnes conditions, le fluide moteur dans des cylindres placés à la suite les uns des autres en produisant le même travail que s'il s'agissait d'une machine à simple expansion.

» Le nombre plus grand des points d'étranglement nécessite qu'il soit compensé en dimensionnant toutes les canalisations au delà des cotes relatives à une machine à cylindres jumelés, condition difficile à observer dans nos machines à cause du faible espace disponible...

» ...La tenue plus favorable de l'ancienne locomotive S 10¹ est due manifestement au fait que dans l'espace disponible pour les blocs cylindres, il n'y avait qu'à installer de petits cylindres permettant d'établir des canalisations relativement plus grandes et mieux tracées...

» La locomotive 0 4 plus puissante, présente sa vitesse optima à 100 km/h au moins parce que à la pression de 25 atmosphères les cylindres sont aussi relativement plus petits.

» Mais pour un grand nombre de tours, donc, pour les locomotives d'express à venir, on pensera très sérieusement que, en soi, l'utilisation de la vapeur dans les cylindres s'effectuera plus avantageusement dans le cas d'une locomotive à simple expansion...

» Par contre, une Compound de trains de marchandises peut être avantageuse parce qu'elle développe un grand effort de traction à une vitesse modérée, c'est-à-dire une grande puissance, conditions toujours nécessaires pour obtenir une économie de charbon avec la locomotive Compound. Mais, dans la plupart des cas, la simple expansion conduit, non seulement à la machine la plus économique, mais dans tous les cas, à la machine la plus souple ».

Les résultats obtenus par la Compagnie d'Orléans, d'abord avec sa locomotive 3701 (ex 3566) ⁽¹⁾, ensuite avec ses locomotives 3702 à 3721, enfin avec sa locomotive 4701 — résultats confirmés par les applications ultérieures faites des mêmes principes par les autres Réseaux français — ne permettent pas de se rallier à de telles conclusions.

Le simple examen des courbes de la figure 54, montre en effet, que la meilleure des machines considérées est précisément une Compound et de beaucoup la plus puissante : la locomotive 4701 du P. O. dont la puissance indiquée en régime est de 4 000 ch à 110 km/h, dépasse ce chiffre à 135 km/h et dont le coefficient de réduction de l'effort de traction avec la vitesse n'est que de 0,92 à 4 tours de roue par s à 40 % d'admission HP tandis que ce coefficient atteint 0,55 environ à 25 % d'admission avec des machines à simple expansion normales.

Il résulte de notre expérience que le mode Compound répond aux multiples conditions qui contribuent à réaliser une bonne machine ⁽²⁾ :

— *auto équilibrage des masses à mouvement alternatif dû à l'adoption de quatre cylindres, avec manivelles calées à 180° ;*

— *réduction des efforts maxima sur les pièces du mécanisme moteur due à l'étagement des pressions et à la possibilité d'adopter — toutes choses égales d'ailleurs — des crans de marche plus élevés ;*

— *atténuation grâce à la diminution de ces efforts maxima des chocs provoqués par les jeux qui naissent rapidement entre les boîtes d'essieux et les plaques de garde, d'où possibilité d'obtenir une marche tranquille aux plus grandes vitesses, même avec des pressions élevées dans les boîtes à vapeur et avec des crans de marche inutilisables sur les locomotives à simple expansion ;*

— *réduction sensible des fuites grâce encore à l'étagement des pressions ;*

— *atténuation des effets d'action de parois qui persistent même avec des surchauffes de l'ordre de 400°, avec des pressions égales ou supérieures à 20 atmosphères, etc...*

En outre, si l'on veut profiter sans contre-partie, des avantages importants que procure au point de vue de la *puissance*, de la *vitesse* et de l'*économie*, l'adoption de *lumières de distribution de grande section*, il est nécessaire de corriger l'influence néfaste des *espaces morts* qui se trouve alors inévitablement accrue, par l'adoption du mode Compound, qui ramène cet inconvénient à des limites acceptables.

Ainsi, dans l'état présent des conditions d'établissement de la locomotive à vapeur, le système Compound semble être celui qui remplit le mieux les conditions multiples que pose le problème actuel des machines à grande vitesse et que posera, dans un avenir prochain, la réalisation en service courant des vitesses de 150 à 200 km/h.

La figure 54 donne également les courbes relatives aux résultats obtenus par M. le Professeur W. F. M. Goss sur sa machine expérimentale du laboratoire de Purdue ; mais les proportions

(1) Voir *Revue Générale*, N° de Juillet 1931.

(2) Voir *Science et Industrie*, N°s d'Août, de Septembre, de Novembre, de Décembre 1933 et de Janvier 1934.

de cette machine déjà ancienne ⁽¹⁾ ne correspondent plus aux normes actuellement admises par les Ingénieurs américains.

Depuis la guerre, des progrès importants ont été réalisés au point de vue de l'accroissement des sections de passage à travers les distributeurs, grâce à l'allongement de la course des tiroirs qui est passée de 150 mm environ autrefois à 200 mm au moins sur les machines modernes.

Avec ces tiroirs à longue course, les consommations se sont trouvées réduites et les courbes de décroissance de l'effort de traction en fonction de la vitesse ont été nettement relevées. C'est ce qu'a montré notamment M. A. I. Lipetz, dans sa remarquable communication de 1932 à « l'American Society of Mechanical Engineers », à laquelle nous nous sommes déjà référés plus haut.

Mais, contrairement à la méthode qui a été généralement suivie en France et qui consiste à étudier pour chaque vitesse l'effort de traction susceptible d'être développé par la machine en traçant successivement les limites imposées à cet effort par *l'adhérence*, par le *moteur* et par la *chaudière* et à prendre ensuite *la courbe enveloppe de ces diverses limites*, les Ingénieurs américains ont au contraire cherché à établir des formules donnant immédiatement, la limite d'adhérence mise à part, cette courbe enveloppe. Ils déterminent alors pour chaque vitesse l'effort indiqué c'est-à-dire l'effort que peut développer dans ses cylindres la locomotive considérée dans les conditions du maximum de puissance pouvant être soutenu eu égard à la capacité de vaporisation de la chaudière.

Il nous a donc paru intéressant de rapprocher les résultats ainsi donnés par les formules américaines de ceux obtenus avec la locomotive 4701 en appliquant à cette locomotive successivement les formules de Cole, de M. A. I. Lipetz et de M. F. K. Vincent.

f) *Efforts et puissances indiqués maxima soutenus en régime continu. Comparaison avec les résultats américains et allemands.* — Nous avons déterminé pour cela les dimensions du moteur à simple expansion à deux cylindres donnant le même effort de traction maximum à 100 % que le moteur compound de la locomotive 4701 et nous avons tracé (Fig. 55) pour la locomotive à simple expansion ainsi définie les courbes correspondant aux trois formules ci-dessus.

Il apparaît immédiatement que, comparés aux résultats donnés par les formules applicables aux locomotives américaines de construction récente, ceux obtenus avec la locomotive 4701 leur sont de très loin supérieurs.

C'est ainsi qu'à la vitesse de 120 km/h la locomotive 4701 développe un effort de 9 tonnes correspondant à une puissance indiquée de 4 000 ch, tandis que cette puissance serait respectivement de 1 700 ch d'après la formule de M. A. I. Lipetz, de 2 100 ch d'après celle de M. F. K. Vincent et de 2 300 ch d'après celle de Cole.

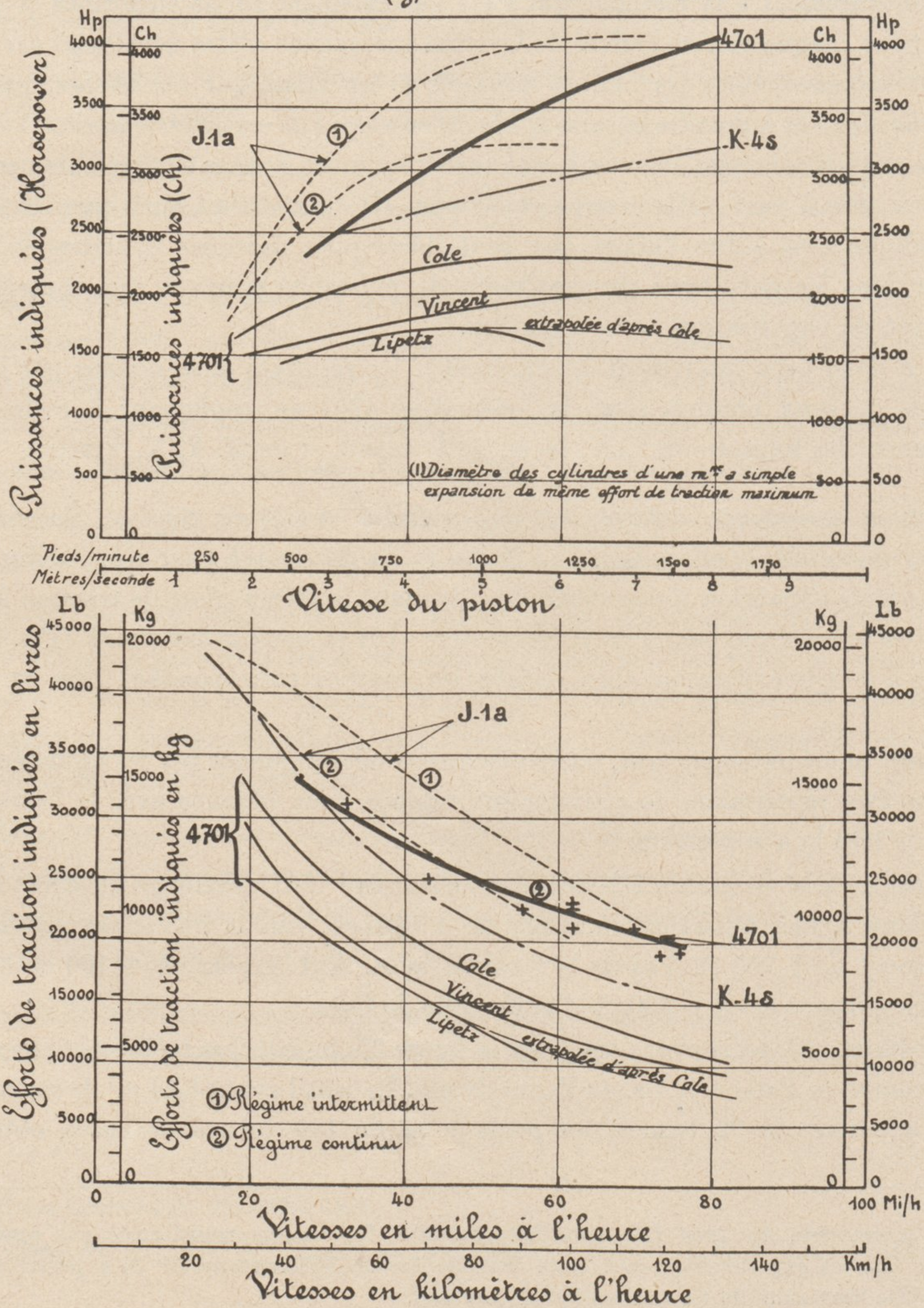
A titre comparatif, nous avons tracé sur la figure 55, les courbes réelles obtenues aux essais avec la locomotive Pacific K.4.s. du Pennsylvania Railroad ayant 6,44 m² de surface de grille, un poids adhérent de 92 tonnes, un poids total de 140 tonnes et celles obtenues avec

(1) Cette locomotive, du type 220, construite en 1891 fut ensuite transformée par application d'un surchauffeur Cole et expérimentée sous cette dernière forme (Schenectady N° 3) à partir de Novembre 1906. La course maximum de ses tiroirs était de 152 mm.

Fig. 55. — EFFORTS DE TRACTION ET PUISSANCES MAXIMA SOUTENUS AUX CYLINDRES PAR LA LOCOMOTIVE 4701 COMPARÉS AUX EFFORTS ET PUISSANCES RÉSULTANT DES MÉTHODES AMÉRICAINES DE CALCUL DE MM. LIPETZ, VINCENT ET COLE.

Comparaison avec les locomotives 2-3-1 K4s du Pennsylvania Railroad et 2-3-2 J1a du New-York Central.

		K. 4s Pennsylvania Railroad	J. 1a New-York C ^r Railroad	4701 P.O.
Vibre	p (Hpz)	14,40	15,80	20
Surface de grille	G (m ²)	6,44	7,57	3,76
Diamètre des cylindres	d (m)	686	635	HP. 440 BP. 640 } 538 ⁽¹⁾
Course des pistons	l (m)	711	711	650
Diamètre des roues	D (m)	2,019	2,007	1,850
Poids adhérent	w (kg)	92025	82550	76400
Poids total	π (kg)	140220	155670	109040



la locomotive J.1.a, type 232 du New York Central Railroad ayant $7,57 \text{ m}^2$ de surface de grille, un poids adhérent de 82,500 t et un poids total de 155 t.

Bien que les dimensions de ces deux locomotives dépassent très largement celles de la locomotive 4701, avec ses $3,76 \text{ m}^2$ de surface de grille, son poids adhérent de 76 t et son poids total de 109 t, cette machine a permis de développer aux essais en régime continu des puissances égales ou supérieures.

Encore à titre comparatif, nous donnons figure 56, en fonction de la vitesse, les courbes de puissance indiquée et de puissance au crochet de traction obtenues pour une production horaire de vapeur de 57 kg/m^2 de surface de chauffe (côté gaz) avec la locomotive 4701 (tubes Serve), et avec les différentes locomotives de la Reichsbahn qui ont fait l'objet du mémoire précité de M. le Professeur H. Nordmann.

Pour la locomotive 4701 nous avons tracé en outre les courbes correspondant aux productions respectives de 80 et 110 kg de vapeur par m^2 de surface de chauffe et par heure, ce dernier chiffre correspondant sensiblement au maximum susceptible d'être atteint, eu égard aux dimensions de la machine considérée.

Nous avons reporté, en même temps, les points expérimentaux obtenus avec cette machine au cours des essais effectués en régime continu avec locomotives-frein.

Il ressort de l'examen de ces courbes que malgré le diamètre relativement faible de ses roues motrices (1,85 m) et malgré l'accouplement de ses quatre essieux, la locomotive 4701 donne pour une production de vapeur de 57 kg/m^2 de surface de chauffe et par heure, une puissance au crochet de traction sensiblement égale à celle obtenue avec la locomotive Pacific 01093 à roues motrices de 2 m de diamètre et à grande surface de chauffe (247 m^2). Cette puissance est inférieure à celle obtenue avec la Pacific Compound 02 à 50 km/h — également à roues motrices de 2 m de diamètre — elle lui est égale à 80 km/h et lui est nettement supérieure à 100 km/h.

Par rapport à la locomotive Pacific S 3/6 Bavaroise, également compound et à roues motrices de diamètre sensiblement égal (1,87 m) la locomotive 4701 donne aux vitesses comprises entre 50 et 80 km/h, des puissances au crochet supérieures d'environ 300 ch et à la vitesse de 100 km/h supérieures de plus de 500 ch.

Par rapport à la locomotive Pacific légère, à roues motrices de 2 m de diamètre — du type 03, dont la chaudière a des dimensions plus voisines (surface de grille de $4,05 \text{ m}^2$ au lieu de $3,76 \text{ m}^2$), la locomotive 4701 développe une puissance supérieure d'environ 300 ch entre 50 et 80 km/h, de 400 ch à 100 km/h et de plus de 500 ch à 120 km/h.

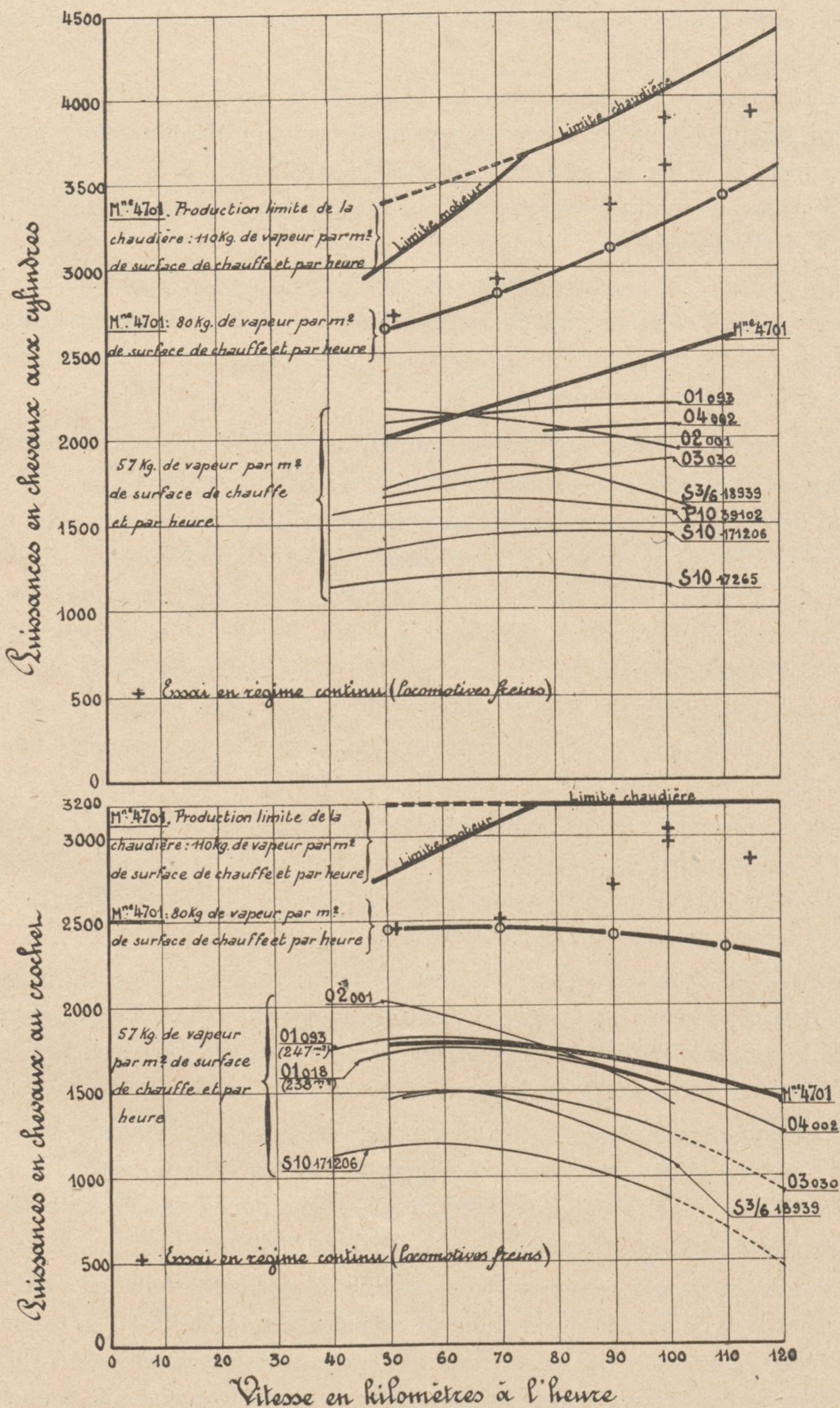
On peut critiquer cette façon de comparer divers types de locomotives en se basant uniquement sur une même production de vapeur par m^2 de surface de chauffe et par heure, car l'influence de la valeur absolue de cette surface sur la puissance que peut développer une chaudière de locomotive est, comme on le sait, des plus relatives.

Si les dispositions du générateur au point de vue de sa bonne tenue en service sont telles qu'il n'y ait pas lieu de limiter la puissance de vaporisation au chiffre de 57 kg/m^2 de surface de chauffe et par heure — ce qui est précisément le cas pour la locomotive 4701 dont les tubes sont soudés sur la plaque tubulaire de foyer — on peut, sans inconvénients, pousser davantage l'allure de vaporisation.

C'est ainsi qu'aux essais de cette locomotive on a pu constater qu'une vaporisation de

80 kg/m² de surface de chauffe et par heure pouvait être considérée *comme normale* et que l'on pouvait même dépasser ce chiffre puisque l'on est allé, sans incident, jusqu'à 110 kg/m²/h.

Fig. 56. — PUISSANCES INDICÉES ET PUISSANCES AU CROCHET COMPARÉES DE LA LOCOMOTIVE 4701 ET DES PRINCIPAUX TYPES DE LA REICHSBAHN.



A ces nouvelles allures la locomotive 4701 peut développer au crochet de traction des puissances continues variant de 2 450 ch à 50 km/h à 2 300 ch à 110 km/h pour une puissance

de vaporisation de 80 kg/m²/h et de 2 800 ch à 50 km/h et 3 200 ch entre 75 et 110 km/h. pour une vaporisation de 110 kg/m²/h.

Les résultats expérimentaux obtenus aux essais en régime continu avec utilisation de locomotives-frein, représentés par des points sur la figure montrent qu'à ces essais les puissances soutenues au crochet de traction ont effectivement été comprises entre les chiffres correspondant aux deux courbes ci-dessus, *une puissance de 3 030 ch ayant notamment été soutenue à la vitesse de 100 kmh pour une puissance moyenne développée aux cylindres de 3 850 ch.*

L'expérience semble bien avoir démontré que moyennant certaines précautions prises dans la construction des chaudières (foyer en acier, siphon Nicholson, tubes soudés sur la plaque tubulaire de foyer) on pouvait, sans inconvénients d'ordre pratique, tirer tout le parti possible de la puissance propre de ces chaudières.

Nous donnons ci-dessous, les caractéristiques principales des diverses locomotives qui viennent d'être considérées.

	S ₁₀ 1	S ₁₀ 2	P ₁₀	S 3/6	O1	O2	O3	O4	4701
Timbre..... hpz	15	14	14	16	16	16	16	25	20
Surface de grille...m ²	3,10	2,86	4,00	4,50	4,50	4,50	4,05	4,05	3,76
Diamètre des cylindres.....mm	400/610	(3) 500	(3) 520	440/650	650	460/720	600	350/520	440/650
Course des pistons. mm	660	630	660	610/670	660	660	660	660	650
Diamètre des roues motrices.....m	1,98	1,98	1,75	1,87	2,00	2,00	2,00	2,00	1,85
Poids adhérent.....t	53	53	76	54	60	60	52	—	76,4
Poids total.....t	83	81	110	96	116	114	98	108,4	109

g) *Puissance volumétrique.* — Les perfectionnements apportés au moteur de la locomotive 4701 se traduisent par une augmentation importante de *sa puissance volumétrique*, c'est-à-dire du nombre de chevaux développés par l de cylindrée BP pour un cran de marche déterminé.

Les courbes de la figure 57 font ressortir nettement cette amélioration. On a reporté en fonction du nombre de tours de roue par seconde et pour divers crans de marche, la puissance volumétrique de la locomotive 4701 et celle des locomotives du type 3500 dont le moteur est d'ailleurs identique à celui des locomotives 4500 à vapeur surchauffée. Afin d'obtenir des chiffres comparables on a tracé pour la locomotive 4701 deux réseaux de courbes : l'un correspondant à la pression de marche de 20 hpz, l'autre à la pression de 16 hpz à laquelle fonctionnent les locomotives non transformées.

A 50 % d'admission HP par exemple, la puissance volumétrique des locomotives non transformées est de 3 ch par l de cylindrée BP à 50 km/h, de 3,75 ch à 70 km/h, de 4,1 ch à 90 km/h, de 4,4 ch à 110 km/h et de 4,45 ch à 120 km/h.

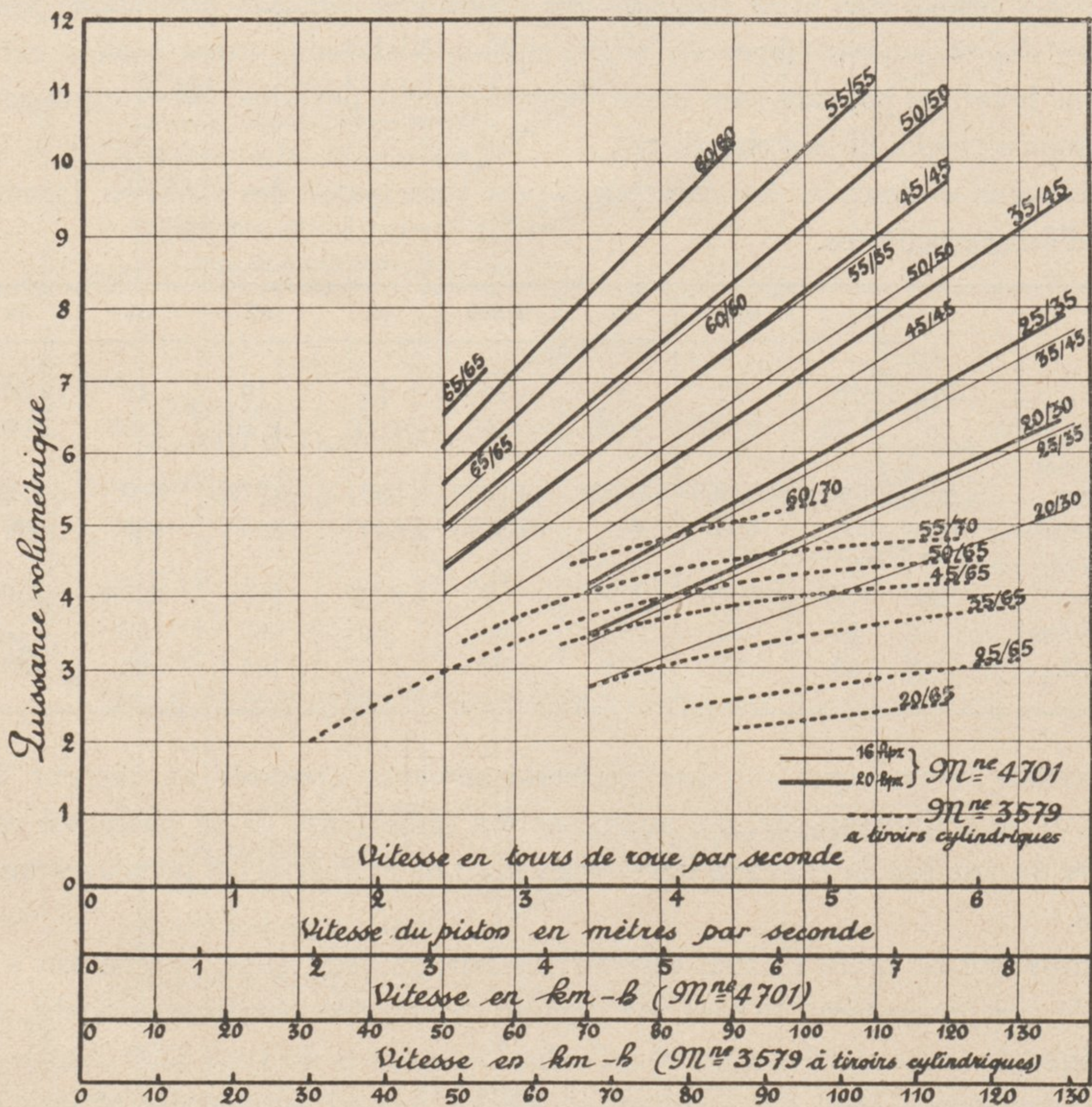
Pour la locomotive 4701 les chiffres correspondants sont respectivement de : 4 ch, 5,4 ch, 6,75 ch, 8 ch, 8,7 ch, à la pression de 16 Hpz et de 5 ch, 6,70 ch, 8,35 ch, 10 ch et 10,85 ch à la pression de 20 hpz.

L'accroissement de puissance volumétrique obtenu est considérable puisqu'il dépasse 85 % à 120 km/h, c'est la raison pour laquelle *on a pu développer des puissances indiquées atteignant 4 000 ch dans des cylindres BP d'un volume total ne dépassant pas 418 l.*

h) Consommation d'eau prise au tender, de vapeur délivrée aux cylindres et de combustible par ch.h indiqué, en fonction de la puissance développée, de la vitesse et du cran de marche. — Les courbes des figures 58 et 59 donnent les résultats obtenus au cours des essais pour les vitesses de régime de 50, 70, 90 et 110 km/h.

Chaque point expérimental reporté sur ces figures correspond, suivant la vitesse considérée, à un essai d'une durée d'une à deux heures, ayant eu lieu sur un parcours de 100 à 110 km.

Fig. 57. — PUISSANCE VOLUMÉTRIQUE.



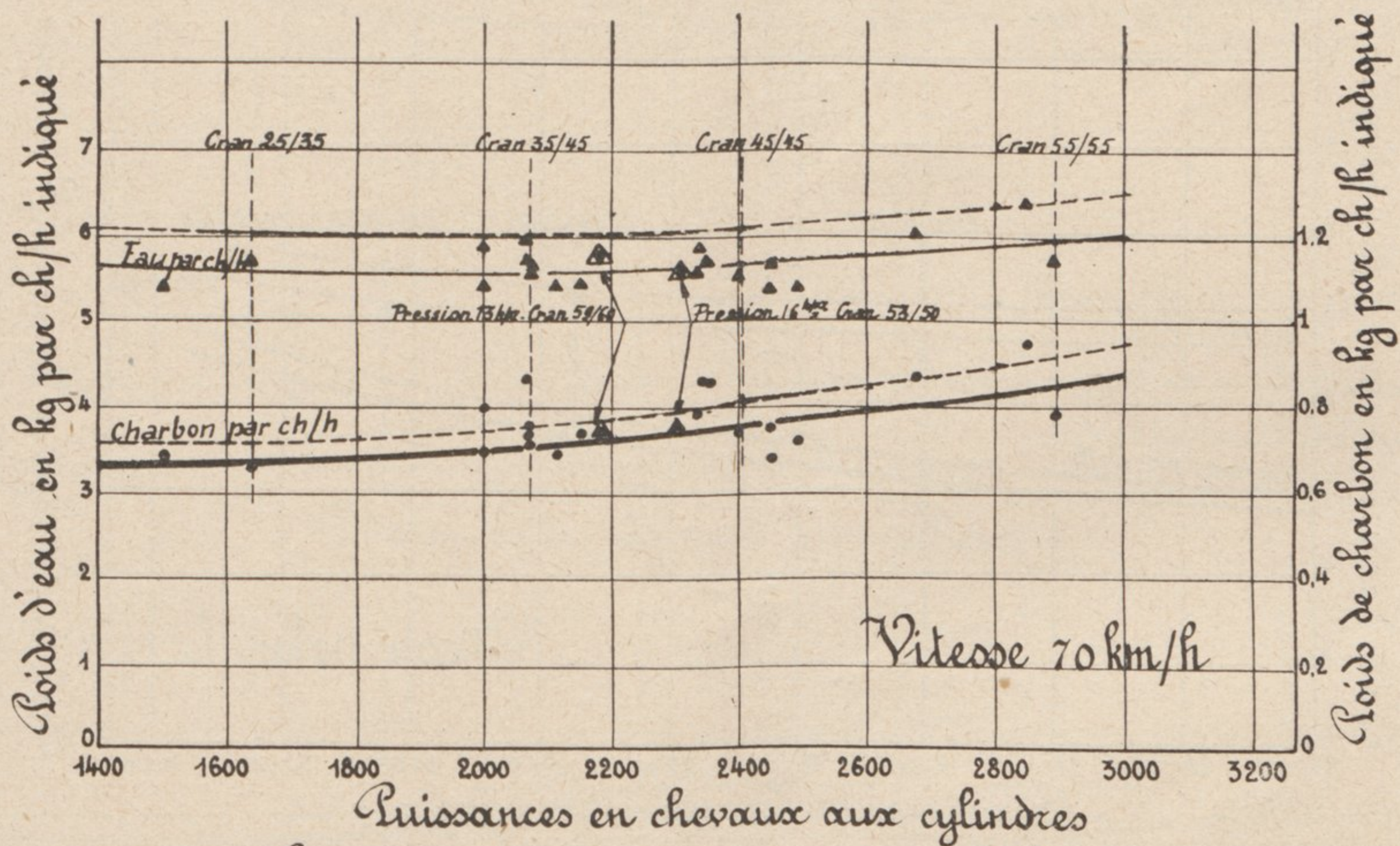
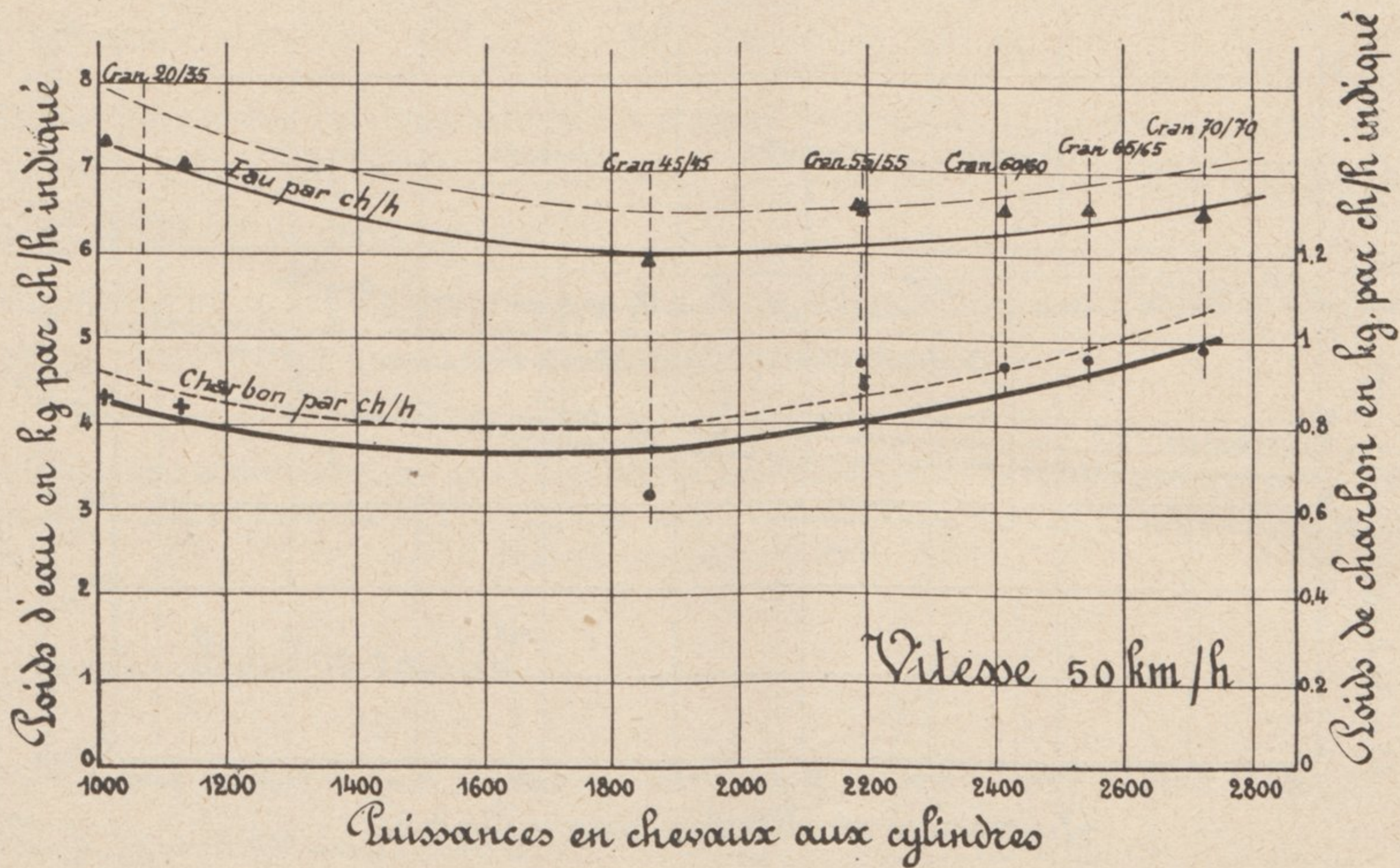
Sur la figure 60 on a tracé les courbes récapitulatives exprimant la loi de variation de ces consommations en fonction des puissances moyennes développées en régime continu et pour chaque vitesse de marche. On a tracé, de plus, les courbes d'égal degré d'admission qui permettent de se rendre compte de la façon dont varient les consommations en fonction du degré de détente.

D'une manière générale, les consommations d'eau et de charbon par ch.h indiqué varient peu en fonction de la puissance. Par contre elles diminuent assez sensiblement lorsque la vitesse augmente.

C'est ainsi que pour une puissance développée de 2 600 ch la consommation d'eau prise au tender qui est de 6,4 l à 50 km/h s'abaisse à 5,85 l à 70 km/h, à 5,15 l à 90 km/h et à 4,7 l à 110 km/h. Les consommations correspondantes de vapeur délivrée aux cylindres étant respectivement de 6,9 l, 6,2 l, 5,6 l et 5, l.

Les consommations de combustible sont dans les mêmes conditions de : 0,95 kg à 50 km/h, 0,80 kg à 70 km/h, 0,70 kg à 90 km/h, 0,60 kg à 110 km/h avec alimentation par réchauffeur

Fig. 58. — COURBES DE CONSOMMATION DE VAPEUR DÉLIVRÉE AUX CYLINDRES D'EAU PRISE AU TENDER ET DE COMBUSTIBLE PAR CH. HEURE INDIQUÉ, OBTENUES AUX VITESSES DE 50 ET 70 KM. A L'HEURE AVEC LA LOCOMOTIVE 4701.

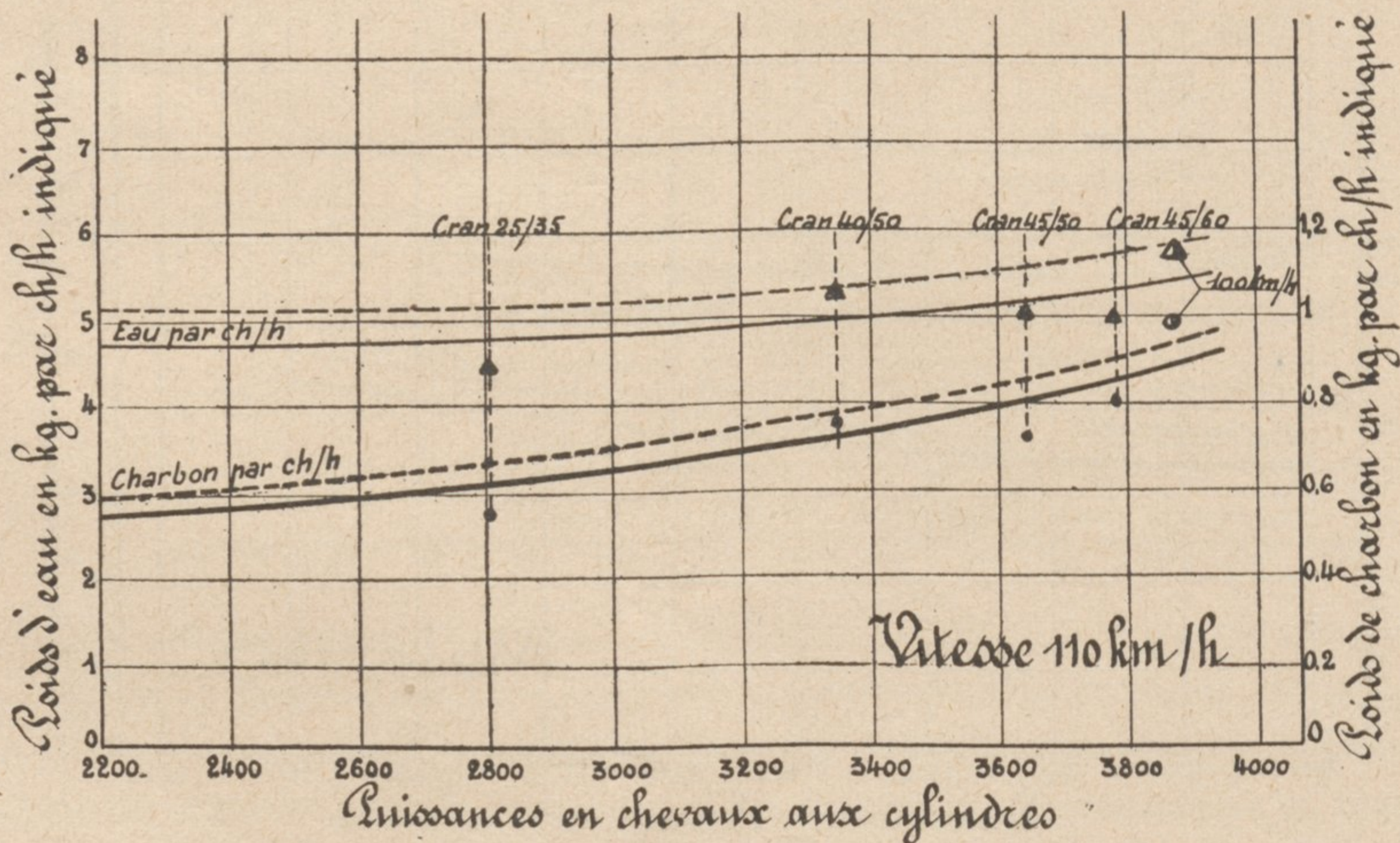
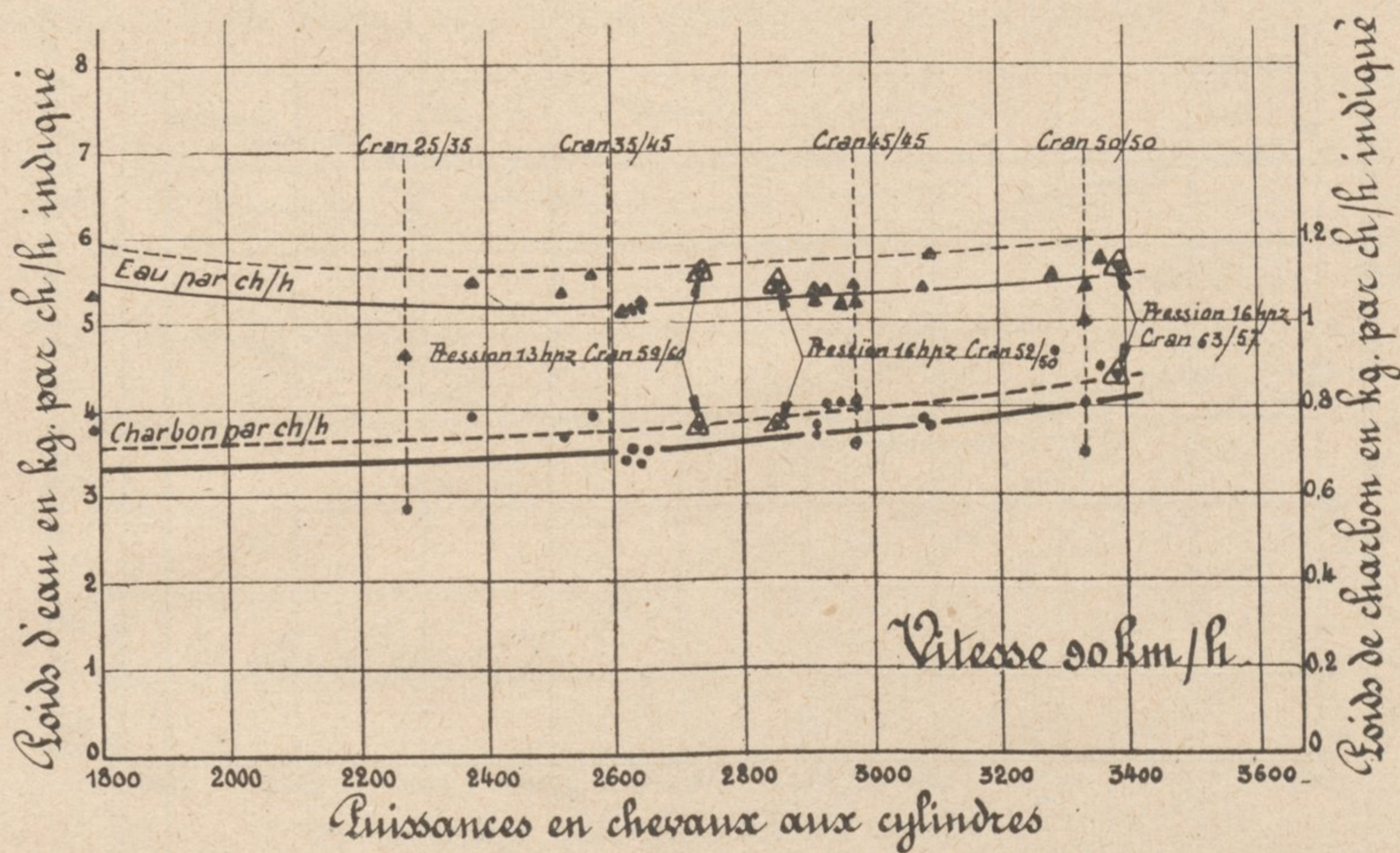


- | | | | |
|---------|-------------------------------|-------------|---|
| — Eau — | | — Charbon — | |
| — | Eau prélevée au tender | — | Charbon B correspondant à l'alimentation avec réchauffeur |
| - - - | Vapeur délivrée aux cylindres | - - - | Charbon B correspondant à l'alimentation avec injecteur |
| ▲ | Alimentation avec réchauffeur | • | Charbon A ramené au charbon B |
| | | + | Charbon B |

et de 1,10 kg à 50 km/h, 0,86 kg à 70 km/h, 0,75 kg à 90 km/h et 0,63 kg à 110 km/h avec alimentation à l'injecteur.

Les consommations d'eau passent par un minimum vers 1 900 ch à 50 km/h, 1 700 ch à 70 km/h, 2 400 ch à 90 km/h et 2 600 ch à 110 km/h.

Fig. 59. — COURBES DE CONSOMMATION DE VAPEUR DÉLIVRÉE AUX CYLINDRES, D'EAU PRISE AU TENDER ET DE COMBUSTIBLE PAR CH. HEURE INDIQUÉ, OBTENUES AUX VITESSES DE 90 ET 110 KM. A L'HEURE AVEC LA LOCOMOTIVE 4701.



- | | |
|--|---|
| <p>— Eau —</p> <p>— Eau prélevée au tender</p> <p>--- Vapeur délivrée aux cylindres</p> <p>▲ Alimentation avec réchauffeur</p> | <p>— Charbon —</p> <p>— Charbon B correspondant à l'alimentation avec réchauffeur</p> <p>--- Charbon B correspondant à l'alimentation avec injecteur</p> <p>• Charbon A ramené au charbon B</p> |
|--|---|

Pour le charbon, ces minima ont lieu pour des puissances inférieures aux précédentes d'environ 100 à 200 ch.

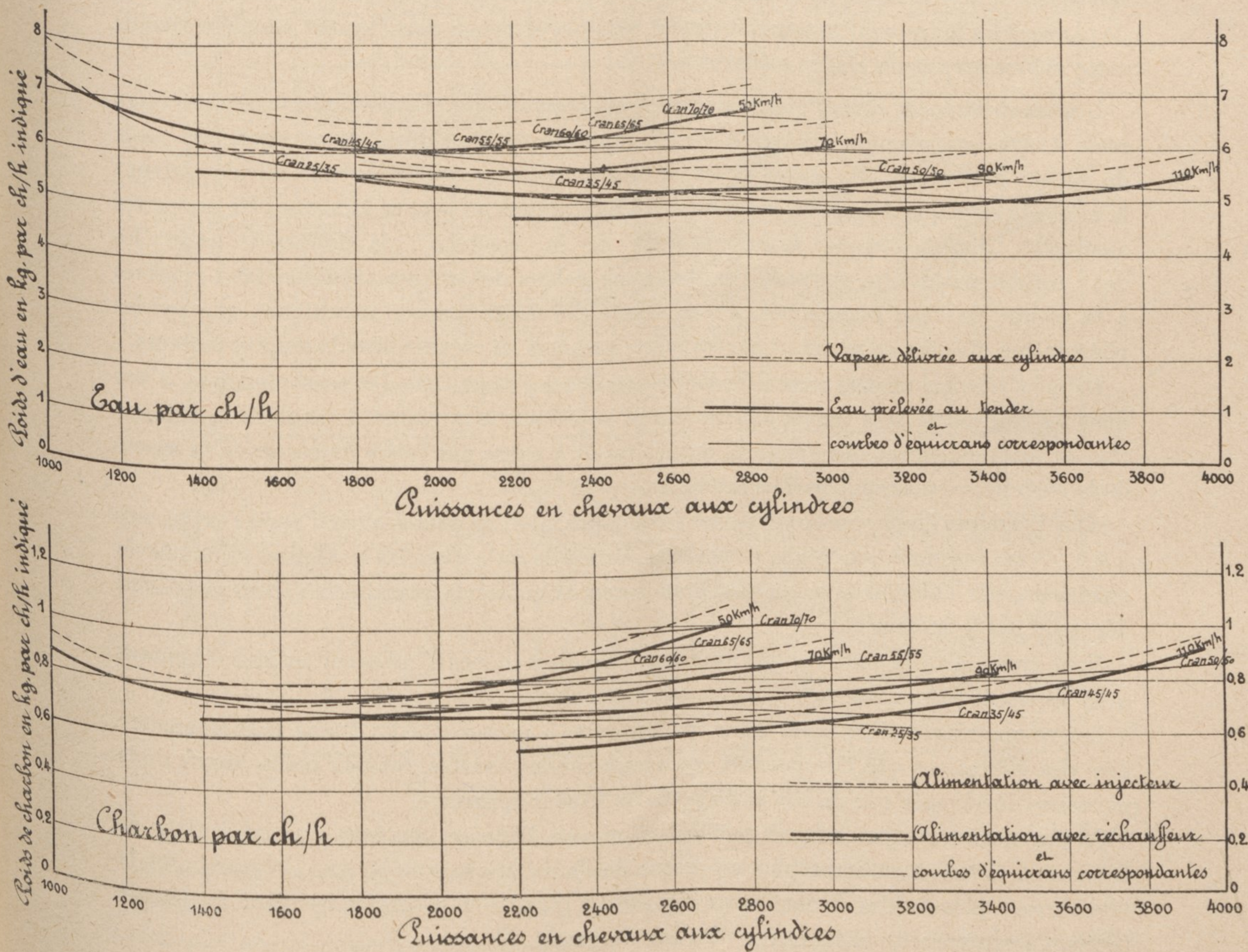
Aux grandes puissances les consommations d'eau prélevée au tender et les consommations de combustible sont avec alimentation par réchauffeur respectivement égales aux chiffres suivants :

à 50 km à l'heure	6,5 l	1,04 kg pour 2 800 ch
à 70 km »	6,1 l	0,85 kg » 2 900 ch.
à 90 km »	5,5 l	0,81 kg » 3 400 ch.
à 110 km »	5,3 l	0,83 kg » 3 800 ch.

Aux faibles puissances les consommations restent voisines de leurs minima sauf à 50 km à l'heure, où elles atteignent, pour une puissance moyenne de 1 000 ch, 7,40 l d'eau prélevée au tender et 0,850 kg de combustible.

Si on examine l'influence du cran de marche sur la dépense, on voit que les consommations s'échelonnent dans le sens des degrés d'introduction croissants.

Fig. 60. — COURBES RÉCAPITULATIVES AVEC COURBES D'ÉQUI-CRANS POUR LA CONSOMMATION D'EAU PRÉLEVÉE AU TENDER, DE VAPEUR DÉLIVRÉE AUX CYLINDRES ET DE COMBUSTIBLE PAR CH. HEURE INDICÉ, OBTENUE AVEC LA LOCOMOTIVE 4701.



Dès lors, la décroissance de la consommation en fonction de la vitesse s'explique, au moins en partie, par le fait que les grandes vitesses sont justement obtenues avec des crans de marche faibles. Toutefois l'allure des courbes d'équi-crans montre qu'il reste dans ce résultat une part non négligeable à l'influence de la vitesse elle-même. *Le facteur vitesse, au moins dans le cas de la locomotive 4701, apparaît ainsi comme incontestablement favorable.*

Il ne semble pas douteux que ce résultat soit la conséquence de l'accroissement des sections de passage offertes à la vapeur ce qui ramène à des limites acceptables l'influence néfaste des pertes de charge qui croissent comme le carré de la vitesse.

Ces pertes de charge étant pratiquement éliminées, les consommations de vapeur par cheval indiqué restent influencées à peu près uniquement *par le degré de détente, par les phénomènes d'action de parois et par les fuites.* Or, il n'est pas douteux, nous y reviendrons plus loin, que le facteur vitesse soit un des facteurs les plus importants de la réduction des pertes dues aux actions de parois et des pertes dues aux fuites. *Il est donc naturel que les consommations par cheval-heure indiqué décroissent lorsque la vitesse augmente.*

Ceci nous amène à conclure que dans l'étude d'une machine à grande vitesse, le facteur dominant du succès est la réduction des pertes de charge à travers le circuit de vapeur, car du fait même de cette vitesse, les deux autres causes principales de perte, les phénomènes d'action de parois et les fuites, sont automatiquement réduites et même sensiblement annulées lorsque cette vitesse atteint un chiffre suffisant.

i) *Consommation de vapeur apparente par cheval-heure indiqué. Rapport entre la consommation réelle et cette consommation apparente.* — En rapprochant les chiffres de *consommation réelle* de vapeur déterminés aux essais et les chiffres de *consommation apparente* calculés suivant la méthode classique d'après les diagrammes d'indicateurs, on peut se faire une idée des pertes auxquelles donne lieu le fonctionnement de la machine ; la différence entre les deux consommations ne pouvant s'expliquer en dehors des erreurs expérimentales relatives à la mesure de l'eau consommée, ou au relevé des diagrammes d'indicateurs, que par les phénomènes d'action de parois et par les fuites à travers les organes distributeurs et moteurs.

Or nous n'avons aucune raison de mettre en doute l'exactitude des consommations d'eau dont les chiffres trouvés sont d'ailleurs plutôt supérieurs à la réalité, à cause de la dépense due au fonctionnement des appareils auxiliaires et à cause des levées de soupapes de sûreté de la chaudière qui se sont parfois produites.

Afin d'éliminer l'influence de ces pertes secondaires, que l'on peut évaluer d'après l'expérience à 3 % de la consommation totale, nous avons corrigé de cette quantité les chiffres bruts relevés aux essais, afin d'obtenir avec une plus grande approximation la quantité de vapeur réellement dépensée par le moteur.

Nous avons, d'autre part, vérifié l'exactitude des diagrammes d'indicateur en les confrontant avec les tracés théoriques.

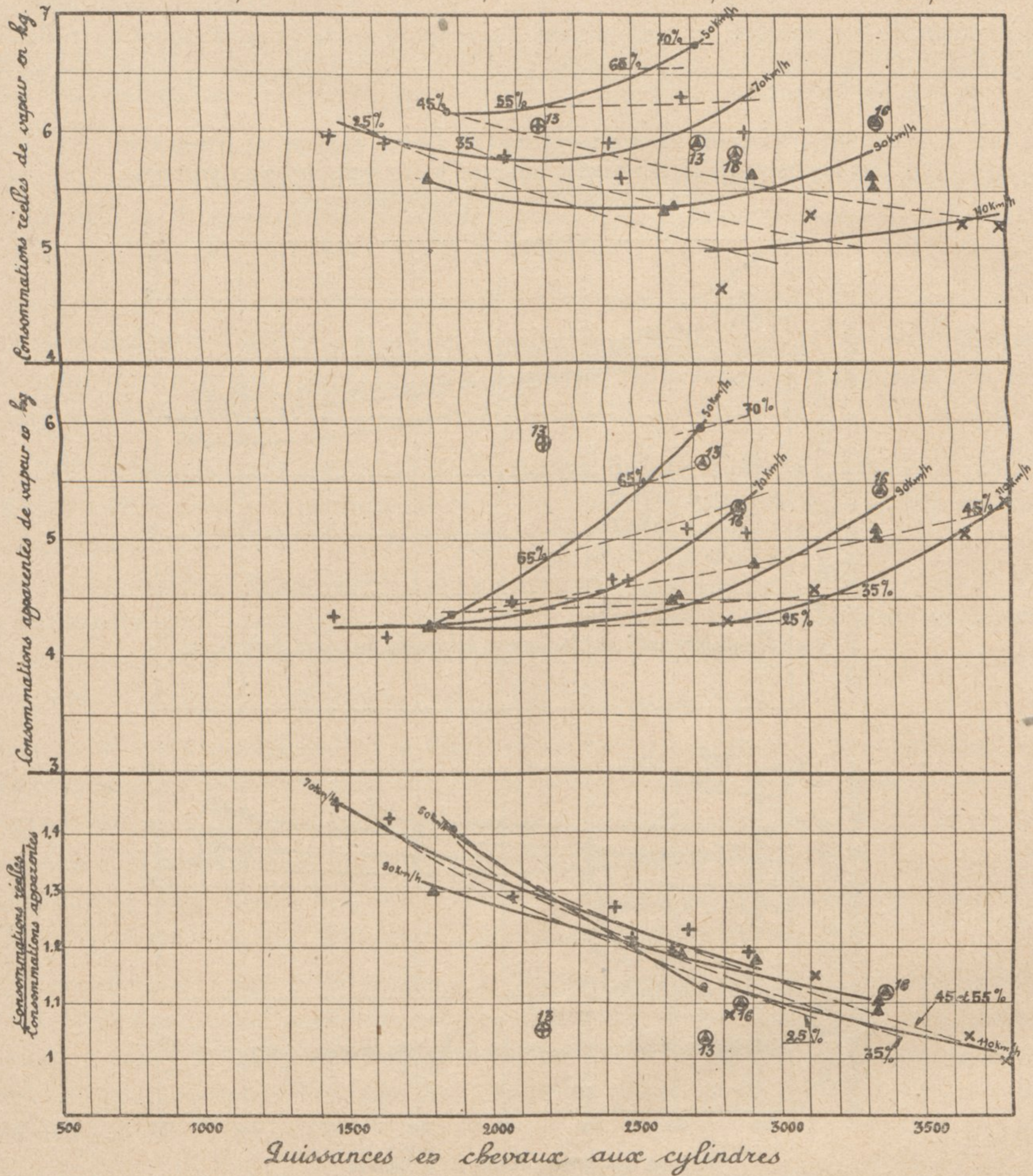
Les comparaisons ainsi faites nous ont conduits à penser que les tracés réels donnaient bien des indications que l'on pouvait considérer comme exactes, tant du point de vue de la puissance développée que du calcul du poids de vapeur apparente.

Ce jugement n'est pas infirmé par le fait, mis en évidence plus loin, que les courbes de détente se tiennent d'autant plus au-dessus de l'adiabatique que le cran de marche et la vitesse sont plus faibles, indice assez significatif d'une révaporisation pendant la détente révélant l'existence de phénomènes d'action de parois.

Si, comme on le constate, ce relèvement des courbes de détente accroît la surface des diagrammes, on ne peut en déduire qu'il y a surestimation de la puissance, mais, au contraire, que le travail plus élevé ainsi trouvé est la conséquence normale de la récupération de travail due à la révaporisation partielle en fin de détente de la vapeur condensée pendant l'admission.

Fig. 61. — CONSOMMATIONS DE VAPEUR RÉELLES ET CONSOMMATIONS DE VAPEUR APPARENTES EN FONCTION DU CRAN DE MARCHÉ ET DE LA VITESSE.

Les points entourés \circ proviennent de trains effectués à des pressions inférieures au timbre de 20 hpx. Le chiffre accolé indique la pression moyenne à laquelle le train a été fait.
 \bullet Points à 50 km/h. $+$ Points à 70 km/h. \blacktriangle Points à 90 km/h. \times Points à 110 km/h.



Au surplus, la concordance presque absolue des courbes de compression réelles et de l'adiabatique constatée à tous les crans de marche et à toutes les vitesses donne une valeur particulière aux phénomènes de détente révélés par les mêmes diagrammes.

Finalement la différence entre la consommation de vapeur apparente et la consommation

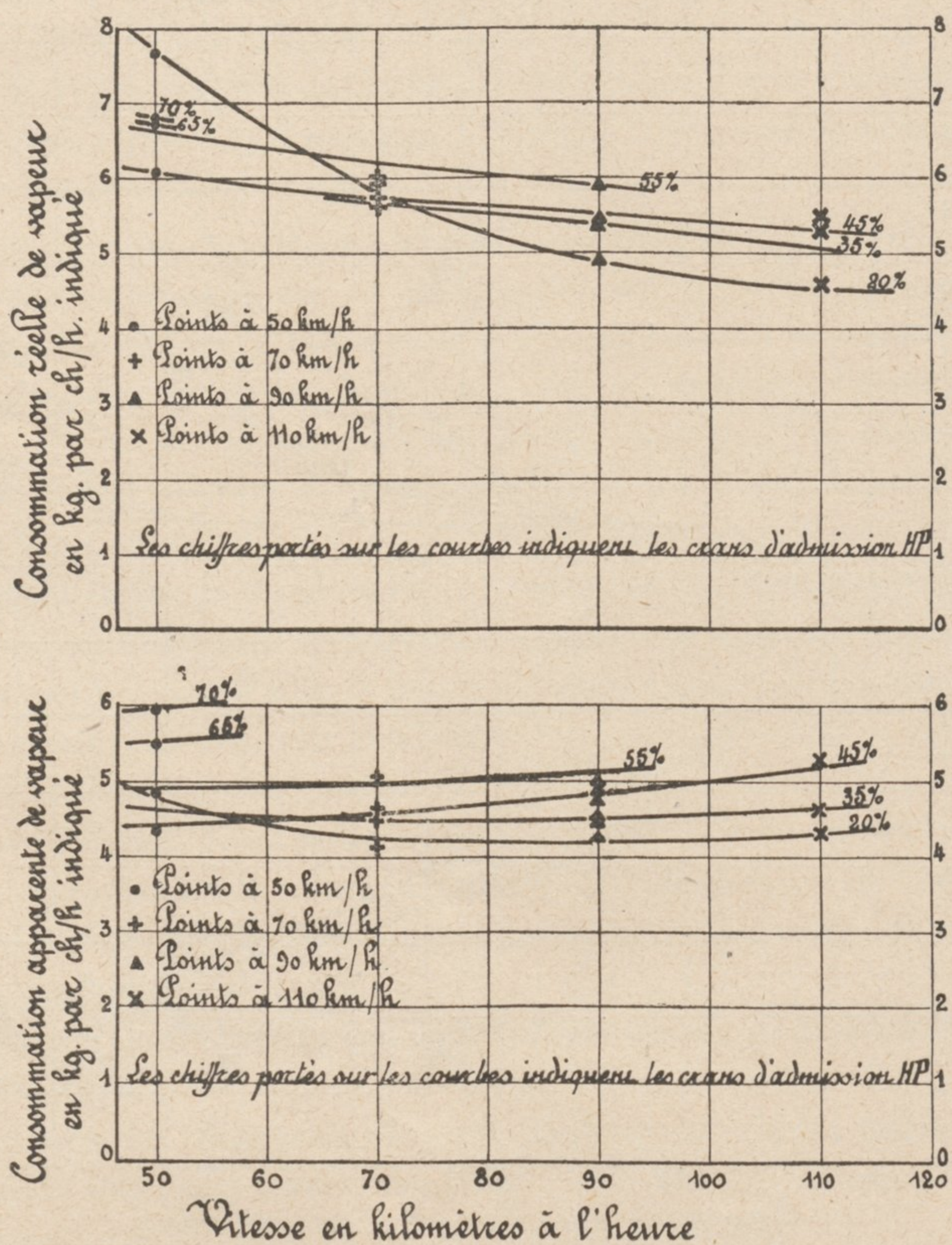
de vapeur réelle ne semble pouvoir s'expliquer que par les *phénomènes d'action de parois et par les fuites*.

Les courbes de la figure 61 donnent, en fonction de la puissance développée et pour des vitesses de 50, 70, 90 et 110 km/h :

- 1° Les courbes de consommation de vapeur réelle déduites des courbes de consommation brute diminuées de 3 % ;
- 2° Les courbes de consommation apparente calculées d'après les diagrammes d'indicateurs ;
- 3° Le rapport entre la consommation réelle et la consommation apparente.

L'examen de ces courbes, et notamment du rapport entre la consommation réelle et la consommation apparente, montre immédiatement que la consommation réelle est toujours

Fig. 62. — COURBES DE CONSOMMATIONS DE VAPEUR RÉELLES ET APPARENTES EN FONCTION DE LA PUISSANCE, DU CRAN DE MARCHE ET DE LA VITESSE-RAPPORT ENTRE CES DEUX CONSOMMATIONS.



supérieure à la consommation apparente et ce d'autant plus, que la puissance développée est plus faible, c'est-à-dire que la détente est plus longue et que la vitesse est moins grande.

Le rapport trouvé entre ces consommations, qui semble atteindre un maximum de 1,4 pour

une puissance moyenne indiquée de l'ordre de 1 800 ch et une vitesse de 50 km/h, n'est que de 1,10 pour une puissance de 3 000 ch et une vitesse de l'ordre de 90 km/h ; il tend vers l'unité pour une puissance de 3 800 ch à la vitesse de 110 km/h.

Si l'on trace sur les mêmes figures, les courbes d'équi-crans : on voit que si les consommations de vapeur apparente décroissent à peu près régulièrement lorsque la détente augmente, il n'en est pas exactement de même pour les consommations de vapeur réelles et c'est ainsi, par exemple, qu'aux faibles vitesses on ne trouve presque pas d'écart entre les admissions de 50 et 70 %. Ces résultats apparaissent encore plus nettement sur les courbes de consommation en fonction de la vitesse (Fig. 62.)

C'est aux environs de 70 km/h que les phénomènes tendent à s'inverser, les faibles crans de marche semblant au-dessous de cette vitesse devenir plus désavantageux que les crans plus élevés.

Les faibles crans de marche sont ceux qui conduisent aux plus grands excès de la consommation de vapeur réelle sur la consommation de vapeur apparente. Toutefois, cette influence qui diminue avec la vitesse, semble disparaître à partir de 90 km/h.

Il y a dans ces résultats toutes les apparences bien connues — fort atténuées il est vrai — du fonctionnement des machines à vapeur saturée, fonctionnement dont la théorie générique a été impuissante à rendre compte et qui a fait l'objet de la théorie expérimentale de Hirn, Leloutre et Dwelshauvers-Dery.

On avait cru à un moment donné que la surchauffe supprimant les effets de parois permettait de se passer de la théorie expérimentale et de revenir à la simplicité de la théorie générique mais l'expérience nous conduit loin de ce point de vue et même avec les degrés de surchauffe très élevés aujourd'hui utilisés (400°), nous pensons qu'il faut compter, plus qu'on ne le croit, avec les phénomènes d'action de parois dont l'effet semble très loin d'être négligeable notamment aux faibles crans de marche que l'on s'évertue partout à utiliser et qui sont la conséquence théoriquement logique de l'utilisation de pressions de plus en plus élevées.

Ce point de vue est confirmé par la décroissance du rapport entre la consommation réelle et la consommation apparente avec la pression de marche. Ainsi pour la pression de 20 hpz ce rapport qui est d'environ 1,3 à 70 km/h pour une puissance de l'ordre de 2 120 ch, n'est plus que de 1,05 pour la même puissance lorsqu'on marche à la pression de 13 hpz. De même à 90 km/h pour une puissance moyenne de 2 800 ch ce rapport n'est que de 1,04 pour la pression de 13 hpz, alors qu'il est de l'ordre de 1,17 pour la pression de 20 hpz.

A la pression de 16 hpz cette tendance à l'abaissement du rapport de la consommation réelle à la consommation apparente est toutefois moins nette. Ainsi, pour une puissance d'environ 2 850 ch le rapport en question est de 1,10 à la pression de 16 hpz, alors qu'il atteint 1,17 pour la pression de 20 hpz. Enfin pour une puissance de 3 000 ch l'écart semble disparaître.

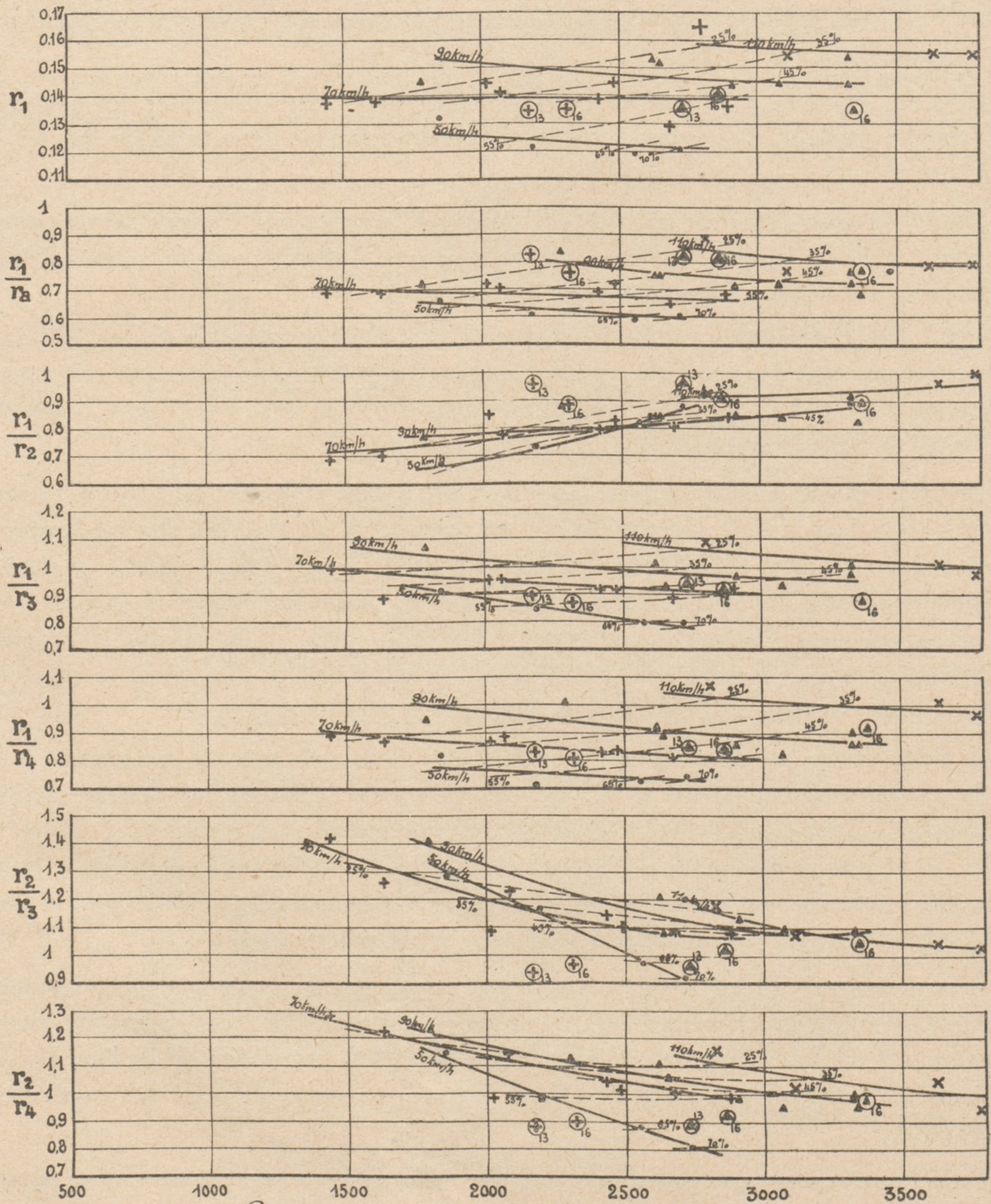
Ces faits ne tendent pas moins à prouver que l'effet de paroi est d'autant moins important que l'on marche à plus faible pression à degré de surchauffe égal bien entendu, avantage susceptible de compenser partiellement la diminution de rendement thermique résultant de l'utilisation d'une pression inférieure.

j) Etude du rendement thermique du moteur. Rendement réel d'après la consommation de vapeur. Rendements apparents d'après les diagrammes d'indicateur et d'après la chute de chaleur. Signification de la température mesurée à l'échappement. — Avant de conclure positivement

Fig. 63. — ÉTUDE DU RENDEMENT THERMIQUE DU MOTEUR.

Les points entourés O proviennent de trains effectués à des pressions inférieures au limite de 20hpz. Le chiffre accolé indique la pression moyenne à laquelle le train a été fait.

• Points à 50 km/h + Points à 70 km/h ▲ Points à 90 km/h x Points à 110 km/h



Puissances en chevaux aux cylindres

quant à l'explication à donner des écarts entre la consommation de vapeur réelle et la consommation apparente, il est nécessaire d'approfondir la question en étudiant d'aussi

près que possible les valeurs prises par le rendement thermique calculé non seulement au moyen des quantités réelles trouvées pour les consommations ou au moyen des consommations apparentes résultant de l'étude des diagrammes d'indicateur, mais aussi, calculée d'après la chute de chaleur correspondant aux états de la vapeur à l'admission et à l'échappement, états déterminés par les pressions correspondantes enregistrées ainsi que par les températures relevées sur la machine.

Soient :

- r_1 le rendement thermique calculé d'après les consommations réellement obtenues rapportées à la puissance indiquée ;
- r_2 le rendement thermique résultant du calcul de la consommation de vapeur apparente d'après les diagrammes d'indicateur rapporté également à la puissance indiquée ;
- r_3 le rendement thermique calculé d'après l'état de la vapeur à l'admission et à l'échappement, la température considérée à l'échappement étant celle indiquée par le pyromètre installé à cet effet.
- r_4 le même rendement thermique mais calculé en déterminant la température théorique de la vapeur à l'échappement des cylindres BP de telle sorte que la chute de chaleur de la vapeur dans ces cylindres produise par calorie le même nombre de kgm que la chute de chaleur dans les cylindres HP.
- r_a le rendement thermique du cycle de Rankine correspondant à chacun des essais.

Afin de simplifier l'exposé nous prendrons comme référence le rendement thermique r_1 réellement obtenu d'après les consommations relevées et nous étudierons successivement comment varient les rapports :

$$\frac{r_1}{r_a} \quad \frac{r_1}{r_2} \quad \frac{r_1}{r_3} \quad \frac{r_1}{r_4} \quad \frac{r_2}{r_3} \quad \frac{r_2}{r_4}$$

en faisant remarquer que le second d'entre eux est indépendant de la puissance indiquée par les diagrammes.

Les résultats de cette étude font l'objet de la figure 63 où ces divers rapports ont été reportés en fonction de la puissance moyenne développée dans les cylindres et en fonction de la vitesse et du cran de marche.

1° **Rendement thermique réel r_1 .** — On voit que ce rendement croît avec la vitesse et décroît très peu, quoique légèrement, en fonction de la puissance développée.

C'est ainsi qu'à la vitesse de 50 km/h ce rendement varie de 13 à 12 % pour des puissances comprises entre 1 850 et 2 700 ch.

A la vitesse de 70 km/h il reste sensiblement constant et égal à 14 % pour des puissances comprises entre 1 450 ch et 2 900 ch.

A la vitesse de 90 km/h il varie de 15,4 % environ pour 1 800 ch à 14,5 % pour 3 300 ch.

Enfin ce rendement varie de 16,5 % environ pour 2 800 ch à 15,5 % pour 3 800 ch à 110 km/h.

L'influence de la pression de marche apparaît assez nettement le rendement ayant été de 13,5 % pour 13 et 16 hpz au lieu de 14 % pour 20 hpz à 70 km/h et de 13 % environ à 13 et 16 hpz au lieu de 14,8 % à 20 hpz à 90 km/h.

2° Rapport $\frac{r_1}{r_a}$ du rendement thermique réel au rendement thermique du cycle de Rankine. — Dans l'ensemble, ce rapport paraît être à peu près constant avec la puissance bien qu'il tende à décroître légèrement avec elle, il semble influencé surtout par la vitesse de marche, c'est ainsi qu'il prend les valeurs suivantes :

- a) à 50 km/h, 0,65 pour 1 850 ch et 0,60 pour 2 700 ch.
- b) à 70 » 0,70 » 1 450 » 0,68 » 2 900 ch.
- c) à 90 » 0,80 » 1 800 » 0,74 » 3 350 ch.
- d) à 110 » 0,85 » 2 800 » 0,80 » 3 800 ch.

L'influence de la pression de marche apparaît encore nettement, ce rapport étant meilleur pour les faibles pressions que pour les fortes pressions, c'est ainsi, qu'à la vitesse de 70 km/h ce rapport est de 0,82 pour 2 180 ch à 13 hpz et de 0,76 pour 2 320 ch à 16 hpz ; à 90 km/h il est de 0,81 à 13 hpz pour 2 700 ch et de 0,80 environ à 16 hpz pour 2 900 ch.

Ceci tend à prouver, comme nous l'avons déjà signalé, que les pertes sur le cycle théorique tendent à diminuer lorsque la pression baisse, ce qui compense, partiellement, l'accroissement de rendement théorique dû aux hautes pressions.

3° Rapport $\frac{r_1}{r_2}$ du rendement thermique réel au rendement thermique déduit de la consommation de vapeur apparente. — Dans l'ensemble, ce rapport reproduit en sens inverse les variations du rapport entre la consommation de vapeur réelle et la consommation de vapeur apparente étudiée ci-dessus (Fig. 61). Il croît avec la puissance développée et surtout avec la vitesse. C'est ainsi qu'à 50 km/h égal à 0,67 pour une puissance de 1 850 ch il s'élève à peu près régulièrement jusqu'à 0,88 pour une puissance de 2 700 ch. A 70 km/h il s'élève de 0,70 pour 1 450 ch à 0,85 pour 2 900 ch. A 90 km/h, égal à 0,77 pour 1 800 ch il atteint 0,90 à 3 350 ch. A 110 km/h ce rapport égal à 0,93 pour 2 800 ch tend vers 1,00 pour 3 800 ch.

L'influence de la *pression de marche sur le fonctionnement* de la machine apparaît toujours nettement, les points à basse pression étant tous au-dessus de ceux à 20 hpz. Ces constatations ne font que confirmer celles que nous avons déjà faites lorsque nous avons étudié le rapport entre les consommations de vapeur réelles et les consommations de vapeur apparentes, le rapport $\frac{r_1}{r_2}$ étant déduit du précédent mais ayant une signification plus précise puisqu'il tient compte non seulement des poids de vapeur mais également de la qualité de cette vapeur.

4° Rapport $\frac{r_1}{r_3}$ du rendement thermique réel au rendement thermique déduit de la chute de chaleur brute constatée dans la machine. — L'allure des variations de ce rapport se rapproche de celle du rapport $\frac{r_1}{r_a}$ c'est-à-dire que ses points représentatifs s'échelonnent vers le haut dans le sens des vitesses croissantes et se placent très légèrement plus bas lorsque la puissance augmente. Un fait singulier se révèle : les rapports correspondant aux essais avec pression réduite tombent au-dessous de ceux correspondant à la pression de 20 hpz ceci contrairement à ce qui se produit pour les rapports $\frac{r_1}{r_a}$. Ce fait ne semble pouvoir être

expliqué que par la valeur toute relative des températures mesurées à l'échappement, question sur laquelle nous reviendrons plus loin.

Pour le reste, le rapport $\frac{r_1}{r_3}$ égal à 0,92 pour 2 800 ch à 50 km/h tombe à 0,80 pour 2 700 ch. Sensiblement égal à 1 pour la vitesse de 70 km/h et 1 450 ch il est de l'ordre de 0,92 pour 2 900 ch. Egal à 1,07 à 90 km/h pour 1 800 ch il est de l'ordre de 0,97 pour 3 300 ch. Enfin à 110 km/h, égal 1,06 pour 2 800 ch il tend vers 1,00 pour 3 800 ch.

En principe, ce rapport ne devrait pas être supérieur à l'unité. Si donc l'on admet que les rendements r_1 sont exacts, ce qu'il y a tout lieu de croire comme il résulte des considérations déjà faites, il faut attribuer l'anomalie constatée aux valeurs erronées du rendement r_3 . Or ce rendement étant calculé d'après les quantités de chaleur contenues dans la vapeur à l'amont et à l'aval du moteur, les sources d'erreurs ne peuvent provenir que de relevés inexacts, soit de la pression, soit de la température.

L'examen du diagramme entropique montre immédiatement que la précision dans la détermination des températures présente la plus grande importance.

Si on analyse les conditions dans lesquelles sont relevées ces températures on acquiert la conviction que l'on ne fait pas d'erreur sensible dans la mesure de la température à l'admission ni dans celle de la température au réservoir intermédiaire parce que le fluide s'y trouve dans des états relativement bien stabilisés.

On ne saurait en dire autant des températures relevées à l'échappement.

Nous avons déjà eu l'occasion d'attirer l'attention sur ce point particulier dans le N° de Septembre 1933 de « Science et Industrie ».

Les phénomènes qui se passent pendant l'échappement sont essentiellement variés, la vitesse et la température de la vapeur évacuée à l'atmosphère étant très différentes, soit que l'on considère le début ou la fin de cette phase.

Lorsque les lumières s'ouvrent au moment de l'avance à l'échappement, la pression et la température sont relativement élevées dans le cylindre. Une bouffée de vapeur chaude et animée d'une grande vitesse se produit tout d'abord, puis la pression baisse et la vapeur restant finalement dans le cylindre, qui est évacuée pendant le retour du piston, se détend adiabatiquement jusqu'à la pression la plus basse atteinte pendant l'échappement et en prenant une température égale ou de peu supérieure à 100°, suivant que cette vapeur est devenue saturée ou a conservé un certain degré de surchauffe.

Comme les échanges de chaleur sont d'autant plus actifs que la vitesse relative est plus grande, c'est justement au moment où la vapeur est la plus chaude qu'elle communique le mieux sa chaleur à la canne pyrométrique, si bien que la température indiquée en définitive par le pyromètre, loin de correspondre à la température moyenne de la vapeur à l'échappement au sens thermo-dynamique du mot, doit être au contraire assez voisine de la température maximum de la vapeur au début de l'échappement.

C'est précisément ce que confirment les courbes de la figure 64 qui montrent que la température de la vapeur dans les cylindres BP, au début de l'échappement anticipé sont très voisines des températures mesurées par le pyromètre.

On doit donc conclure que la méthode qui consiste à calculer le rendement thermique d'une locomotive à l'aide de la chute de chaleur déduite des températures brutes relevées à l'admission

et à l'échappement, constitue une méthode erronée conduisant à l'évaluation d'un rendement thermique approché par défaut et sans que l'on puisse savoir quel est le rapport entre le rendement ainsi déterminé et le rendement réel de la machine.

Par contre, les indications, sur la locomotive, des températures mesurées à l'échappement afin d'en tirer le meilleur parti pour la conduite des machines à vapeur surchauffée (1) conservent toute leur valeur, car en prescrivant au personnel d'utiliser les combinaisons de pression aux boîtes à vapeur et de crans de marche, conduisant, pour une puissance et une vitesse données, à la température minimum indiquée par le pyromètre, on reste bien dans les conditions voulues pour obtenir le rendement optimum de la machine.

Enfin, remarquons que cette circonstance explique pourquoi l'on trouve dans certains cas des valeurs supérieures à l'unité pour le rapport entre le rendement thermique réel et le rendement thermique calculé d'après la chute de chaleur brute résultant des indications des pyromètres.

5° Rapport $\frac{r_1}{r_4}$ du rendement thermique réel au rendement thermique déduit de la chute de chaleur corrigée. — C'est en partant de cette idée que nous avons étudié les valeurs prises par le rendement r_4 obtenu en rectifiant la température mesurée à l'échappement et en lui assignant une valeur résultant du travail effectué dans les cylindres BP en admettant l'hypothèse plausible que la température de la vapeur au réservoir intermédiaire peut être exactement mesurée grâce à l'état relativement stable dans lequel se trouve cette vapeur.

Une seconde hypothèse introduite dans le calcul est celle qui consiste à admettre que le rendement par rapport à l'évolution adiabatique est le même dans le cylindre BP que dans le cylindre HP, hypothèse probablement trop favorable qui nous conduira encore à sous-estimer un peu la valeur du rendement thermique résultant de la chute de chaleur même ainsi rectifiée.

La figure 63 montre comment varie le rapport $\frac{r_1}{r_4}$. Dans leur ensemble ces variations ont la même allure que celle du rapport $\frac{r_1}{r_3}$ mais les valeurs trouvées sont toutes plus faibles, leur maximum ne dépassant généralement pas l'unité. Ainsi, à la vitesse de 50 km/h ce rapport varie de 0,80 pour 1 800 ch à 0,75 pour 2 700 ch ; à 70 km/h il varie de 0,90 pour 1 450 ch à 0,82 pour 2 900 ch ; à 90 km/h de 1,00 pour 1 800 ch à 0,88 pour 3 350 ch ; à 110 km/h de 1,04 pour 2 800 ch à 1,00 environ pour 3 800 ch.

6° Rapport $\frac{r_2}{r_3}$ du rendement thermique calculé par les consommations de vapeur apparentes et le rendement thermique calculé d'après la chute de chaleur brute. — Il est utile, pour serrer de plus près la vérité, de confronter les résultats obtenus en calculant les rendements à l'aide des chutes de chaleur soit brutes, soit rectifiées et les résultats obtenus en calculant les rendements d'après les consommations de vapeur apparentes.

C'est ce que permettent de faire les courbes relatives au rapport $\frac{r_2}{r_3}$ de la figure 63.

(1) Voir compte rendu du 2^e Congrès du Chauffage Industriel, Paris 1928.

Il n'y a en général pas concordance absolue entre les deux méthodes de calcul et la différence est d'autant plus grande que l'on marche à plus faible puissance et à plus faible vitesse. De même on voit que tous les points relatifs aux essais avec pression réduite (13 et 16 hpz) correspondent à des rapports $\frac{r_2}{r_3}$ plus faibles que ceux obtenus aux essais effectués à 20 hpz ; seuls les chiffres correspondant aux essais effectués à 90 km/h à la pression de 16 hpz, semblent ne pas différer beaucoup de ceux obtenus à 20 hpz.

L'ensemble de ces résultats tend encore à prouver que l'explication de la discordance ainsi constatée doit être recherchée, comme nous l'expliquerons tout à l'heure, dans les phénomènes d'action de parois et dans les fuites à travers les organes distributeurs et moteurs.

7° Rapport $\frac{r_2}{r_4}$ du rendement thermique calculé par les consommations de vapeur apparentes et le rendement thermique calculé d'après la chute de chaleur corrigée. — Le rapport $\frac{r_2}{r_4}$ suit les mêmes lois que le rapport $\frac{r_2}{r_3}$ mais grâce à la correction effectuée sur les chutes de chaleur, les valeurs moyennes trouvées pour ce rapport — qui étaient de l'ordre de 1,10 pour $\frac{r_2}{r_3}$ se rapprochent de 1,00 pour $\frac{r_2}{r_4}$; ceci tend à prouver que la correction faite sur les chutes de chaleur est bien légitime.

On constate toutefois que l'amélioration de ce rapport pour l'ensemble des résultats accroît les différences en ce qui concerne les essais effectués à basse pression ; c'est ainsi que le rapport $\frac{r_2}{r_4}$ atteint une valeur moyenne de l'ordre de 0,88 pour les essais à 13 et 16 hpz à 70 km/h, tandis que cette valeur est de l'ordre de 0,95 pour $\frac{r_2}{r_3}$.

C'est dans les erreurs dues à la mesure des températures du flux de vapeur à l'échappement que l'on trouvera, pensons-nous, une explication à cette anomalie.

Le fait de marcher à plus faible pression modifie, en effet, les facteurs qui influent sur la température enregistrée par le thermomètre, c'est-à-dire la température de la vapeur et sa vitesse au moment de l'ouverture des lumières.

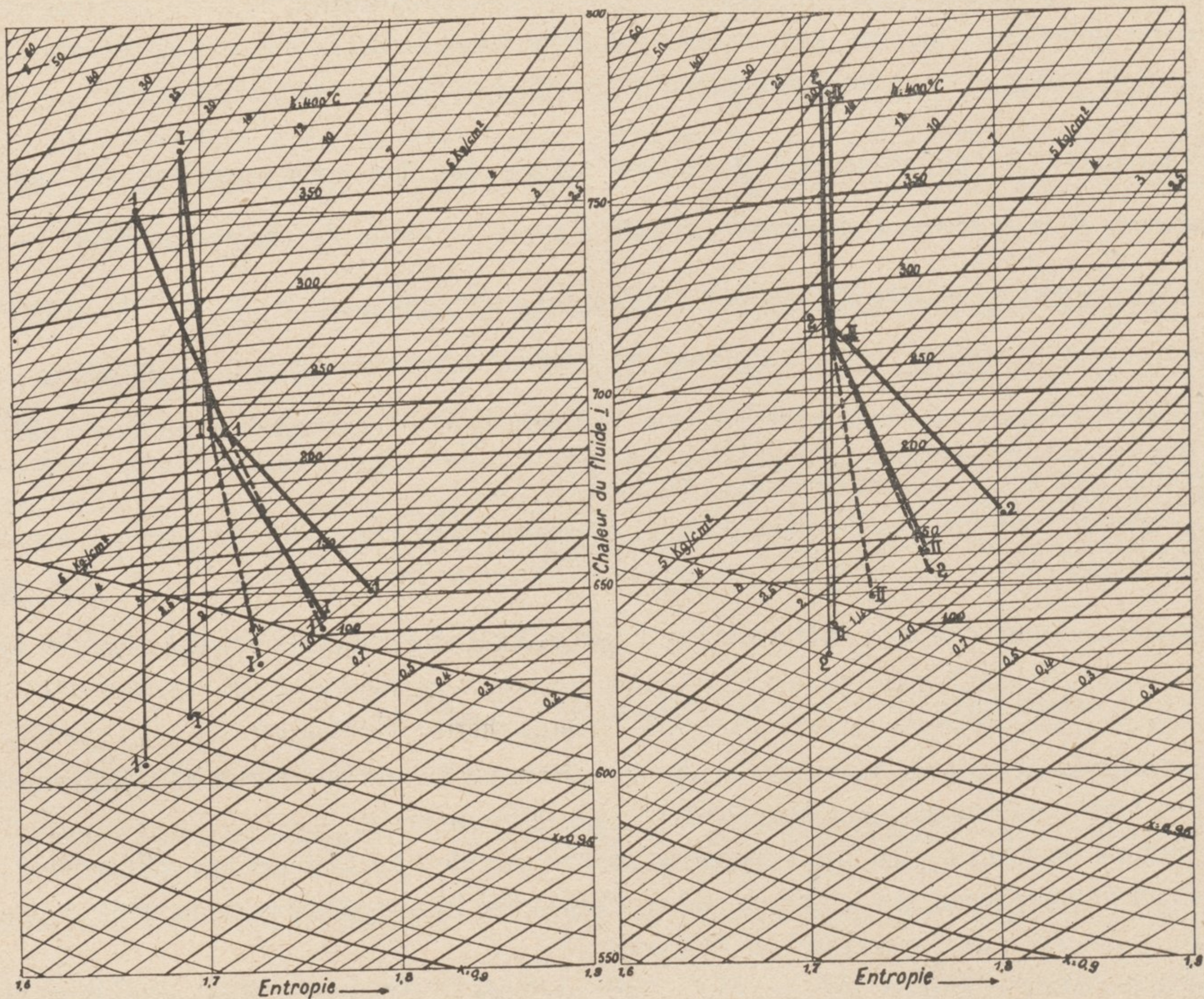
Les explications données ici ne sont d'ailleurs que provisoires ; elles sont toutefois suffisamment graves de conséquences pour être signalées dès maintenant car elles montrent que la méthode très généralement suivie, que nous avons appliquée nous-mêmes (1), qui consiste à reporter sur le diagramme entropique l'état de la vapeur à l'admission et l'état de la vapeur à l'échappement et à en déduire la chute de chaleur réelle obtenue dans la machine est généralement illusoire et conduit à sous-estimer le rendement.

Ceci explique également pourquoi cette méthode conduit à assigner aux locomotives compound des rendements généralement supérieurs à ceux des locomotives à simple expansion même quand les dites locomotives compound, à cause de leurs mauvaises proportions, ne font pas preuve des mêmes avantages lorsqu'on se réfère à leurs consommations. Cette méthode de calcul du rendement thermique doit donc être révisée et ne peut permettre en tout cas de comparer d'une manière certaine les degrés de perfection de diverses réalisations. Une méthode

(1) Voir *Revue Générale*, N° de Juillet 1931.

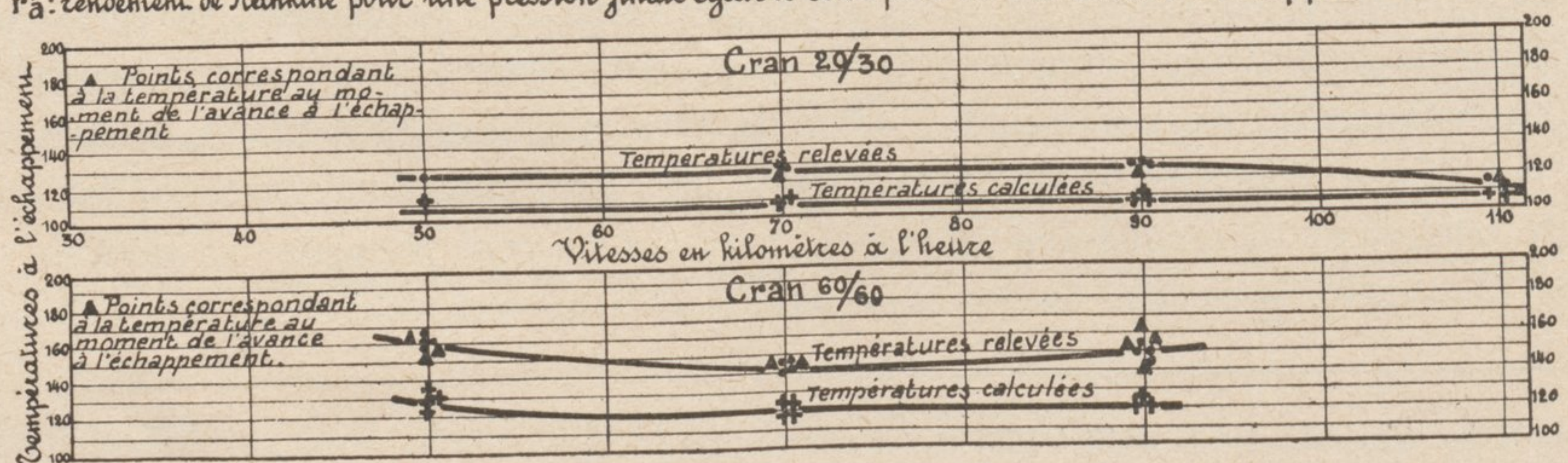
que nous croyons plus exacte mais qui est encore probablement approchée par défaut, est celle utilisée plus haut, qui consiste à calculer la chute de chaleur aux cylindres BP d'après le travail effectivement produit dans ces cylindres et en leur assignant provisoirement le même rendement que celui trouvé pour les cylindres HP.

Fig. 64. — FIGURATION POUR DIFFÉRENTES VITESSES ET DIFFÉRENTS CRANS DE MARCHE DU CYCLE DE LA MACHINE 4701. COURBES DES TEMPÉRATURES A L'ÉCHAPPEMENT.



Cycle	Introduction	Vitesse	r'_a	r'_3	r'_4	$\frac{r'_b}{r'_a}$	$\frac{r'_4}{r'_a}$
I	20/30	110	0,1935	0,161	0,1775	0,831	0,917
1	20/30	50	0,197	0,133	0,146	0,695	0,761
II	60/60	90	0,18	0,155	0,17	0,862	0,945
2	60/60	50	0,1905	0,143	0,1635	0,75	0,86

r'_a : rendement de Rankine pour une pression finale égale à celle prise dans la colonne d'échappement.



La figure 64 donne à titre d'exemple et pour quelques essais effectués sur la locomotive 4701 la figuration sur le diagramme entropique des chutes de chaleur obtenues, en reportant sur ce diagramme soit les états de la vapeur résultant des indications brutes des pyromètres, soit ceux résultant de la méthode de calcul qui vient d'être indiquée.

L'examen de cette figure montre notamment que pour les faibles crans de marche et les faibles puissances correspondant à des degrés de surchauffe relativement faibles, l'inclinaison de la courbe de détente réelle par rapport à l'adiabatique est très importante, ce qui conduit à admettre l'existence d'une faible chute de chaleur dans la machine ; mais il n'y a là qu'une apparence car la température mesurée à l'échappement ne pouvant pratiquement pas être inférieure à 100°, il se trouve que malgré le titre inférieur à l'unité de la vapeur qui s'échappe, on mesure encore une température correspondant à de la vapeur sèche ou même légèrement surchauffée et le rendement qui en résulte est sous-estimé, *c'est ce qui explique en partie pourquoi les rapports $\frac{r_2}{r_3}$ ou $\frac{r_2}{r_4}$ croissent lorsque la puissance diminue, c'est-à-dire lorsque le degré de détente s'accroît.*

Le rendement calculé à l'aide des chutes de chaleur brutes *de détente* est sujet à une autre source d'erreurs car l'influence perturbatrice des phénomènes d'action de parois et des fuites qui théoriquement devrait être éliminée, ne l'est pas en fait *toujours à cause de l'inexactitude des températures mesurées à l'échappement.*

En effet l'état initial de la vapeur à l'admission HP est mesuré sans ambiguïté et indépendamment de tout phénomène ultérieur pouvant se passer dans la machine. Il peut donc être considéré comme réellement connu. Quant à l'état final moyen de la vapeur à l'échappement nous avons vu qu'il était pratiquement impossible de le déterminer expérimentalement, la température correspondant à l'état thermo-dynamique moyen de la vapeur à l'aval de la machine échappant aux mesures. Dès lors, si des phénomènes d'action de parois se produisent, il y a tendance à une diminution de la température enregistrée à l'échappement, la vapeur évacuée étant un mélange de vapeur sèche et de vapeur humide résultant de la révaporisation de l'eau condensée sur les parois, le rendement de la machine semble donc accru.

L'erreur entraînée par ce phénomène peut dans certains cas être importante, puisqu'elle tend à rapprocher de 100° la température à l'échappement. *Les phénomènes d'action de parois ont donc tendance à majorer le rendement thermique calculé par la chute de chaleur déterminée à l'aide des pyromètres placés dans le flux d'échappement.* Ils viennent ainsi atténuer la sous-estimation de ce rendement due aux températures trop élevées enregistrées par ces pyromètres.

Les phénomènes d'action de parois conduisent par ailleurs à surestimer la valeur r_2 du rendement thermique déduit du poids de vapeur apparente consommée par ch.h. indiqué surtout aux faibles puissances, comme le montrent les courbes $\frac{r_2}{r_3}$ ou $\frac{r_2}{r_4}$ de la figure 63 ; la revaporisation pendant la détente de l'eau condensée, non accusée par les diagrammes, relève en effet la courbe de détente par rapport à l'adiabatique, accroît par conséquent la surface du diagramme et la valeur du rendement r_2 qui en est déduite.

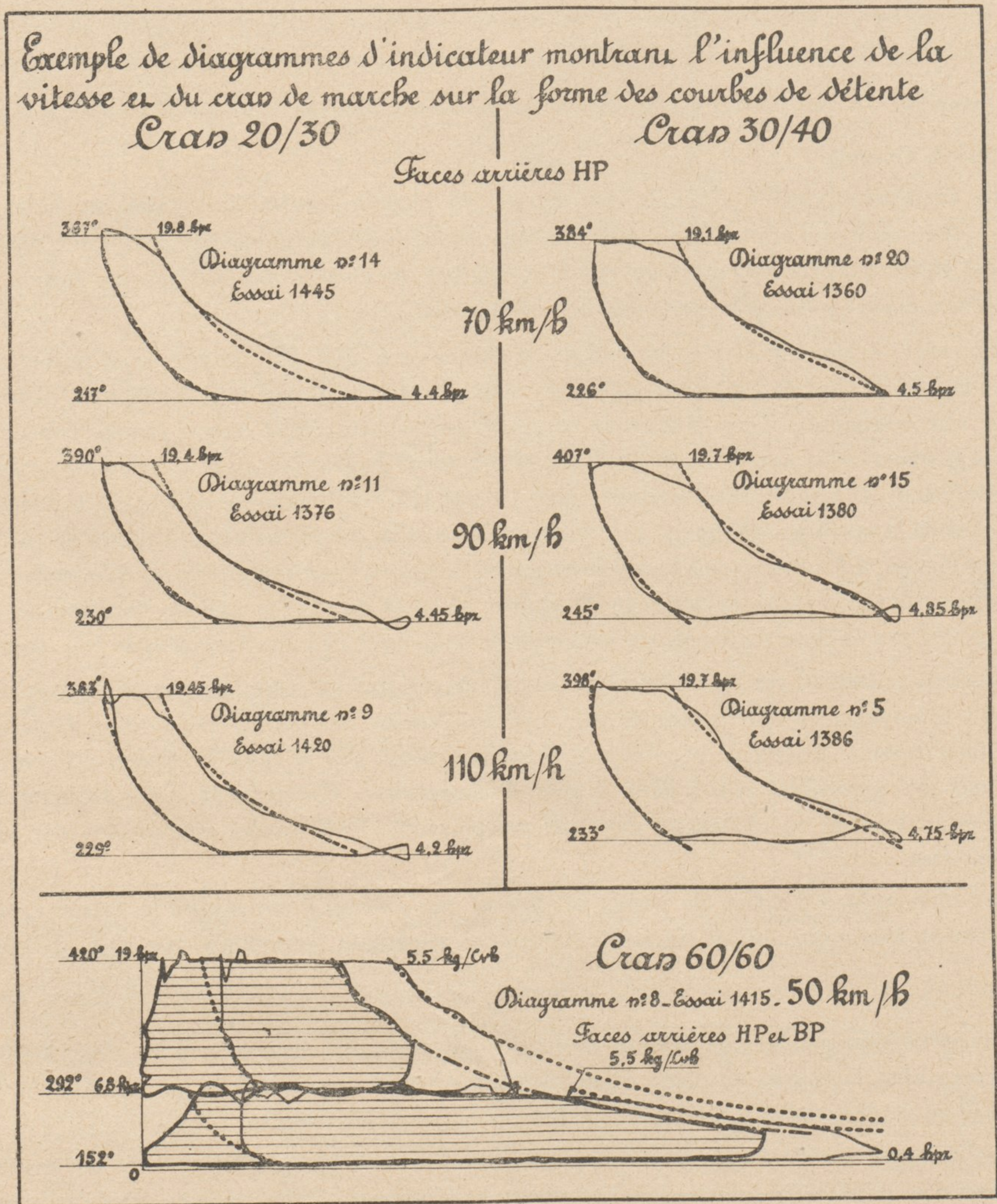
Ces diverses considérations montrent qu'aucune des méthodes expérimentales envisagées ci-dessus ne permet de déterminer exactement le rendement d'une machine mais que c'est

en rapprochant les chiffres obtenus avec ces différentes méthodes que l'on peut espérer trouver dans les discordances mêmes constatées les indices capables de conduire à une explication exacte des phénomènes réels dont les machines à vapeur, fussent-elles à haute surchauffe, sont le siège.

k) *Influence des phénomènes d'action de parois et des fuites.* — Les diagrammes d'indicateur montrent qu'une revaporisation pendant la détente se produit avec une certaine intensité aux faibles crans de marche même dans les cylindres HP.

La figure 65 permet de se rendre compte de ce phénomène, la courbe réelle de détente se

Fig. 65.



trouvant au-dessus de l'adiabatique théorique. On peut voir que l'écart entre ces deux courbes est d'autant plus grand que la détente est plus forte et que la vitesse est plus faible. Cet écart devient négligeable à la vitesse de 110 km à l'heure.

Par contre, les courbes de compression sont dans tous les cas pratiquement confondues avec l'adiabatique, circonstance qui donne aux phénomènes constatés pendant la détente une valeur particulière point sur lequel nous avons déjà attiré l'attention.

Bien que les degrés de surchauffe utilisés soient relativement élevés, ils ne suffisent donc pas à supprimer les effets de parois, lorsque le degré de détente est élevé et la vitesse faible.

Lorsque le cran de marche augmente, les phénomènes de revaporisation décelés par les diagrammes tendent à s'atténuer.

Aux très fortes admissions et même aux faibles vitesses, ces phénomènes ne sont accusés ni par les diagrammes HP, ni par les diagrammes BP. C'est ce que montre le diagramme totalisé transformé par la méthode de O. Reynolds, placé au bas de la figure 65. On voit, en effet, dans ce cas particulier, que la courbe de détente réelle est pratiquement confondue avec l'adiabatique. On ne saurait en déduire toutefois que les phénomènes d'action de parois sont dans ce cas entièrement éliminés. Si la revaporisation se trouve pratiquement supprimée, pendant la détente, elle peut néanmoins subsister pendant les périodes d'avance à l'échappement et d'échappement, ce que ne révèlent pas les diagrammes.

L'écart que l'on constate encore dans ce dernier cas, entre la consommation de vapeur réelle et la consommation de vapeur apparente, paraît toutefois beaucoup trop important pour être expliqué par l'effet ainsi atténué des phénomènes d'action de parois. Il semble évident que d'autres causes interviennent pour majorer la consommation de vapeur. Nous avons pensé que, parmi ces causes, *l'une des plus importantes devait être les fuites de vapeur à travers les organes distributeurs et moteurs de la machine.*

Afin de rechercher le rôle que peuvent ainsi jouer les fuites de vapeur dans la consommation des machines, nous avons essayé de déterminer sur la locomotive 4701 la valeur des « *coefficients de débit* » relatifs aux fuites pouvant se produire, soit à travers les soupapes de distribution, soit à travers les segments de pistons. Comme les chiffres de Reynolds, relatifs à la vapeur saturée utilisée pendant l'essai au point fixe et ceux relatifs à la vapeur surchauffée utilisée dans la marche normale de la locomotive ont, les uns et les autres, *des valeurs suffisamment grandes pour que le coefficient de débit soit indépendant de ces chiffres de Reynolds, on se trouve dans les deux cas de l'essai au point fixe à vapeur saturée et du fonctionnement réel à vapeur surchauffée, dans le domaine dit « invariable » où le coefficient de débit devient indépendant de la viscosité, de la densité et de la vitesse du fluide.*

Les coefficients de débit, relatifs aux fuites ayant été ainsi déterminés, nous avons calculé à l'aide de la formule des pertes de charge, pertes qui sont proportionnelles à la racine carrée des chutes de chaleur, les quantités de vapeur perdues par fuites à travers chaque organe distributeur et moteur pour chaque cran de marche et pour chaque vitesse. On a tenu compte en même temps du fait que la vapeur ayant fuit à travers les organes distributeurs ou moteurs n'est pas toujours entièrement perdue, soit qu'elle travaille pendant la détente ou qu'elle travaille dans les cylindres BP.

Finalement, en rapportant la quantité de vapeur ainsi perdue par fuites au travail développé exprimé en $ch.h$ indiqués, nous avons pu dresser le tableau suivant que nous donnons à simple

titre d'indication, la méthode expérimentale utilisée et la méthode de calcul employée ne pouvant, pour le moment, être considérées comme exactes qu'en première approximation.

VITESSE.....km/h	50			70			90			110		
Crans de marche {	HP...%	20	45	65	20	45	55	20	45	50	20	40
	BP...%	35	45	65	30	45	55	30	45	50	30	50
Perte totale par fuite par ch.h indiqué.....kg	1,54	1,04	0,87	1,03	0,769	0,644	0,85	0,594	0,568	0,64	0,537	
Rapport de la perte HP à la perte totale.....	0,68	0,615	0,60	0,58	0,59	0,585	0,56	0,60	0,635	0,645	0,71	
Rapport de la perte BP à la perte totale.....	0,32	0,385	0,40	0,42	0,41	0,415	0,44	0,40	0,365	0,355	0,29	
Moyenne de la consommation réelle par ch.h indiqué.....kg	7,70	6,10	6,75	5,80	5,80	6,20	4,90	5,50	5,65	4,60	5,25	
Consommation par ch.h indiqué fuites déduites..kg	6,16	5,06	5,88	4,77	5,031	5,556	4,05	4,906	5,082	3,96	4,713	
Moyenne des consommations de vapeur apparentes par ch.h indiqué.....kg	4,80	4,30	5,50	4,15	4,55	5,00	4,20	4,80	4,95	4,30	4,90	
Différence entre la consommation de vapeur apparente et la consommation de vapeur réelle, fuites déduites attribuables aux pertes par effets de parois.....kg	1,36	0,76	0,38	0,62	0,481	0,556	-0,15	0,106	0,032	-0,340	-0,213	

Ce tableau présente un certain intérêt, car il montre que les fuites ainsi calculées expliquent, *au moins en partie*, les différences constatées entre les consommations de vapeur réelles et les consommations de vapeur apparentes.

Les chiffres de la dernière ligne expriment la différence existant entre la consommation de vapeur réelle et la consommation apparente, *différence imputable aux phénomènes d'action de parois et l'on voit apparaître, d'une manière particulièrement nette, comment ces différences varient à la fois en fonction de la vitesse et du cran de marche*. C'est ainsi qu'à 50 km/h, c'est-à-dire à faible vitesse, les phénomènes d'action de parois sont très sensibles aux crans de marche faibles de 20 % HP, 35 % BP où la consommation de vapeur totale par ch.h indiqué atteint 7,70 kg, dont 1,54 kg, sont attribuables aux fuites et 1,36 kg aux phénomènes d'action de parois. A la même vitesse de 50 km à l'heure et aux crans de marche plus forts 45 % HP, 45 % BP, la consommation totale atteint 6,1 kg par ch.h indiqué, dont 1,04 kg dus aux fuites et 0,76 kg dus aux phénomènes d'action de parois. Enfin, à 65 % d'admission HP et 65 % d'admission BP, les phénomènes d'action de parois subsistent encore, la consommation totale par ch.h indiqué atteignant 6,75 l dont 0,87 kg attribuable aux fuites et 0,38 kg aux phénomènes d'action de parois.

A la vitesse plus élevée de 70 km/h, l'influence des phénomènes d'action de parois tend à diminuer. C'est ainsi qu'aux admissions de 20 % HP, 30 % BP, pour une consommation totale par ch.h indiqué de 5,8 kg, 1,03 kg proviennent des fuites et 0,62 kg des phénomènes d'action de parois.

Aux admissions 45 % HP, 45 % BP, pour une même consommation totale de 5,8 kg par ch.h indiqué, la perte attribuable aux fuites est de 0,769 kg et celle attribuable aux phénomènes

d'action de parois 0,48 kg. Aux admissions plus fortes de 55 % HP et 55 % BP, pour une consommation totale de 6,2 kg par ch.h indiqué, la perte par action de parois s'élèverait à 0,556 kg pour une perte par fuites de 0,644 kg.

A la vitesse de 90 km à l'heure, les pertes par action de parois deviennent relativement faibles, elles ne sont plus que de 0,15 kg par ch.h indiqué aux admissions 20 % HP, 30 % BP, 0,106 kg aux admissions 45 % HP, 45 % BP, et 0,032 kg aux admissions 50 % HP, 50 % BP les pertes correspondantes dues aux fuites atteignant respectivement : 0,85 kg, 0,594 kg, 0,568 kg par ch.h indiqué.

Enfin, à la vitesse de 110 km à l'heure, les pertes par action de parois résultant des calculs ci-dessus deviennent négatives, soit de — 0,340 kg par ch.h indiqué aux admissions 20 % HP, 30 % BP et — 0,213 kg par ch.h indiqué aux admissions de 40 % HP / 50 % BP, les pertes par fuites correspondantes étant respectivement de 0,64 kg et 0,537 kg. Ces chiffres négatifs montrent que l'importance attribuée aux fuites est sans doute un peu exagérée, les pertes dues aux phénomènes d'action de parois pouvant évidemment tout au plus être nulles. Les valeurs précédentes, trouvées pour les pertes dues aux phénomènes d'action de parois seraient donc approchées par excès de l'ordre de 0,25 kg à 0,30 kg par ch.h indiqué.

De toutes façons, il résulte de ce premier examen que les fuites et les phénomènes d'action de parois — même dans le cas des locomotives à très haute surchauffe (400°) — restent probablement les causes principales de l'écart constaté entre les consommations de vapeur réelle et les consommations théoriques.

Pour résumer, nous donnons figure 66, en fonction de la vitesse et des crans de marche, des courbes qui permettent de se rendre compte des valeurs relatives prises par les fuites et les condensations telles qu'elles résultent de l'étude sommaire que nous venons d'exposer. Ces courbes mettent en évidence d'une façon particulièrement nette les lois générales auxquelles obéissent les condensations et les fuites : *le facteur vitesse apparaît comme éminemment favorable, il en est de même, quoique à un degré moindre, de la durée de l'admission.*

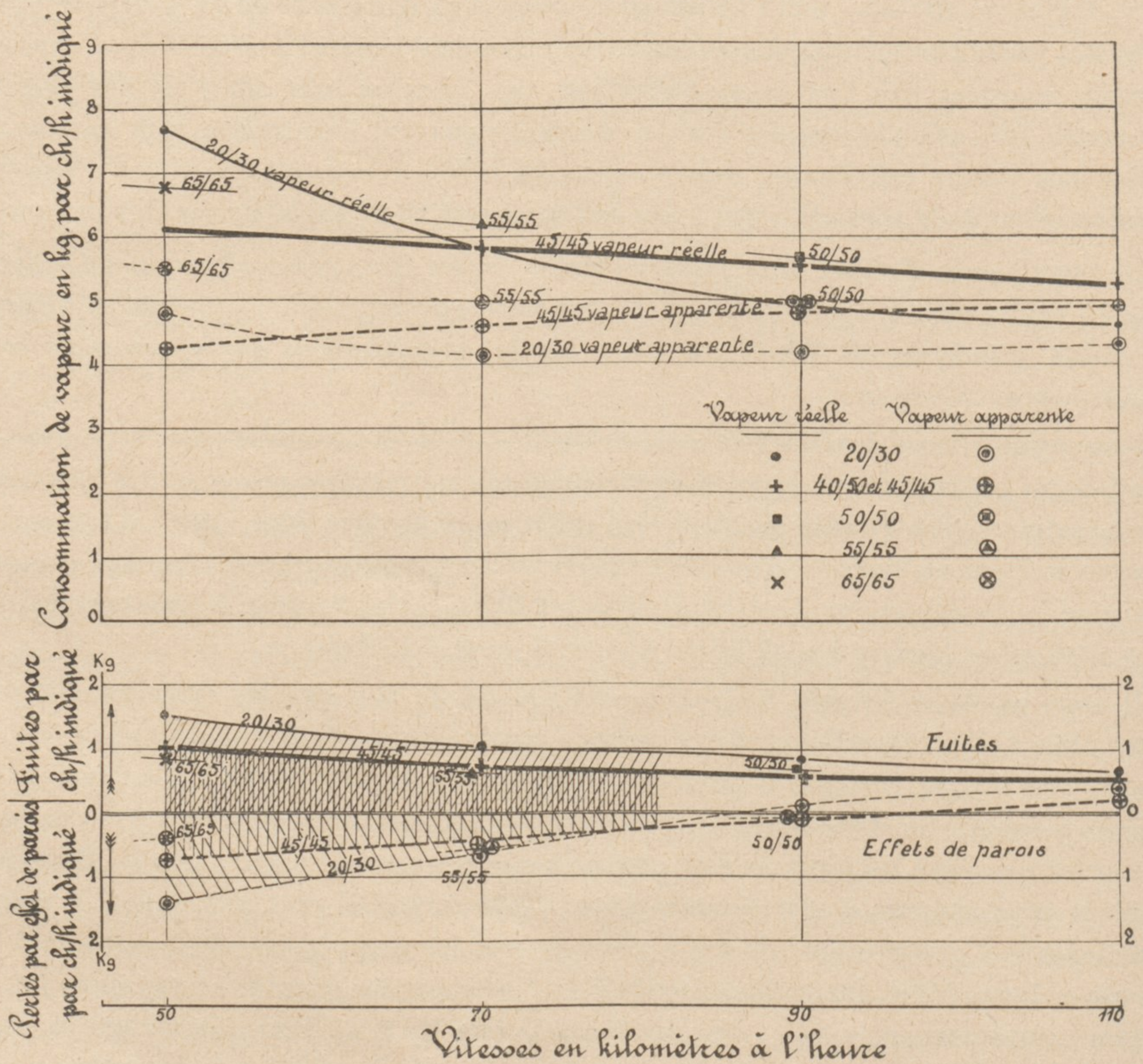
Il nous paraît intéressant d'attirer l'attention sur le fait que les cylindres BP de la locomotive 4701 ont fonctionné, dans un grand nombre de cas, dans les conditions mêmes des essais effectués par Hirn sur la machine expérimentale du Logelbach. Dans l'analyse qu'a faite ce savant du fonctionnement de cette machine dans sa théorie mécanique de la chaleur ⁽¹⁾, il conclut que dans les conditions de marche considérées et après avoir pris les dispositions voulues pour supprimer momentanément toute perturbation due aux fuites, la machine fonctionnant à une pression de 4 hpz environ avec une température de la vapeur de 331° correspondant à 87° de surchauffe effective, il se condensait une quantité de vapeur de 6 1/2 % environ correspondant à une perte relative à l'ordre de 8 %. Hirn pensait que la vapeur surchauffée venant au contact des parois froides du cylindre dont la température mesurée expérimentalement n'était, malgré la surchauffe, que de l'ordre de 145°, c'est-à-dire sensiblement égale à celle de la vapeur saturée à la pression de 4 hpz, se condensait partiellement au contact de ces parois tandis que la vapeur située au centre du cylindre restait à l'état surchauffé. L'exactitude de cette explication semble en effet être des plus probables et les

⁽¹⁾ Exposition analytique expérimentale « La Théorie mécanique de la chaleur », par G. A. Hirn, 3^e édition, Tome second. Paris 1876.

faits constatés sur la locomotive 4701 nous permettent même de penser que ces phénomènes trouvés par Hirn, pour un degré de surchauffe de 87°, subsistent encore aux faibles vitesses et aux grandes détente, même aux cylindres HP des locomotives compound avec des degrés de surchauffe effectifs de 185° soit deux fois plus élevés.

La machine du Logelbach fonctionnait à une admission de 25 % et à une vitesse d'environ 40 tours par minute, c'est-à-dire à un cran de marche analogue à celui pour lequel les phénomènes de révaporisation, pendant la détente, ont été constatés sur les cylindres HP de la

Fig. 66. — ÉTUDE DE L'INFLUENCE DES FUITES DE VAPEUR ET DES PHÉNOMÈNES D'ACTION DE PAROIS EN FONCTION DE LA VITESSE ET DU CRAN DE MARCHÉ DANS L'ACCROISSEMENT DES CONSOMMATIONS DE VAPEUR PAR CH. HEURE INDIQUÉ.



locomotive 4701 (20 % HP). Toutefois la machine du Logelbach fonctionnait à une vitesse beaucoup plus faible que la locomotive 4701 dont le moteur tournait à 140 tours/mn environ à 50 km/h. Comme l'intensité des phénomènes d'action de parois croît lorsque le nombre de tours diminue, la machine 4701 se trouvait donc à ce point de vue dans des conditions plus favorables que la machine du Logelbach.

Par contre le refroidissement extérieur des cylindres de cette dernière machine qui fonctionnait au point fixe n'avait rien de comparable à celui qui se produit sur une locomotive en ligne et

comme l'a montré M. J. Nadal dans l'étude magistrale qu'il a faite de l'influence des phénomènes d'action de parois sur la consommation des machines à vapeur ⁽¹⁾, *cette différence dans les conditions de marche vient modifier profondément le fonctionnement des machines en intensifiant l'effet néfaste des parois dans le cas des locomotives.*

Ce n'est qu'au banc d'essais que l'on pourrait en toute certitude comparer à ce point de vue les résultats obtenus avec les locomotives et les machines fixes mais on se placerait alors pour les locomotives dans des conditions toutes différentes de celles pour lesquelles elles ont été établies.

1) *Rendement organique du moteur de la locomotive.* — Les essais effectués avec la locomotive 4701 nous ont permis de déterminer avec une certaine approximation le rendement organique du moteur de cette locomotive c'est-à-dire la valeur du rapport entre la puissance développée à la jante des roues motrices et la puissance développée dans les cylindres.

A cet effet, nous avons déterminé la résistance à l'avancement de la machine en la remorquant à vitesse constante, by-pass ouvert, de manière à supprimer l'effort de retenue dû à l'effet de dash-pot produit par le mouvement des pistons dans les cylindres.

Des prises de diagrammes effectuées simultanément ont d'ailleurs permis de constater que dans ces conditions aucun travail négatif ne s'était produit dans les cylindres. On peut donc admettre que l'on mesurait ainsi, aux frottements près du mécanisme tournant à vide, la résistance au roulement de la locomotive considérée comme véhicule.

Si l'on appelle :

E_u l'effort de traction développé au crochet du tender,

E_r l'effort nécessaire pour remorquer la locomotive roulant ainsi comme véhicule,

E_i l'effort développé dans les cylindres de la locomotive, le rapport $\frac{E_u + E_r}{E_i}$

est égal au *rendement organique* cherché.

La figure 67 donne pour différents crans de marche et pour différentes vitesses les valeurs de ce rendement en fonction de l'effort développé dans les cylindres.

On voit que le facteur dominant qui influe sur la valeur de ce rendement est l'effort développé c'est-à-dire le degré d'utilisation de la puissance de la machine.

Le rendement organique croît ainsi au fur et à mesure que l'effort développé augmente et il tend vers zéro lorsque l'on se rapproche de la marche à vide, cas général de toutes les machines.

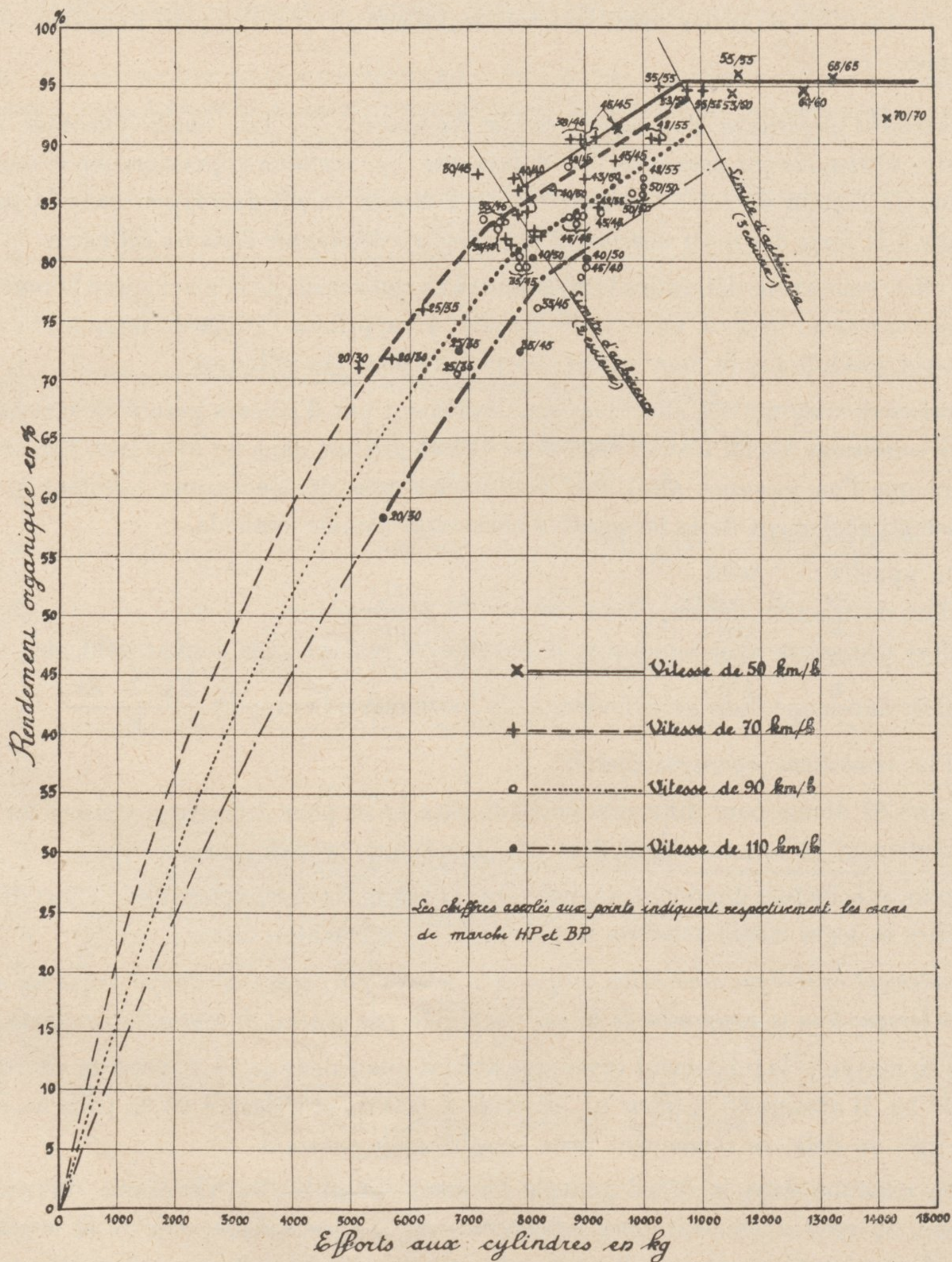
Ainsi en moyenne le rendement organique atteint une valeur de 70 % pour un effort indiqué de 6 000 kg. Il atteint 85 % pour un effort de 8 500 kg et s'élève à 95 % pour un effort de 11 000 kg ; au delà, ce rendement reste sensiblement constant.

Si l'on examine dans le détail à quelle loi semblent obéir les variations du rendement organique, on croit apercevoir deux influences : *une influence défavorable de la vitesse et une certaine discontinuité pour une vitesse donnée dans la croissance de ce rendement avec l'effort, discontinuité vraisemblablement due à l'intervention d'une partie ou de la totalité des essieux moteurs dans la transmission de l'effort de traction au rail.*

(1) Voir Nos de Mai-Juin 1899 et Février-Mars 1900 de la *Revue de Mécanique*.

En ce qui concerne l'influence de la vitesse on voit que le rendement organique est plus faible à 110 km/h qu'à 90 km/h et qu'à 70 km/h ; ainsi pour un effort indiqué de 6 000 kg ce rendement semble être de 62 % à 110 km/h, 68 % à 90 km/h et 75 % à 70 km/h. Pour un effort de 9 t il semble être de 81 % à 110 km/h, 85 % à 90 km/h, 88, % à 70 km/h et 90 % à 50 km/h.

Fig. 67. — RENDEMENT ORGANIQUE DU MOTEUR DE LA LOCOMOTIVE 4701.



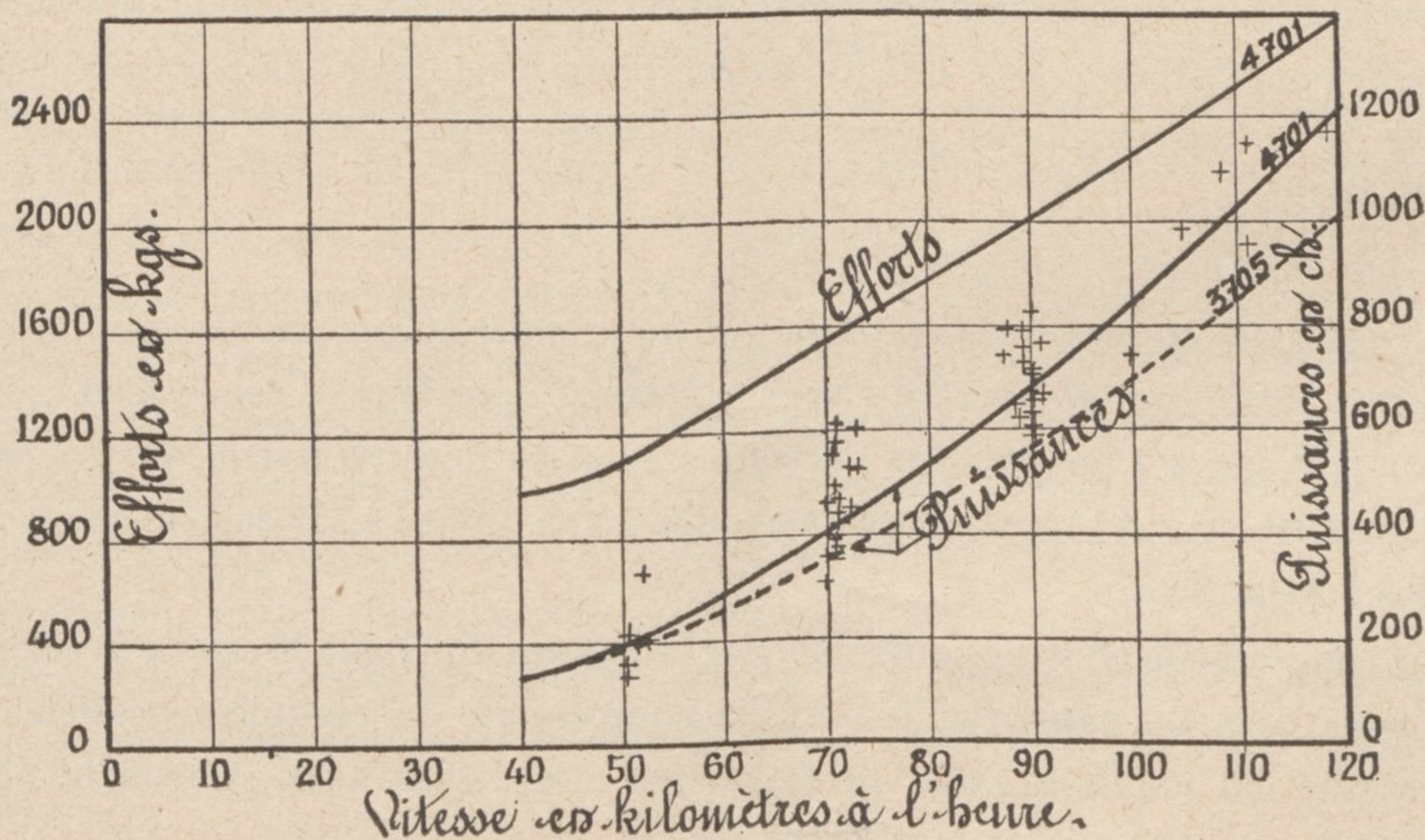
Si l'on trace, comme l'indique la figure, les courbes moyennes de rendement pour chacune des vitesses considérées, il semble que l'on obtienne non pas des lignes continues mais des lignes polygonales présentant deux sommets : le premier sommet correspond pour la vitesse de 50 km/h par exemple à un effort aux cylindres de l'ordre de 7,8 t. et le second à un effort de l'ordre de 10,5 t.

Rapporté aux efforts de traction à la jante des roues motrices, le rendement moyen étant de l'ordre de 85 % pour l'effort de 7,8 t et de 95 % pour l'effort de 10,5 t correspond à des valeurs de l'ordre de 6,6 t pour le premier sommet et de 10,0 t pour le second. Or, l'effort de 6,600 t correspond, pour un coefficient d'adhérence très admissible de $\frac{1}{5,75}$ à un poids adhérent de 38,0 t sensiblement égal au poids adhérent total des essieux HP et BP de la locomotive. Quant à l'effort de 10,5 t, il correspond, pour le même coefficient d'adhérence, de $\frac{1}{5,75}$ à un poids sur les essieux moteurs de 57,4 t correspondant sensiblement aussi au poids adhérent des trois premiers essieux couplés de la locomotive. Cette coïncidence nous conduit à penser que les deux discontinuités trouvées dans la courbe du rendement organique concordent avec les interventions successives des troisième et quatrième essieux couplés dans la transmission de l'effort de la locomotive au rail. Le fait ainsi constaté, moins net pour l'intervention du troisième essieu semble, au contraire, l'être tout à fait pour l'intervention du quatrième, la courbe du rendement organique restant à peu près constante et correspondant à un chiffre de 95 % au-delà d'un effort aux cylindres de 11,0 t nécessitant l'adhérence des quatre essieux couplés.

III. — Etude de l'ensemble de la locomotive.

1^o RÉSISTANCE A L'AVANCEMENT DE LA LOCOMOTIVE A RÉGULATEUR OUVERT. — En faisant la différence entre la puissance développée dans les cylindres et la puissance correspondante développée en palier et à vitesse constante au crochet du tender, on déduit la puissance absorbée par la locomotive pour sa propre remorque.

Fig. 68. — RÉSISTANCE A L'AVANCEMENT A RÉGULATEUR OUVERT.



Les courbes de la figure 68 rendent compte des résultats obtenus. On voit qu'en moyenne la puissance absorbée par la locomotive est de l'ordre de 200 ch à 50 km/h, de 400 ch à 70 km/h, de 700 ch à 90 km/h, de 1 000 à 110 km/h et de 1 200 à 120 km/h, les efforts résistants correspondants étant respectivement de 1 100, 1 550, 2 000, 2 500 et 2 800 kg.

Bien qu'une certaine dispersion ait été constatée dans la répartition des points expérimentaux, nous n'avons pas pu en déduire de loi nette au point de vue de l'influence que pouvait avoir sur la résistance à l'avancement de la locomotive, le cran de marche ou l'effort développé.

Si l'on compare ces résultats à ceux obtenus avec les locomotives Pacific du type 3 700, on voit que ces locomotives présentent une résistance égale à celle des 4 700 à 50 km/h, inférieure d'environ 100 ch à 90 km/h et de 200 ch à 120 km/h. On sera tenté de trouver une explication à ces différences dans l'accouplement d'un quatrième essieu. Mais nous pensons plutôt qu'elles proviennent surtout du diamètre des roues motrices plus faible sur les 4 700 (1,85 m) que pour les 3 700 (1,95 m).

Les conséquences de l'accouplement d'un quatrième essieu ne sont en effet pas évidentes et l'on verra plus loin, *qu'à régulateur fermé*, la locomotive 4 700 n'a pas présenté de résistance plus grande à l'avancement que la locomotive 4 500 montée sur des roues motrices de même diamètre. On en déduira logiquement que lorsque le train de bielles ne transmet pas d'effort moteur — cas de la marche à régulateur fermé — il ne crée pas de résistance supplémentaire à l'avancement de la locomotive. Dès lors, si le coefficient d'adhérence est suffisant et si l'effort de traction développé par la locomotive ne nécessite pas l'intervention de tous les essieux accouplés, on peut penser que ceux de ces essieux auxquels il n'est pas transmis d'effort *tournent à vide*, et par conséquent ne provoquent pas de résistance supplémentaire. Dans cette hypothèse, la résistance à l'avancement devrait croître d'une manière discontinue au fur et à mesure que l'effort de traction développé nécessite l'intervention de deux, trois ou quatre essieux moteurs.

Comme aux vitesses de 70, 90 et 110 km à l'heure, l'adhérence de quatre essieux est rarement nécessaire, c'est à la vitesse de 50 km/h, lorsqu'on développe de très grands efforts de traction, que ce phénomène peut apparaître avec le plus de netteté.

Aussi verra-t-on une confirmation de cette hypothèse dans les résultats obtenus à 50 km/h aux crans de marche élevés où le poids adhérent de trois essieux (57,300 t) devenait insuffisant avec un coefficient d'adhérence de 1/5,75 environ pour développer à la jante des roues motrices un effort de 10 t correspondant pour un rendement organique de 0,95 à un effort aux cylindres de 10,500 t.

C'est ce que nous avons expliqué plus haut.

Ceci rend naturel certaines constatations, qui, au premier abord, ont pu sembler paradoxales. C'est ainsi que lorsqu'on est passé du type « Atlantic » au type « Ten-Wheel », machines ne différant souvent entre elles que par l'accouplement du dernier essieu, on n'a pas constaté, même aux grandes vitesses, que la résistance des « Ten Wheel » fût sensiblement plus grande que celle des « Atlantic ».

Des essais comparatifs effectués autrefois par le Réseau du Great Western avec des machines identiques sous tous les rapports, à part l'accouplement du cinquième essieu, montrèrent que la vitesse de 144 km/h en pente de 4 mm par mètre était aussi facilement obtenue avec les « Ten Wheel » qu'avec les « Atlantic » (1).

D'autres essais effectués par certains réseaux en découplant le dernier essieu des « Ten Wheel » permirent de faire les mêmes constatations.

(1) Voir Demoulin : La locomotive actuelle, Paris 1906.

Une étude au Laboratoire permettrait sans doute d'aboutir à des conclusions plus précises en cherchant à mesurer la puissance effectivement transmise à chacun des essieux couplés.

Un examen plus approfondi de la question serait toutefois nécessaire car il n'est pas évident, à priori, que l'accouplement doive se comporter, sans précautions spéciales prises à cet effet, de la même façon au banc d'essais qu'en ligne. En effet, en ligne, la locomotive se déplace sur des rails rigides dans le sens longitudinal et si un essieu accouplé ne transmet pas d'effort parce que l'adhérence des essieux qui le précèdent n'a pas été dépassée, il roule à peu près comme le ferait un essieu porteur, en supposant, bien entendu, que les bielles aient été correctement montées.

Au banc d'essais, au contraire, chaque roue motrice prend appui sur un rouleau solidaire d'un frein. Comme la résistance opposée à la rotation du frein est une fonction de la vitesse, il suffit qu'un essieu en connexion avec lui se mette à tourner pour qu'un couple résistant vienne s'opposer à sa rotation ; dès lors, les bielles d'accouplement entrent en jeu pour vaincre cet effort. C'est précisément ce qui n'a pas lieu en ligne où un essieu peut, tout en roulant à une vitesse déterminée, ne transmettre aucun effort tangentiel aux rails si l'adhérence des essieux qui le précèdent n'a pas été dépassée.

Au banc d'essais, on oblige donc l'accouplement à travailler dans tous les cas, ce qui détruit la similitude entre les phénomènes réels de la ligne et les phénomènes qui se passent au banc.

Pour opérer dans des conditions identiques, il serait nécessaire de disposer de freins permettant, à toutes les vitesses, de faire travailler à un taux voisin de celui permis par la limite d'adhérence, d'abord les essieux moteurs, ensuite et successivement chacun des essieux accouplés.

Ces considérations montrent la difficulté du problème qui se pose, mais c'est en cherchant à le résoudre, et en multipliant les expériences, qu'on arrivera peut-être à découvrir les lois qui régissent le fonctionnement des bielles d'accouplement des locomotives.

2^o RÉSISTANCE A L'AVANCEMENT A RÉGULATEUR FERMÉ AVEC ET SANS BY-PASS. — COMPARAISON AVEC LA LOCOMOTIVE 4583. — L'étude de la résistance à régulateur fermé de la locomotive 4701 a été faite en remorquant cette locomotive à des vitesses comprises entre 60 et 125 km/h, d'une part, en mettant le by-pass en action, d'autre part, en mettant les marches près du fond de course aux crans 65 % HP et 65 % BP, en ouvrant en grand l'injection de vapeur dans la colonne d'échappement et en décoiçant, suivant l'usage au P.-O., le démarreur BP, sans toutefois créer de pression sensible au réservoir intermédiaire.

Des essais analogues ont été répétés avec la locomotive 4583 qui ne possède pas de by-pass mais est munie de soupapes de rentrée d'air aux cylindres HP et BP.

La figure 69 rend compte des résultats obtenus.

Elle montre que les courbes de résistance à l'avancement à régulateur fermé des locomotives 4701 et 4583 ont été presque rigoureusement les mêmes pour les marches en compound aux crans 65 % HP et 65 % BP.

C'est ainsi que la résistance à l'avancement, sans by-pass, de ces deux machines, a été trouvée égale à 300 ch à 60 km/h, à 470 ch à 80 km/h, à 670 ch à 100 km/h et à 890 ch à 120 km/h. Avec by-pass, la résistance à l'avancement de la 4701 n'était plus que de 100 ch à 60 km/h, 190 ch à 80 km/h, 310 ch à 100 km/h et 460 ch à 120 km/h.

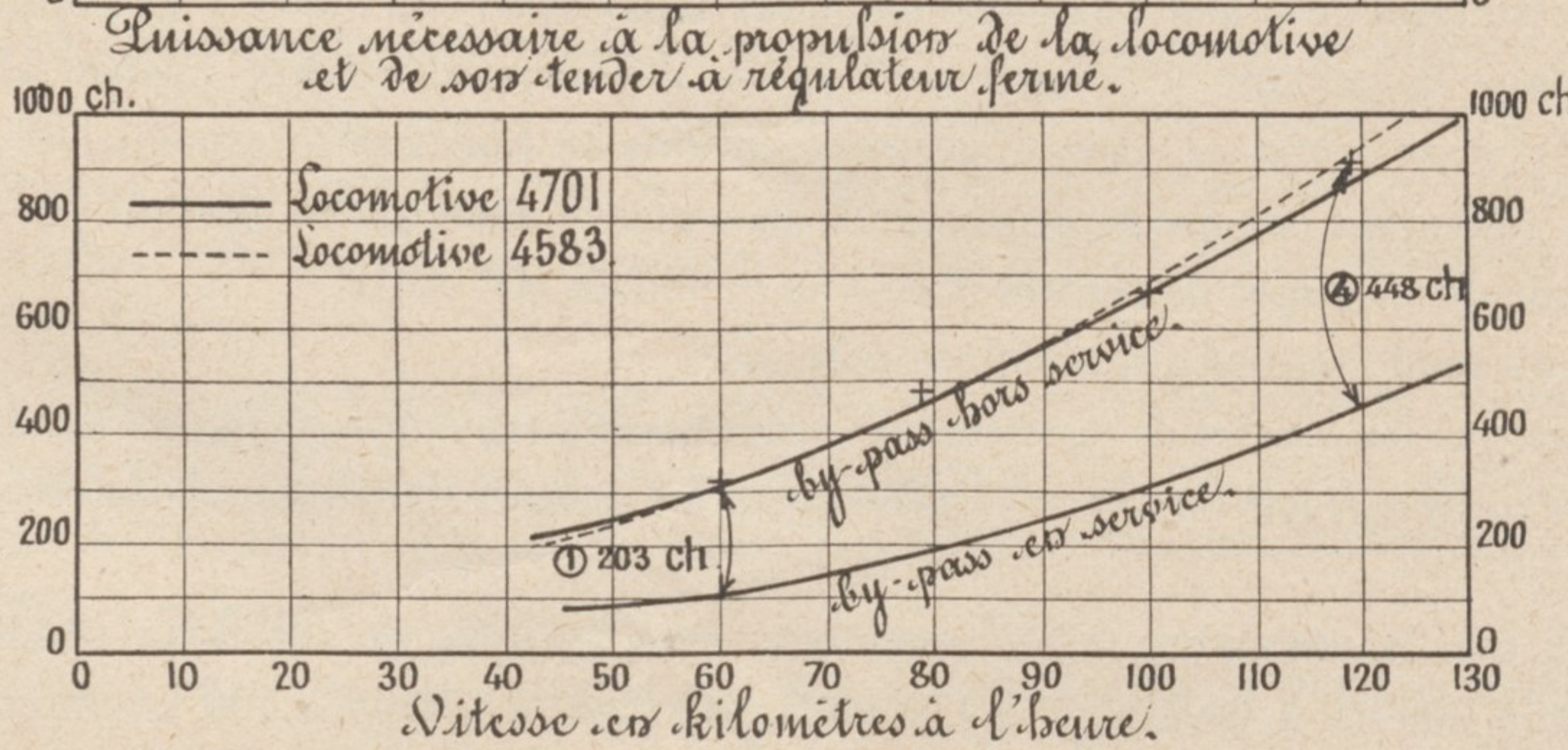
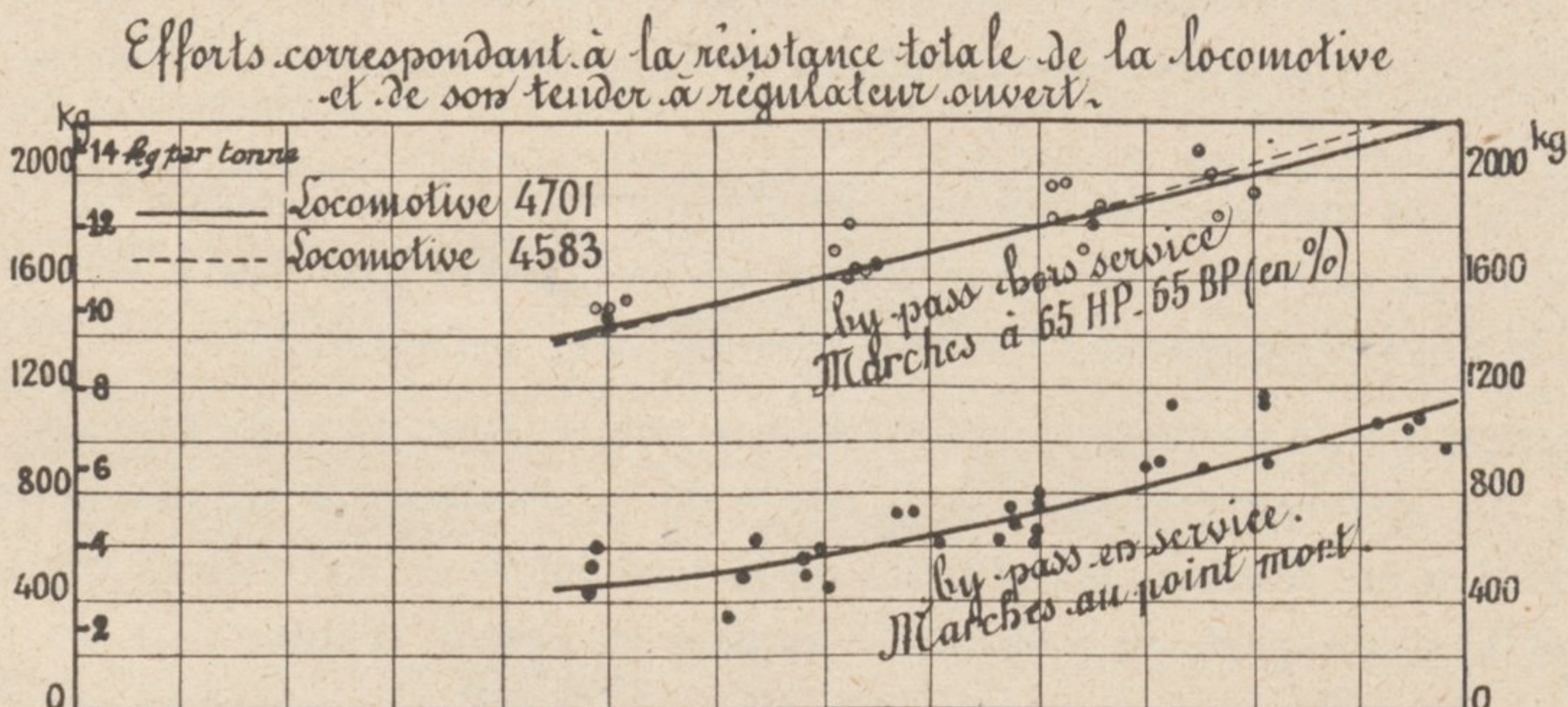
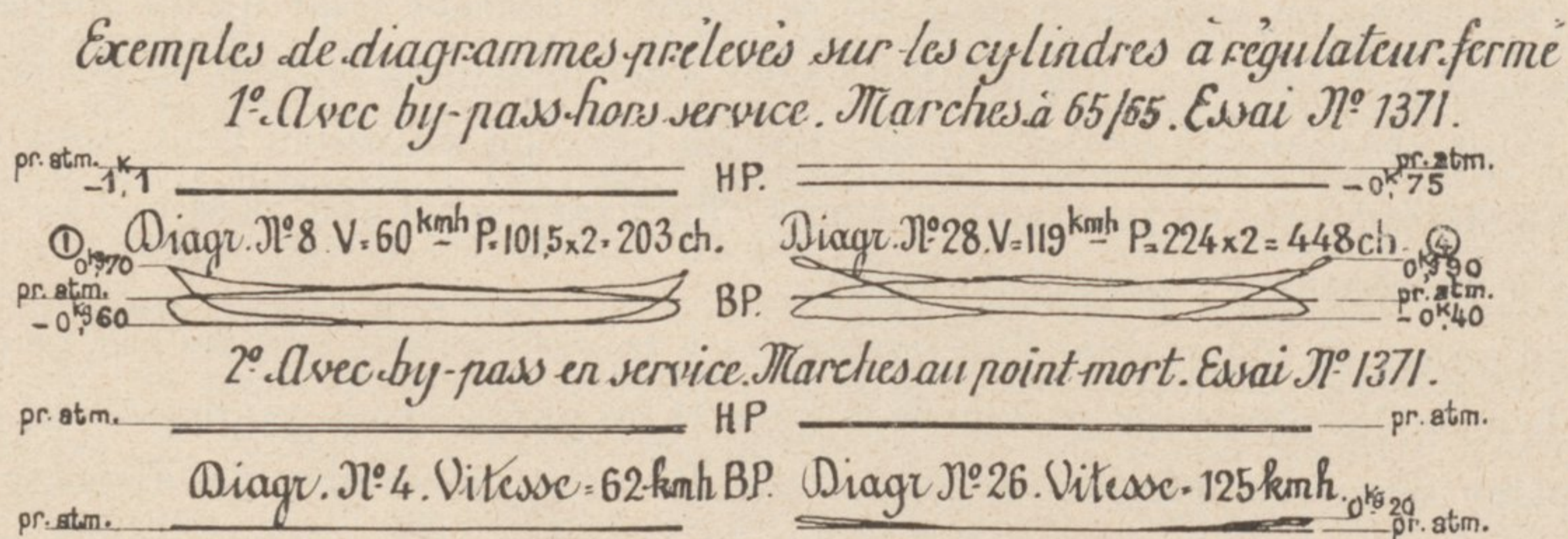
La différence trouvée entre la marche avec by-pass et la marche sans by-pass est donc considérable, ce qui prouve que la résistance à l'avancement d'une locomotive à vapeur

à régulateur fermé n'est due, pour la plus grande part, qu'aux effets de dash-pot qui résultent du mouvement des pistons dans les cylindres.

Les prises de diagrammes d'indicateur effectuées au cours de ces essais confirment précisément cette hypothèse.

La figure 69 donne ces diagrammes en exemple et l'on peut vérifier que la différence entre la résistance à l'avancement de la locomotive avec by-pass et sa résistance sans by-pass, est justement égale au travail négatif produit dans les cylindres par le mouvement des pistons, travail qui devient nul comme le montre également la figure lorsque le by-pass est en action.

Fig. 69. — RÉSISTANCE A L'AVANCEMENT A RÉGULATEUR FERMÉ AVEC OU SANS BY-PASS
COMPARAISON AVEC LA LOCOMOTIVE 4583



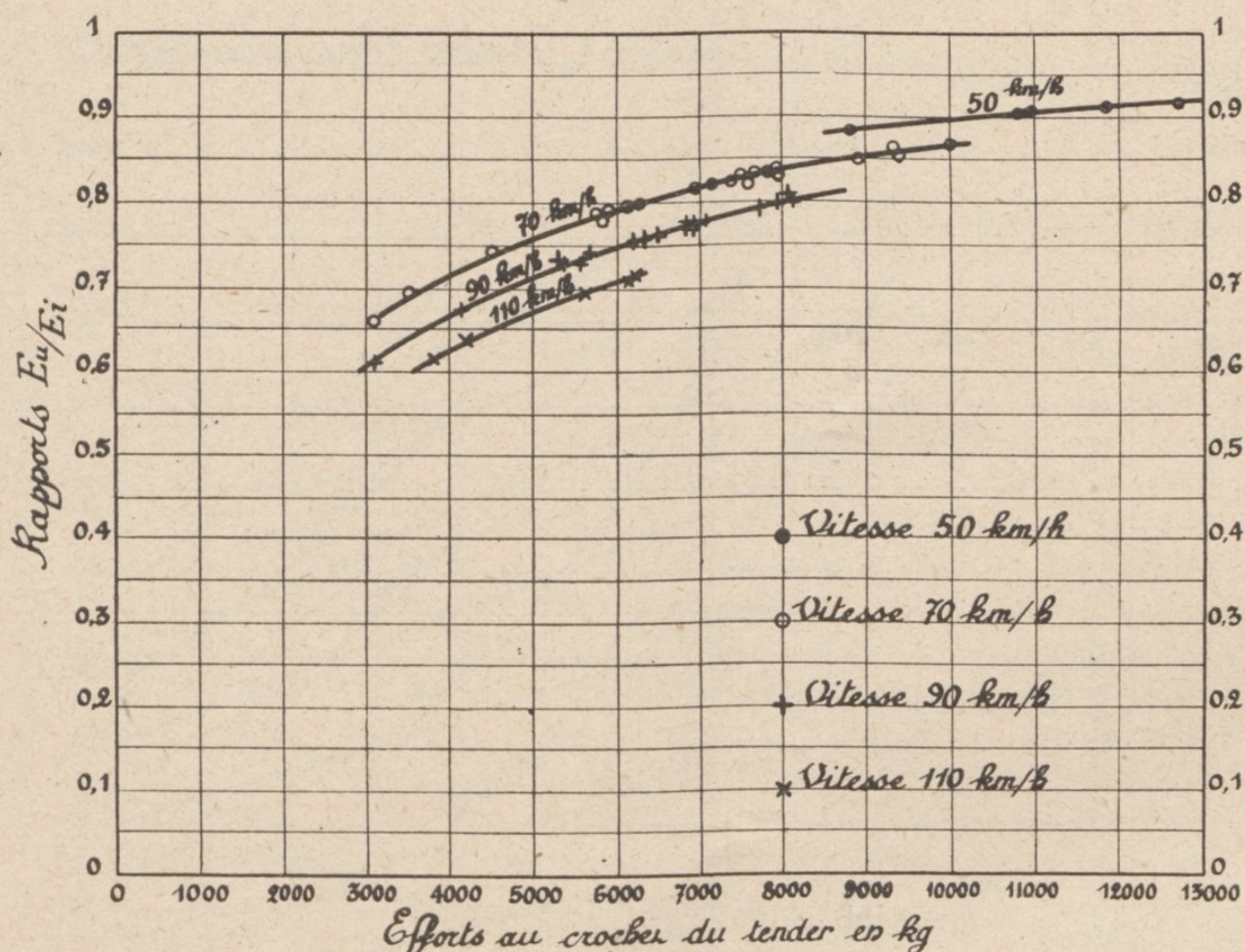
Ces diagrammes mettent aussi en évidence un fait curieux ; c'est que la locomotive fonctionnant en compound à régulateur fermé, seul, le cylindre BP donne lieu à un travail résistant, la pression dans le cylindre HP, bien que constamment négative, conservant une

valeur à peu près constante, aussi bien dans la course aller que dans la course retour du piston — phénomène qui semble devoir s'expliquer par la façon dont le transvasement s'effectue entre les cylindres HP et les cylindres BP.

Finalement, si l'on rapporte la résistance à l'avancement de la locomotive à régulateur fermé à son poids, on voit que cette résistance exprimée en kg par tonne égale sans by-pass à 9 kg environ à 60 km/h, à 11 kg à 80 km/h, à 11,5 kg à 100 km/h et à 13 kg à 120 km/h, n'est plus que de 3 kg à 60 km/h, 4 kg à 80 km/h, 5 kg à 100 km/h et 6,5 kg à 120 km/h, chiffres qui se rapprochent sensiblement de ceux trouvés pour les voitures et wagons. Par conséquent, la résistance à l'avancement d'une locomotive — son tender y compris — malgré la présence de son mécanisme et de ses bielles d'accouplement — tournant à vide il est vrai — à une résistance à l'avancement tout à fait normale et comparable à celle d'un véhicule ordinaire.

3^o ETUDE DU RAPPORT DE L'EFFORT DE TRACTION AU CROCHET DU TENDER A L'EFFORT INDIQUÉ. — Les courbes de la figure 70 indiquent comment varie le rapport entre l'effort E_u développé au crochet du tender et l'effort E_i développé dans les cylindres en fonction de l'effort E_u développé au crochet du tender pour chacune des vitesses de régime : 50, 70, 90 et

Fig. 70. — RAPPORT ENTRE L'EFFORT AU CROCHET ET L'EFFORT INDIQUÉ.



110 km à l'heure. Ce rapport décroît nécessairement lorsque l'effort au crochet diminue puisqu'il dépend directement du rendement organique du moteur de la locomotive étudié précédemment ; il diminue également lorsque la vitesse croît puisque la résistance opposée à l'avancement de la locomotive augmente avec sa vitesse.

La figure 70 montre ainsi que le rapport entre l'effort au crochet et l'effort indiqué varie de 0,89 à 0,92 à la vitesse de 50 km/h pour des efforts au crochet de 9 000 à 13 000 kg.

A 70 km/h, ce rapport varie de 0,65 à 0,87 pour des efforts au crochet de 3 000 à 10 000 kg.

A 90 km/h, il varie de 0,6 à 0,8 pour des efforts au crochet de 3 000 à 8 000 kg et à 110 km/h, de 0,62 à 0,72 pour des efforts au crochet compris entre 3 800 et 6 200 kg.

Ces chiffres sont valables, bien entendu, uniquement lorsque la locomotive circule en palier et à vitesse uniforme ; ils seraient profondément modifiés à des trains du service suivant le profil de la ligne et suivant la valeur des accélérations au démarrage.

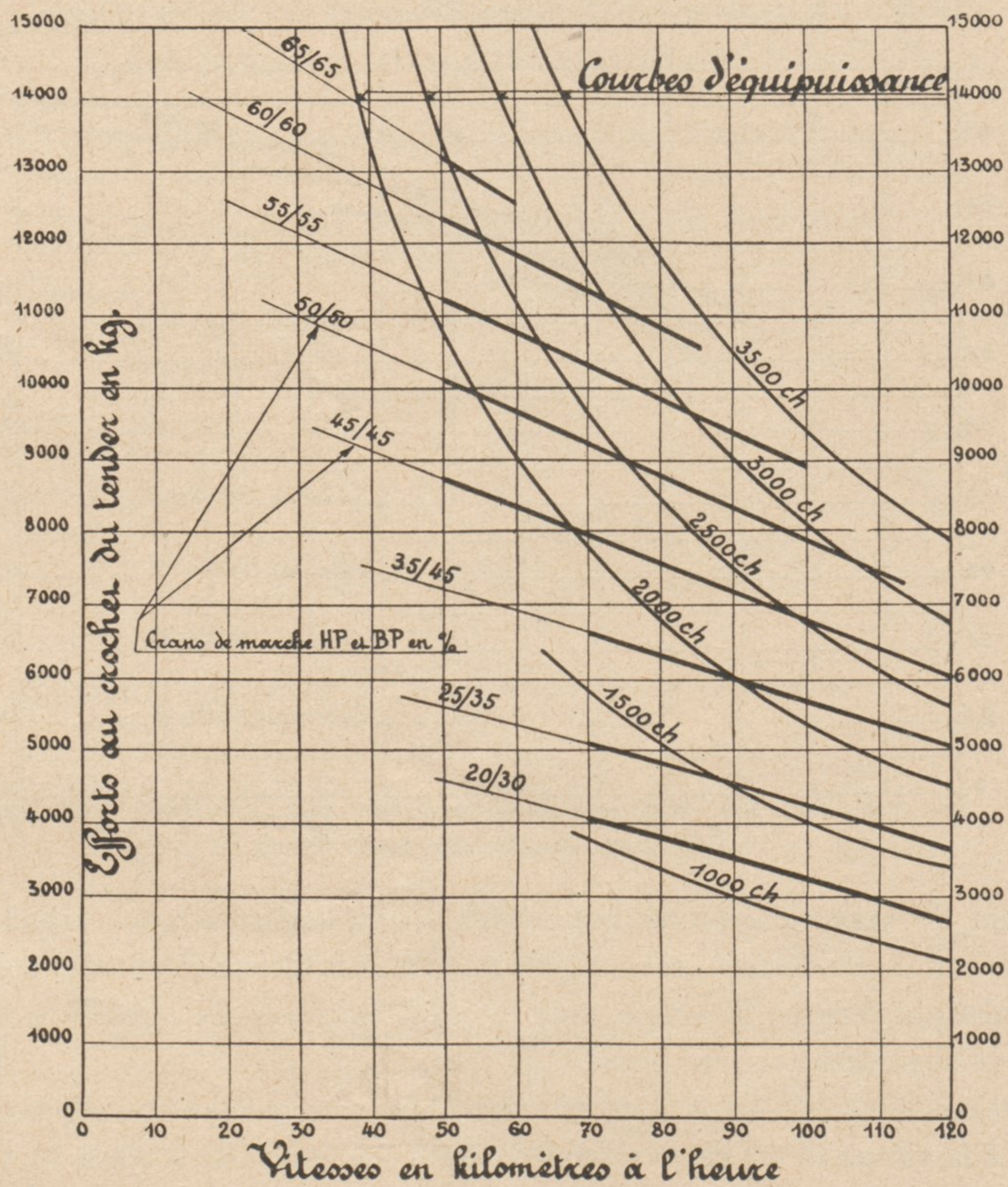
On remarquera, non sans intérêt, que les influences qui viennent ainsi modifier dans la remorque pratique des trains le rapport entre les puissances au crochet et les puissances aux cylindres ne dépendent que des masses respectives de la locomotive et du train.

L'expérience montre que ces influences peuvent modifier sensiblement les valeurs du rapport $\frac{E_u}{E_i}$.

C'est ce qui explique que les consommations par ch.h au crochet de traction relevées au cours de trains d'essais diffèrent souvent des consommations correspondantes trouvées aux essais à vitesse constante avec locomotives-frein.

4° EFFORTS ET PUISSANCES DÉVELOPPÉS AU CROCHET DU TENDER EN FONCTION DE LA VITESSE. — La connaissance des efforts de traction et des puissances développés aux cylindres

Fig. 71. — COURBES DES EFFORTS DE TRACTION ET DES PUISSANCES AU CROCHET EN FONCTION DE LA VITESSE POUR LA LOCOMOTIVE 4701.

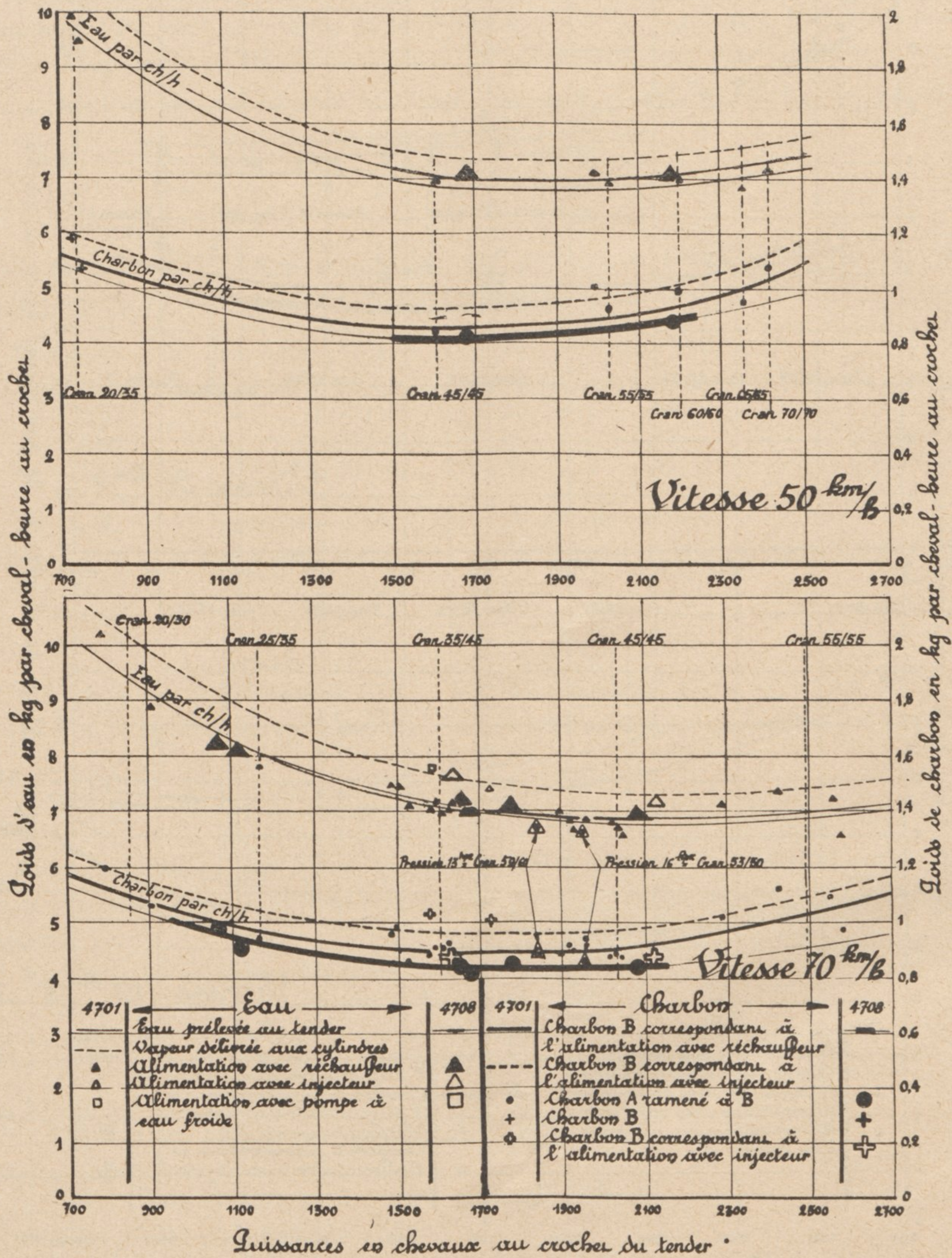


en fonction du cran de marche et de la vitesse ayant fait l'objet de la figure 53 permet en tenant compte des valeurs trouvées pour le rapport $\frac{E_u}{E_i}$ d'établir les courbes d'efforts de traction

et de puissances développés au crochet du tender en fonction du cran de marche et de la vitesse.

Les résultats font l'objet de la figure 71. On voit que l'effort au crochet atteint 13,300 t à 50 km à l'heure pour des admissions de 65 % HP, 65 % BP, 11,600 t à 70 km/h pour des admissions de 60 % HP et 60 % BP, 9,300 t à 90 km/h aux admissions de 55 % HP et 55 % BP

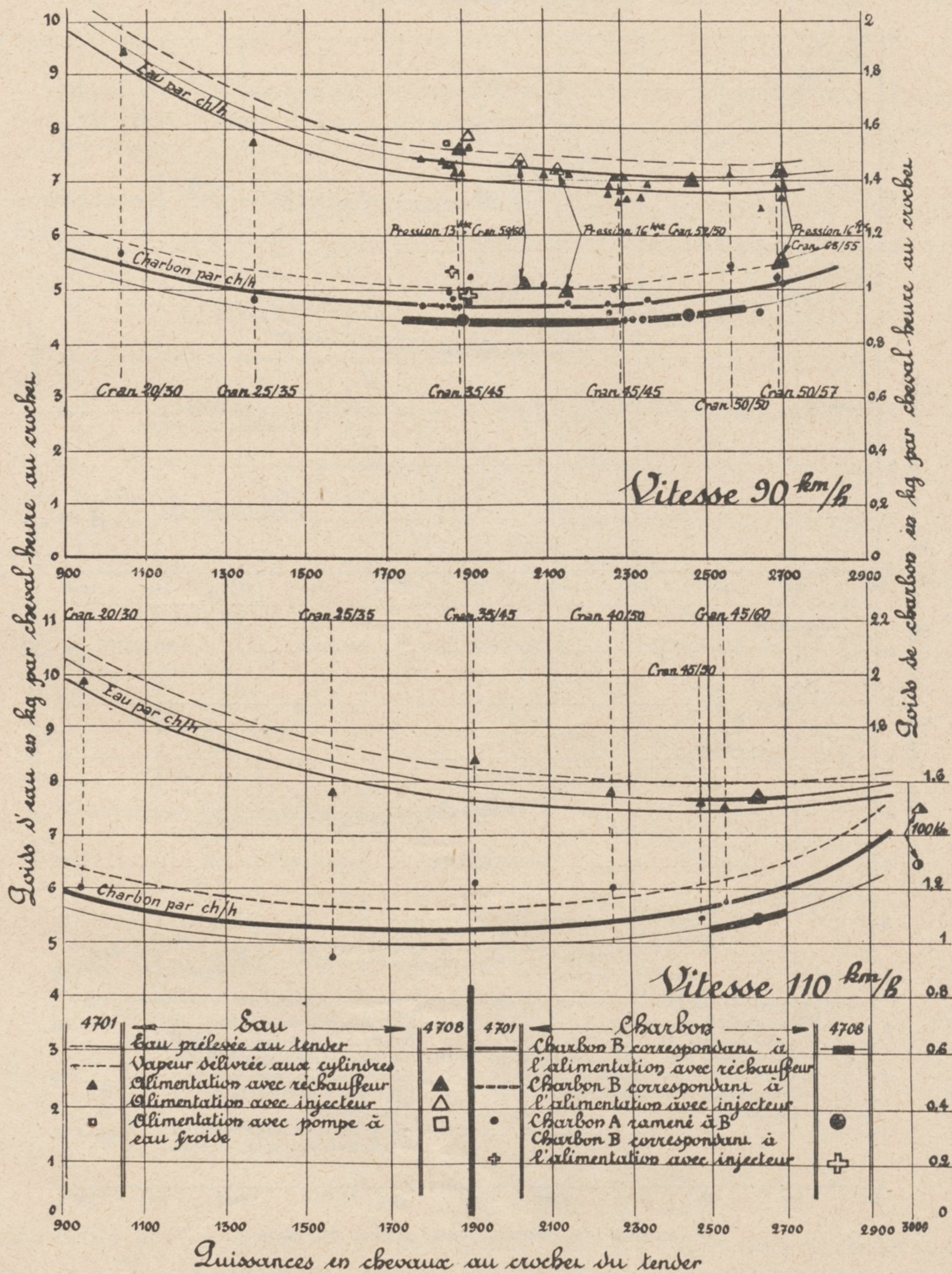
Fig. 72. — COURBES DE CONSOMMATION D'EAU PRÉLEVÉE AU TENDER, DE VAPEUR DÉLIVRÉE AUX CYLINDRES ET DE CHARBON CONSOMMÉ PAR CH. HEURE AU CROCHET POUR LES VITESSES DE 50 ET DE 70 KM. A L'HEURE



et 7,400 t à 110 km/h pour des admissions de 50 % HP et 50 % BP. Les puissances correspondantes développées au crochet de traction atteignent respectivement 2 500 ch à 50 km/h, 2 950 à 70 km/h, 3 100 ch à 90 km/h, 3 050 ch à 110 km/h.

5° CONSOMMATIONS D'EAU PRISE AU TENDER, DE VAPEUR DÉLIVRÉE AUX CYLINDRES ET DE CHARBON PAR CH.H DÉVELOPPÉ AU CROCHET DE TRACTION. — La figure 72 donne les courbes de consommations au crochet de traction à 50 et 70 km/h pour les locomotives 4701 et 4708.

Fig. 73. — COURBES DE CONSOMMATION D'EAU PRÉLEVÉE AU TENDER, DE VAPEUR DÉLIVRÉE AUX CYLINDRES ET DE CHARBON CONSOMMÉ PAR CH. HEURE AU CROCHET POUR LES VITESSES DE 90 ET DE 110 KM. A L'HEURE.



La figure 73 donne les résultats correspondants pour les vitesses de 90 et 110 km/h.

Si l'on se borne à considérer les consommations *avec alimentation par réchauffeur* on trouve que la locomotive 4701 a consommé à 50 km/h :

8,40	l d'eau et	1,00	kg de charbon pour	1 000	ch.
7,00	»	0,86	»	1 500	ch.
6,80	»	0,89	»	2 000	ch.
7,25	»	1,09	»	2 500	ch.

Avec la locomotive 4708, dont le degré de surchauffe est légèrement plus faible, les consommations d'eau sont plus fortes en moyenne de 2 à 3 %. Par contre, le rendement de la chaudière étant meilleur, les consommations de combustible sont plus faibles.

C'est ainsi qu'à 50 km/h la locomotive 4708 a consommé, d'après les courbes de la fig. 72 :

8,60	l d'eau et	0,94	kg de charbon pour	1 000	ch.
7,20	»	0,81	»	1 500	ch.
7,00	»	0,85	»	2 000	ch.
7,40	»	0,98	»	2 500	ch.

Aux vitesses plus élevées, les consommations des locomotives 4701 et 4708, résultant des courbes des figures 72 et 73, ont été respectivement les suivantes :

1° A 70 km/h. — a) Locomotive 4701				b) Locomotive 4708							
8,70	l d'eau et	1,03	kg de charbon pour	1 000	ch.	8,70	l d'eau et	0,98	kg de charbon pour	1 000	ch.
7,25	»	0,91	»	1 500	ch.	7,25	»	0,86	»	1 500	ch.
6,80	»	0,90	»	2 000	ch.	6,90	»	0,83	»	2 000	ch.
6,90	»	1,03	»	2 500	ch.	6,90	»	0,91	»	2 500	ch.
2° A 90 km/h. — a) Locomotive 4701				b) Locomotive 4708							
9,40	l d'eau et	1,11	kg de charbon pour	1 000	ch.	9,75	l d'eau et	1,05	kg de charbon pour	1 000	ch.
7,65	»	0,97	»	1 500	ch.	7,95	»	0,91	»	1 500	ch.
6,95	»	0,93	»	2 000	ch.	7,30	»	0,87	»	2 000	ch.
6,80	»	0,98	»	2 500	ch.	7,05	»	0,91	»	2 500	ch.
3° A 110 km/h. — a) Locomotive 4701				b) Locomotive 4708							
9,50	l d'eau et	1,16	kg de charbon pour	1 000	ch.	9,80	l d'eau et	1,09	kg de charbon pour	1 000	ch.
8,20	»	1,06	»	1 500	ch.	8,50	»	1,01	»	1 500	ch.
7,60	»	1,07	»	2 000	ch.	7,85	»	1,00	»	2 000	ch.
7,50	»	1,13	»	2 500	ch.	7,70	»	1,06	»	2 500	ch.

Aux puissances encore plus fortes qui peuvent être soutenues en régime continu, les chiffres de consommations résultant toujours des courbes des figures 72 et 73 deviennent les suivantes :

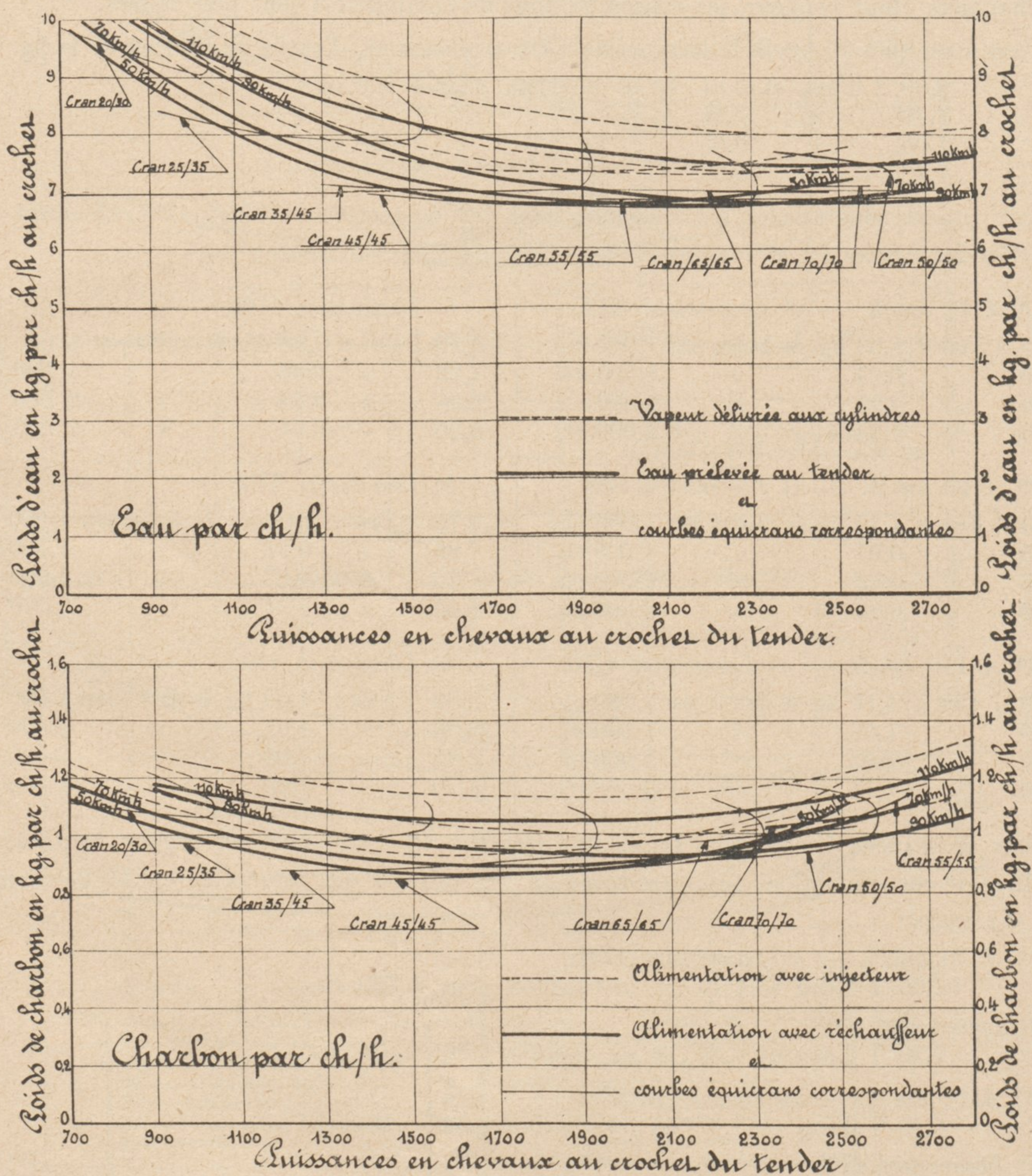
1° A 70 km/h. — a) Locomotive 4701	
7,00	l d'eau et 1,10 kg de charbon pour 2 700 ch.
b) Locomotive 4708	
7,10	l d'eau et 0,96 kg de charbon pour 2 700 ch.
2° A 90 km/h. — a) Locomotive 4701	
6,90	l d'eau et 1,07 kg de charbon pour 2 800 ch.
b) Locomotive 4708	
7,10	l d'eau et 1,00 kg de charbon pour 2 800 ch.
3° A 110 km/h. — a) Locomotive 4701	
7,70	l d'eau et 1,35 kg de charbon pour 2 900 ch.
b) Locomotive 4708	
7,90	l d'eau et 1,22 kg de charbon pour 2 900 ch.

En fin, à la vitesse de 100 km/h pour une puissance moyenne soutenue de 3 030 ch. au crochet de traction, la consommation a atteint pour la locomotive 4701 :

7,50 l d'eau et 1,29 kg de charbon.

La fig. 74 donne les courbes récapitulatives de consommation et d'équi-crans pour la locomotive 4701.

Fig. 74. — COURBES RÉCAPITULATIVES DES CONSOMMATIONS PAR CH. HEURE AU CROCHET DE TRACTION AVEC COURBES D'ÉQUIVITESSES ET D'ÉQUI-CRANS.

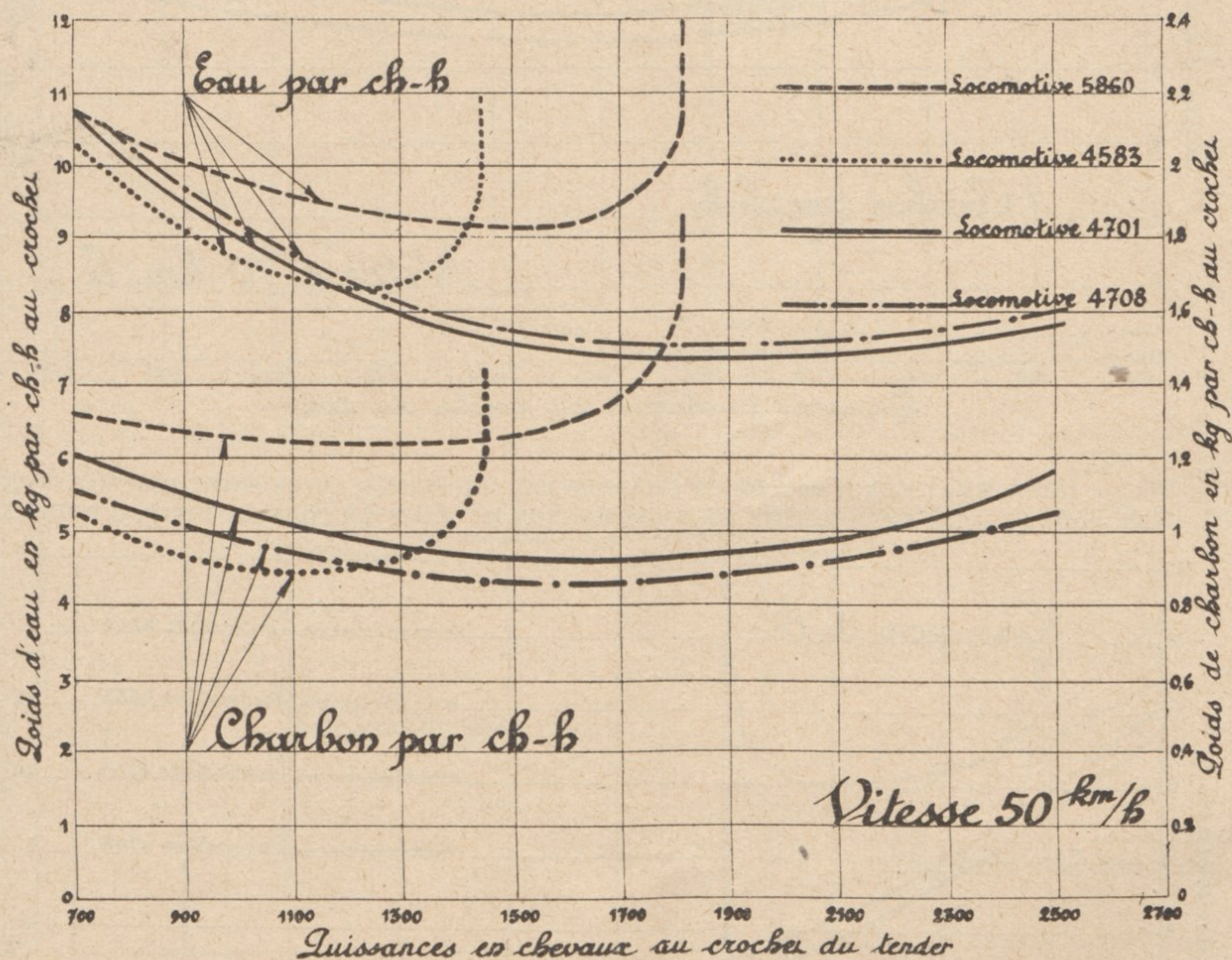


6° CONSOMMATIONS COMPARÉES DE VAPEUR ET DE COMBUSTIBLE DES LOCOMOTIVES 4701, 4708, 4583 ET 5860. INFLUENCE DE LA PUISSANCE DÉVELOPPÉE ET INFLUENCE DE LA VITESSE. — a) Influence de la puissance développée. — Les courbes des figures 75, 76, 77 et 78, donnent les variations de la consommation de vapeur ou d'eau prise au tender avec

alimentation par injecteur ordinaire et de charbon au crochet de traction pour les locomotives 4701, 4708, 4583 et 5860. qui ont toutes été essayées avec locomotives-frein.

Il résulte de l'examen de ces courbes que la locomotive 4701 donne des résultats relativement d'autant plus avantageux que la puissance développée est plus grande et que la vitesse est plus élevée. On voit notamment que les puissances des locomotives 4583 et 5860 dimensionnées au point de vue des sections de passage de vapeur suivant les normes classiques ont toutes les deux, qu'elles soient compound ou à simple expansion et pour chaque vitesse, un plafond de puissance qu'il leur est interdit de dépasser. Si l'on cherche en effet à accroître de plus en plus, en allongeant le cran de marche, la consommation d'eau en valeur absolue, de la locomotive, on s'aperçoit que l'on atteint bientôt une puissance limite qu'un accroissement supplémentaire de la consommation de vapeur est impuissant à faire franchir. On constate même qu'en poussant l'admission

Fig. 75. — CONSOMMATIONS D'EAU ET DE CHARBON PAR CH. HEURE
AU CROCHET DES LOCOMOTIVES 4701, 4708, 4583 et 5860 EN FONCTION DE LA PUISSANCE DÉVELOPPÉE
POUR LA VITESSE DE 50 KM/H.



au delà de celle qui correspond à ce plafond de puissance bien que la consommation par ch.h continue à s'élever indéfiniment, la puissance développée au lieu de rester constante tend à diminuer.

Le moteur est en quelque sorte saturé, toute quantité de vapeur introduite en supplément ne donne plus lieu à un accroissement effectif de puissance. Si le diagramme continue à s'enfler par le haut par suite de l'allongement de l'admission, bien que la pression tende également à diminuer pendant cette admission par suite des pertes de charge accrues entre le régulateur et le cylindre, ce diagramme s'use par le bas dans des proportions équivalentes et mêmes supérieures par suite de la contrepression croissante qui s'exerce à l'échappement.

Fig. 76. — CONSOMMATIONS D'EAU ET DE CHARBON PAR CH. HEURE AU CROCHET DES LOCOMOTIVES 4701, 4708, 4583 ET 5860 EN FONCTION DE LA PUISSANCE DÉVELOPPÉE POUR LA VITESSE DE 70 KM/H

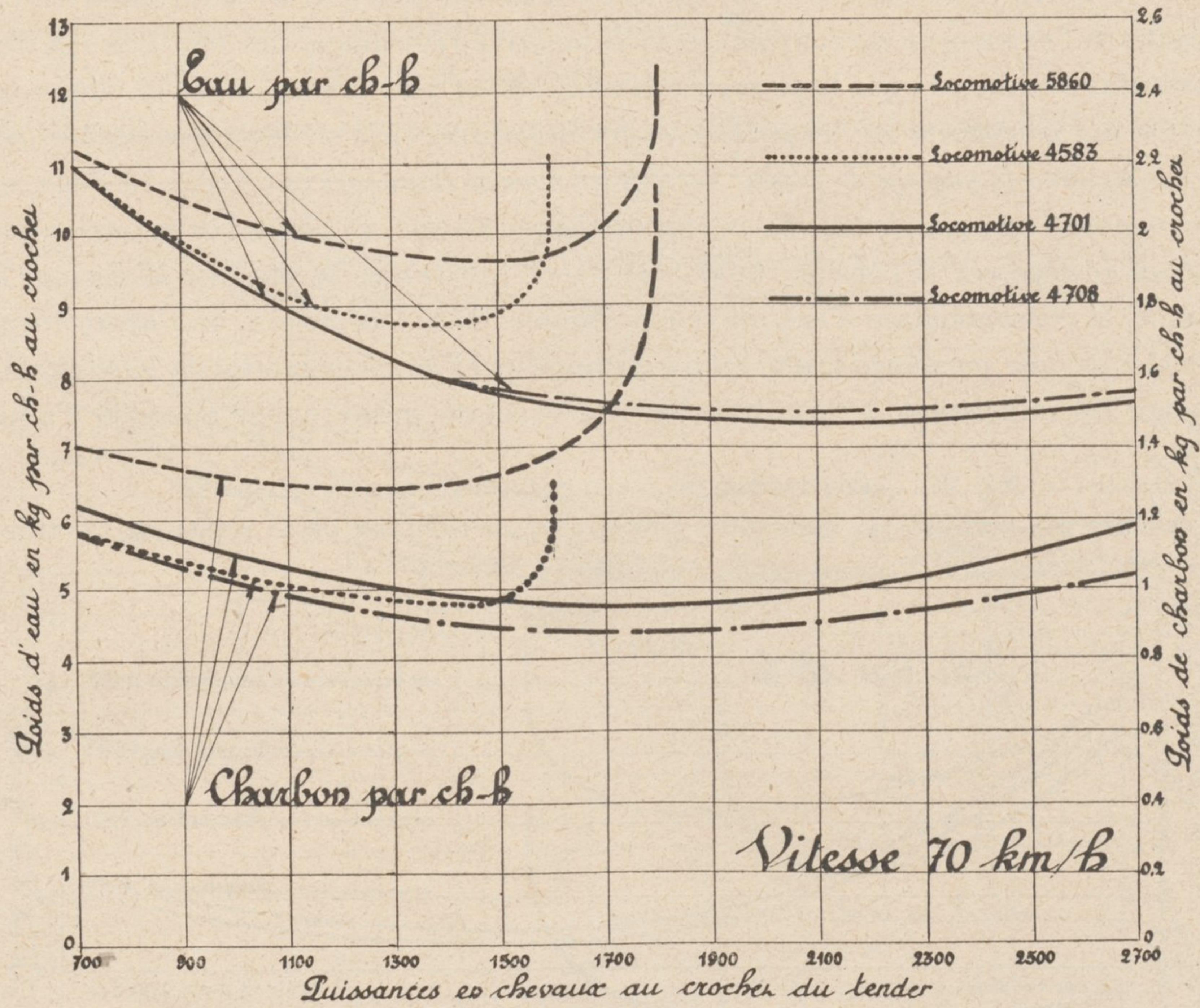
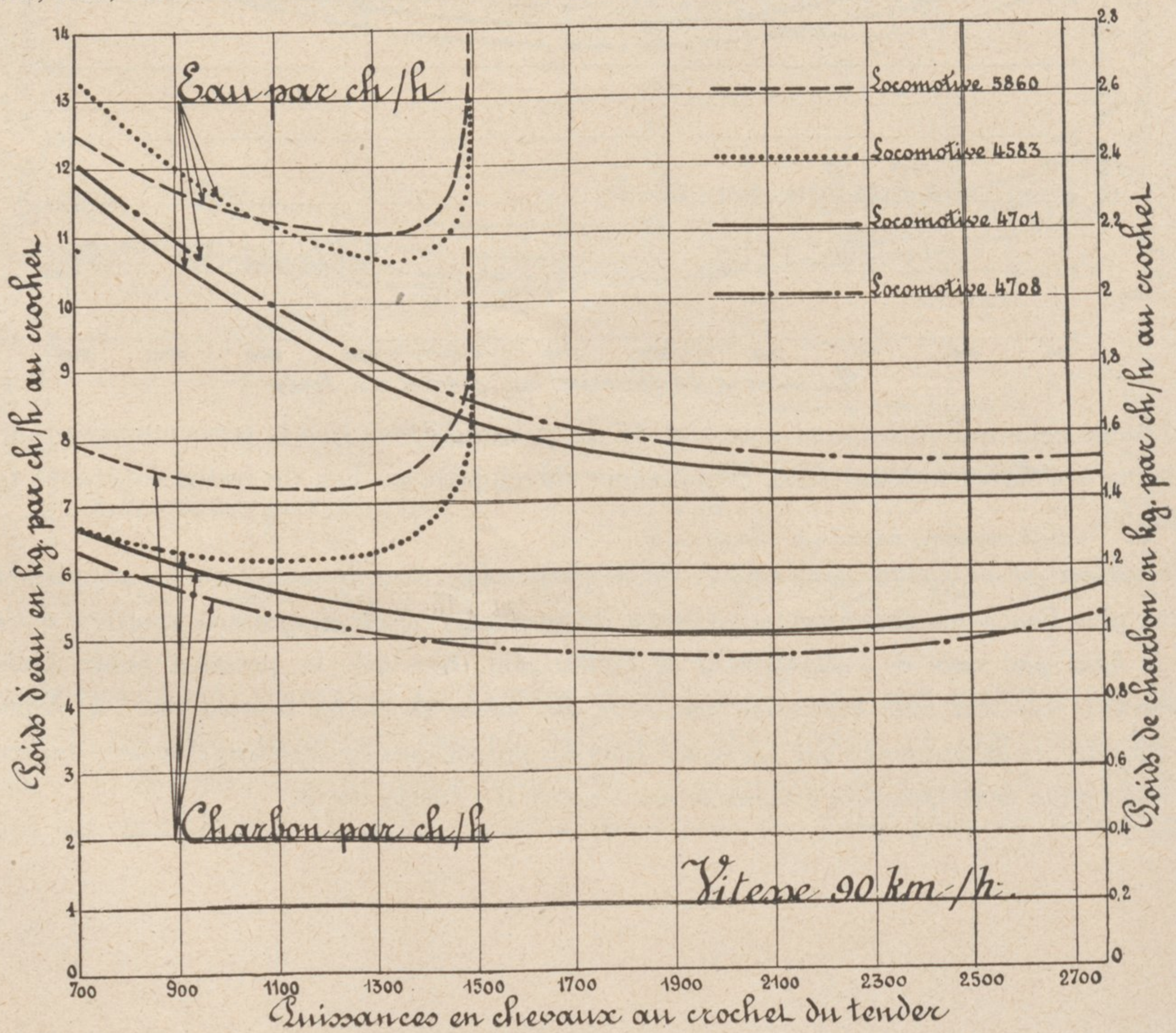
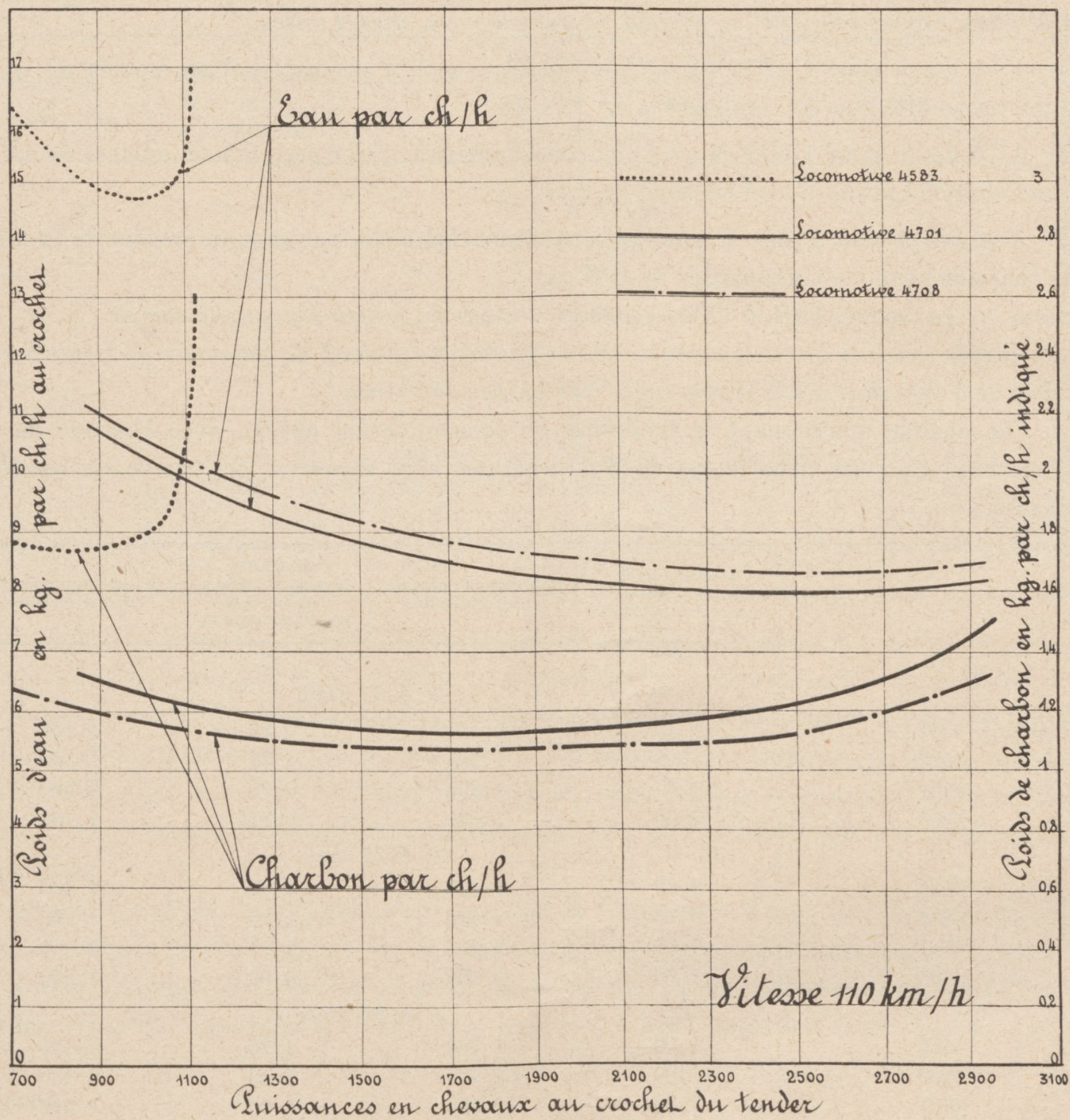


Fig. 77. — CONSOMMATIONS D'EAU ET DE CHARBON PAR CH. HEURE AU CROCHET DES LOCOMOTIVES 4701, 4708, 4583 ET 5860 EN FONCTION DE LA PUISSANCE DÉVELOPPÉE POUR LA VITESSE DE 90 KM/H.



La machine présente donc pour chaque vitesse un maximum absolu de puissance qui dépend des caractéristiques de son moteur au point de vue des sections de passage et des caractéristiques de son échappement.

Fig. 78. — CONSOMMATIONS D'EAU ET DE CHARBON PAR CH. HEURE AU CROCHET DES LOCOMOTIVES 4701, 4708 ET 4583 EN FONCTION DE LA PUISSANCE DÉVELOPPÉE POUR LA VITESSE DE 110 KM./H.



Pour la locomotive 4583 du type Pacific compound à roues motrices de 1,85 m de diamètre, munie de l'échappement à trèfle, timbrée à 16 hpz et utilisant de la vapeur à une température moyenne de 310° le plafond de puissance au crochet a lieu :

1° A 50 km/h pour 1 450 ch avec une consommation d'eau par ch.h au crochet de 10,2 l et une consommation de combustible de 1,21 kg.

2° A 70 km/h pour 1 580 ch avec une consommation d'eau par ch.h au crochet de 10 l et une consommation de combustible de 1,15 kg.

3° A 90 km/h pour 1 500 ch avec une consommation d'eau par ch.h au crochet de 11,55 l et une consommation de combustible de 1,66 kg.

4° A 110 km/h pour 1 120 ch avec une consommation d'eau par ch.h au crochet de 16,5 l et une consommation de combustible de 2,35 kg.

Avec la locomotive 5860 du type Mikado à simple expansion, à roues motrices de 1,65 m de diamètre, munie de l'échappement Kylchap, timbrée à 12 hpz, utilisant de la vapeur à une température moyenne de 310°, le plafond de puissance au crochet a lieu :

1° A 50 km/h pour 1 820 ch avec une consommation d'eau par ch.h au crochet de 10,7 l et une consommation de combustible de 1,71 kg ;

2° A 70 km/h pour 1 800 ch avec une consommation d'eau par ch.h au crochet de 11,8 l et une consommation de combustible de 2,175 kg ;

3° A 90 km/h pour 1 480 ch avec une consommation d'eau par ch.h au crochet de 12,2 l et une consommation de combustible de 1,87 kg.

Pour les locomotives 4701 et 4708 la puissance limite du moteur n'a pas été atteinte.

En ce qui concerne la consommation de combustible le plafond de puissance se trouve reculé au delà de 3 000 ch et il n'a pratiquement pas pu être déterminé.

Si l'on cherche maintenant le minimum de consommation obtenu avec chacune de ces locomotives, toujours dans le cas de l'alimentation avec injecteur, on trouve les résultats suivants.

	Minimum de la consommation d'eau par ch.h au crochet	Puissance au crochet correspondante	Minimum de la consommation de charbon par ch.h au crochet	Puissance au crochet correspondante
	litres	ch	kg	ch
1° A 50 km/h				
Machines 4583	8,40	1 150	0,89	1 100
» 5860	9,00	1 550	1,22	1 350
» 4701	7,30	1 800	0,92	1 600
» 4708	7,50	1 800	0,875	1 700
2° A 70 km/h				
» 4583	8,80	1 400	0,97	1 400
» 5860	9,75	1 450	1,28	1 300
» 4701	7,35	2 200	0,97	1 800
» 4708	7,40	2 100	0,90	1 800
3° A 90 km/h				
» 4583	10,60	1 350	1,25	1 100
» 5860	11,00	1 300	1,45	1 150
» 4701	7,30	2 700	1,00	2 000
» 4708	7,55	2 700	0,96	2 000
4° A 110 km/h				
» 4583	14,70	1 000	1,74	850
» 4701	8,00	2 600	1,15	1 900
» 4708	8,30	2 600	1,09	1 900

On voit que les transformations apportées aux locomotives 4700 ont accru dans des proportions considérables leurs possibilités de traction et ont amélioré dans les plus larges limites leurs consommations ; par contre, aux faibles puissances de l'ordre de 700 à 1 200 ch

et à la vitesse de 50 km/h la consommation des locomotives 4700 est devenue supérieure à celle de la locomotive compound ordinaire ; ceci s'explique par l'agrandissement des espaces morts résultant pour les machines modifiées de l'accroissement des sections de passage offertes à la vapeur. Au delà de 1 300 ch et pour tous les autres cas, les locomotives modifiées sont très supérieures aux locomotives anciennes et si l'on veut exprimer les économies d'eau et de combustible qu'elles procurent par rapport à ces machines à *leur puissances limites respectives avec alimentation par injecteur*, on trouve les chiffres suivants :

MACHINE de comparaison	Puissance limite de la machine de comparaison	ECONOMIES DES MACHINES 4700 EN %			
		4701		4708	
		eau	charbon	eau	charbon
1° A 50 km/h					
4583.....	1 450	23,5	22,0	22,0	28,0
5860.....	1 820	32,0	44,0	29,0	48,0
2° A 70 km/h					
4583.....	1 580	23,0	20,0	23,0	26,0
5860.....	1 800	36,5	56,0	36,5	58,5
3° A 90 km/h					
4583.....	1 500	29,0	35,0	26,5	41,5
5860.....	1 490	33,0	42,0	30,5	47,0
4° A 110 km/h					
4583.....	1 120	40,0	48,0	38,0	52,0

Etant donné la forme des courbes de consommation relatives aux locomotives 5860 et 4583, on remarquera que les chiffres d'économie indiqués dans les tableaux ci-dessus, chiffres qui sont relatifs pour toutes les machines considérées, à la marche avec alimentation par injecteurs ordinaires, *sont des minima pour les puissances envisagées*. On suppose, en effet, que le mécanicien ait réglé son degré d'admission juste à la valeur nécessaire — il suffirait que cette admission soit dépassée pour que la consommation par ch.h croisse dans des proportions considérables.

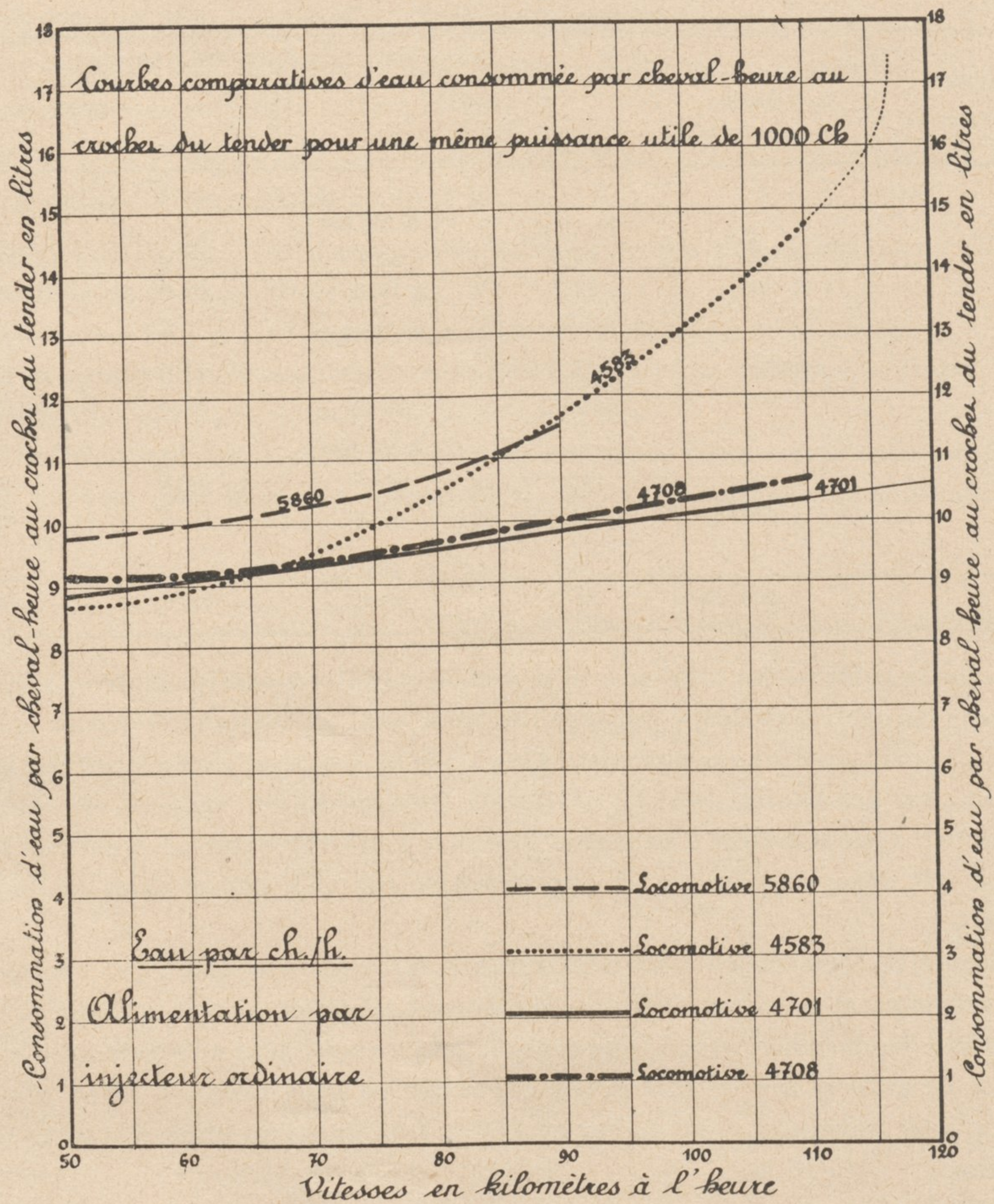
La locomotive 5860 s'avère plus puissante que la locomotive 4583 ; par contre, elle est moins économique et sa consommation de charbon est relativement plus forte que sa consommation d'eau. Sa chaudière semble pourtant, de prime abord, plus puissante avec ses 4,70 m² de surface de grille contre les 4,27 m² de la locomotive 4583, mais son foyer, *peu profond*, et de plus faible volume (6,10 m³ au lieu de 6,90 m³) est moins favorable à la perfection de la combustion.

La 5860 possède, en outre, un moteur à simple expansion qui donne lieu à un flux d'échappement beaucoup plus discontinu que le moteur Compound de la locomotive 4583 dont le type de régulation par ailleurs est analogue. La bouffée à laquelle donne lieu l'échappement anticipé est plus violente, elle se répercute sur le tirage en produisant une pointe qui tend à arracher le feu et accroît la proportion des imbrûlés solides ou gazeux.

En fait, pour des allures de vaporisation égales, des chaudières de mêmes dimensions donnent lieu à des entraînements d'escarbilles toujours plus abondants sur les locomotives à simple expansion que sur les locomotives Compound.

L'atténuation de ces effets n'est pas l'un des moindres avantages du mode Compound et cette cause n'a probablement pas été toujours étrangère aux fortes économies de combustible

Fig. 79. — COURBES COMPARATIVES DES CONSOMMATIONS D'EAU PAR CH. HEURE
 AU CROCHET EN FONCTION DE LA VITESSE
 POUR LES LOCOMOTIVES 4701, 4708, 4583 et 5860 POUR UNE PUISSANCE DE 1000 CH.



souvent constatées avec lui malgré la faiblesse relative des économies d'eau parfois obtenues (1).

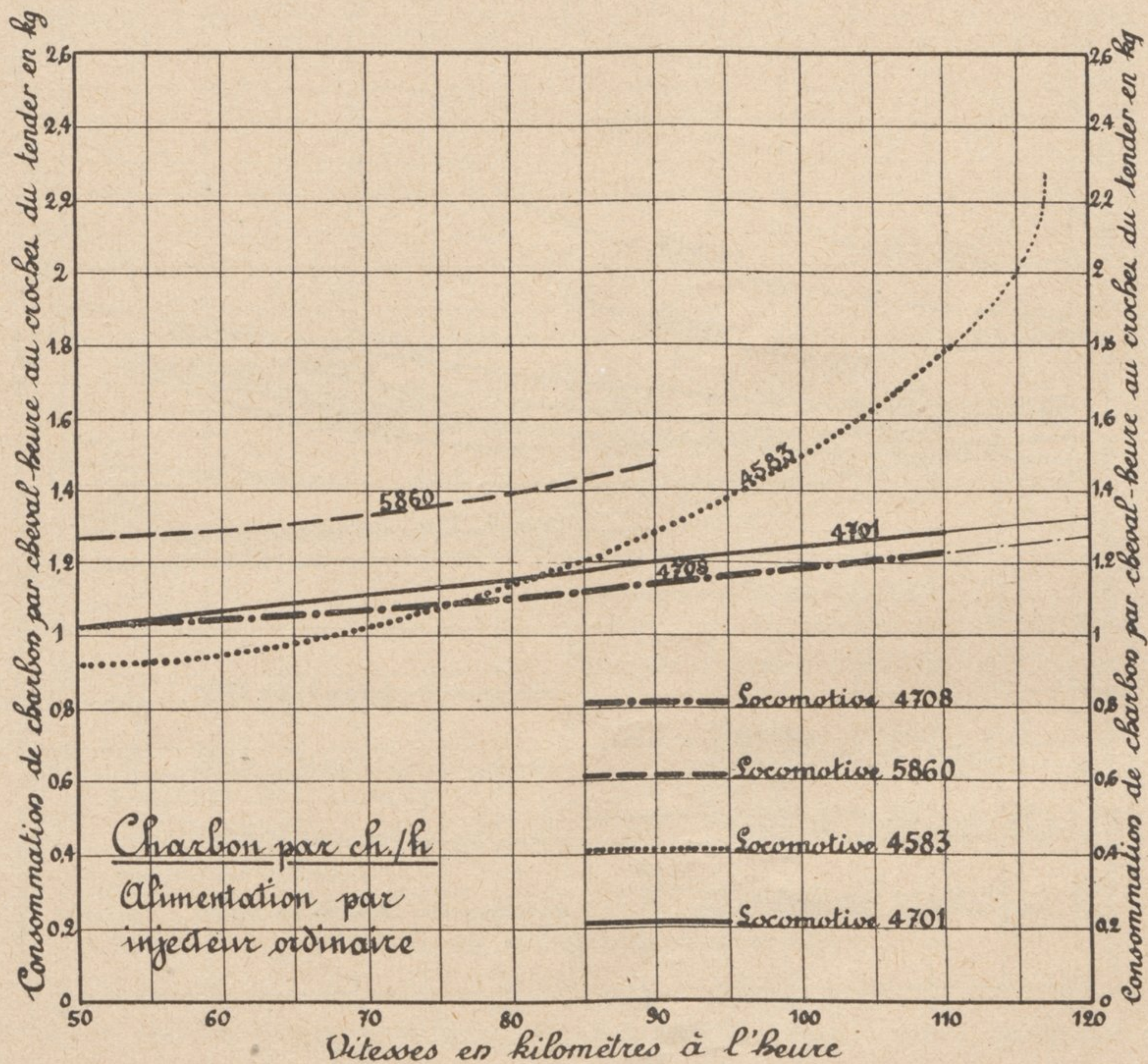
(1) Voir *Revue Générale*, N° de Septembre 1897.

Les courbes ci-dessus montrent enfin toute l'ampleur du domaine d'utilisation nouveau qu'offrent, par rapport aux locomotives qu'elles remplacent, les machines du type 4700, et ce domaine est tellement différent qu'au delà des puissances limites de :

- 1 450 ch à 50 km à l'heure,
 - 1 580 ch à 70 km à l'heure,
 - 1 500 ch à 90 km à l'heure,
 - 1 120 ch à 110 km à l'heure,
- pour les locomotives 4500,
- et 1 820 ch à 50 km à l'heure,
 - 1 800 ch à 70 km à l'heure,
 - 1 480 ch à 90 km à l'heure,
- pour les locomotives 5800,

aucune comparaison n'est plus possible entre elles et les 4700 qui permettent de soutenir des puissances au crochet allant jusqu'à 3 000 ch.

Fig. 80. — COURBES COMPARATIVES DE CONSOMMATION DE CHARBON PAR CH. HEURE AU CROCHET EN FONCTION DE LA VITESSE POUR LES LOCOMOTIVES 4701, 4708, 4583 ET 5860 POUR UNE PUISSANCE DE 1000 CH.



b) Influence de la vitesse. — Les courbes des figures 79, 80, 81, 82, donnent, en fonction de la vitesse, les consommations d'eau et de charbon par ch.h au crochet d'une part, pour une puissance au crochet de 1 000 ch (Fig. 79 et 80), d'autre part, pour des puissances au crochet de 1 400 ch et au-dessus (Fig. 81 et 82).

Si l'on s'en tient, par exemple, à la consommation de combustible, on voit que pour une puissance de 1 000 ch au crochet du tender, les 4 700 ont une consommation moindre que la locomotive 4583, à partir de 75 à 80 km à l'heure, l'économie atteignant, ces locomotives étant supposées toutes alimentées avec injecteur ordinaire :

28 % à 110 km à l'heure pour la locomotive 4701,

32 % à 110 km à l'heure pour la locomotive 4708

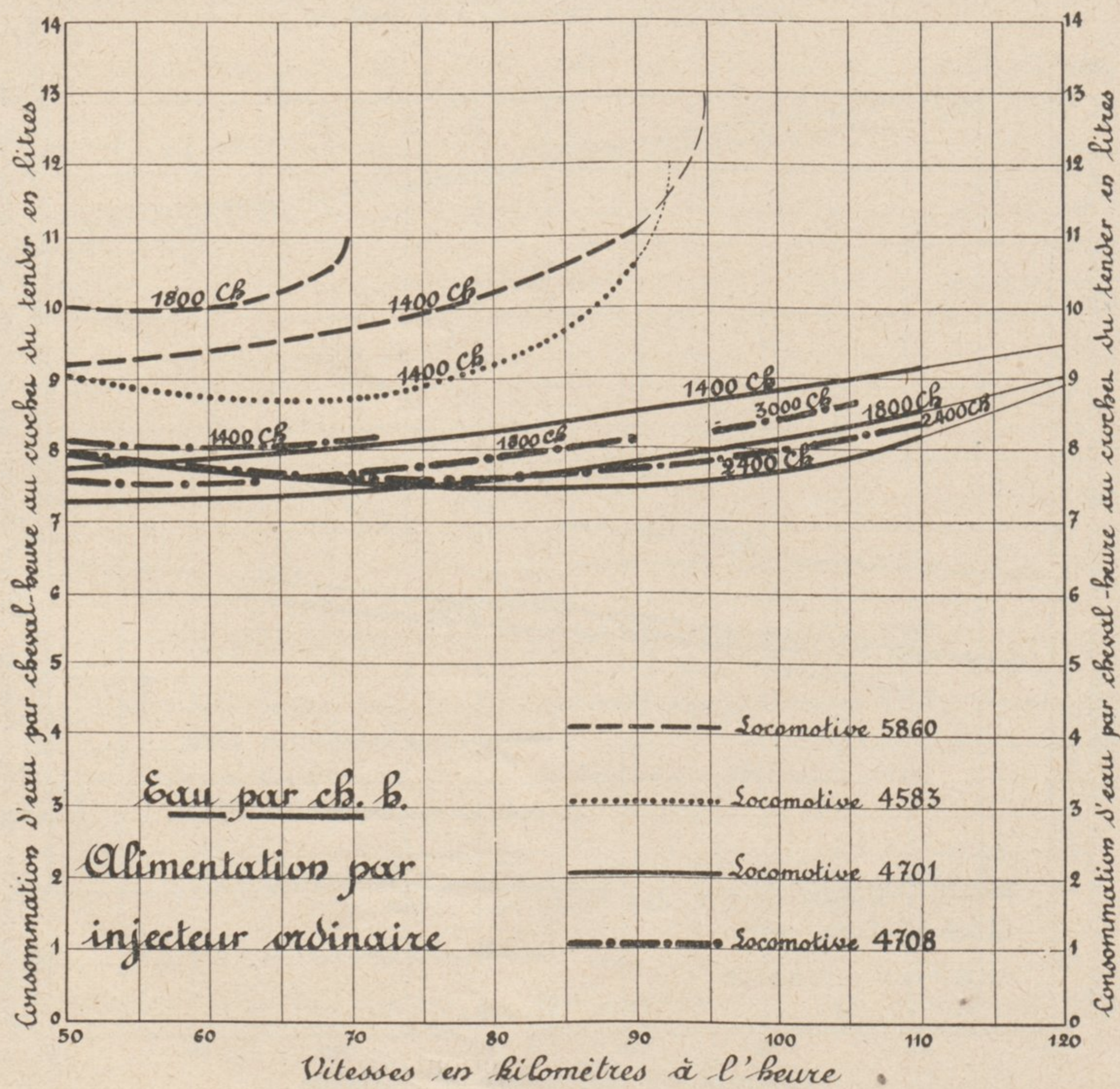
et à la vitesse limite de 117 km à l'heure pour la 4583 à cette puissance de 1000 ch au crochet

43 % pour la locomotive 4701 et 45 % pour la locomotive 4708.

Par rapport à la 5860, l'économie de combustible des 4700 varie de 15 à 20 % entre 50 et 90 km à l'heure pour la puissance de 1 000 chevaux.

Pour une puissance de 1 400 ch (Fig. 81 et 82), la locomotive 4583 ne permet pas de dépasser la vitesse de 92 km à l'heure et la locomotive 5860, la vitesse de 95 km à l'heure.

Fig. 81. — COURBES COMPARATIVES DE CONSOMMATION D'EAU AU CROCHET EN FONCTION DE LA VITESSE POUR LES LOCOMOTIVES 4701, 4708, 4583 ET 5860, POUR LES PUISSANCES DE 1400 CH. ET AU-DESSUS



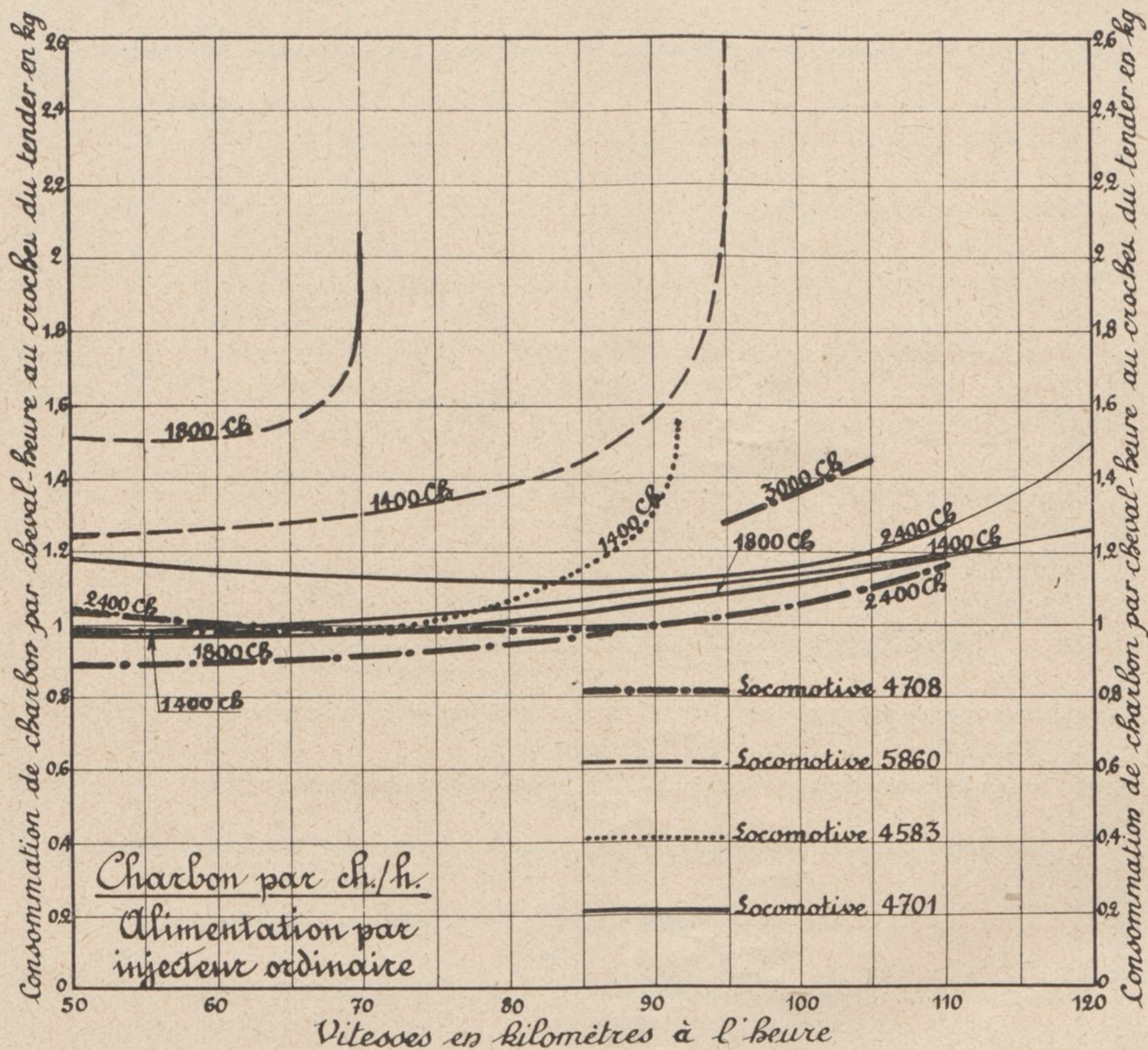
Pour cette puissance de 1 400 ch, les locomotives 4701 et 4708 donnent une économie de combustible, par rapport à la locomotive 4583, à partir de la vitesse de 70 km à l'heure.

A 92 km à l'heure, vitesse limite de la locomotive 4583 l'économie atteint, pour la 4701, 29 %, et pour la 4708, 35 % ; par rapport à la locomotive 5860, dont la vitesse limite est pour cette puissance de 95 km/h, la locomotive 4701 économise 50 % et la locomotive 4708, 54 %.

Pour une puissance de 1 800 ch, qui ne peut pas être atteinte avec la locomotive 4583, la locomotive 4701 donne, par rapport à la locomotive 5860, pour la vitesse de 70 km à l'heure, qui est la vitesse limite de cette machine pour la puissance considérée : 48,5 %, et la locomotive 4708 : 53 %.

Enfin, les courbes des figures 83 et 84 donnent, à titre indicatif, les consommations d'eau et de combustible avec ou sans réchauffage de l'eau d'alimentation pour les différentes loco-

Fig. 82. — COURBES COMPARATIVES DE CONSOMMATION DE CHARBON AU CROCHET EN FONCTION DE LA VITESSE POUR LES LOCOMOTIVES 4701, 4708, 4583 ET 5860, POUR LES PUISSANCES DE 1400 CH. ET AU-DESSUS.



motives essayées dans le cas où chacune d'elles fonctionne à la puissance maximum dont elle est capable à chaque vitesse ; la valeur de cette puissance maximum étant, dans le cas des locomotives 4700 qui ne sont jamais limitées par la puissance de leur moteur, celle qui peut être atteinte avec la 4701, sa chaudière étant alimentée par injecteur ordinaire.

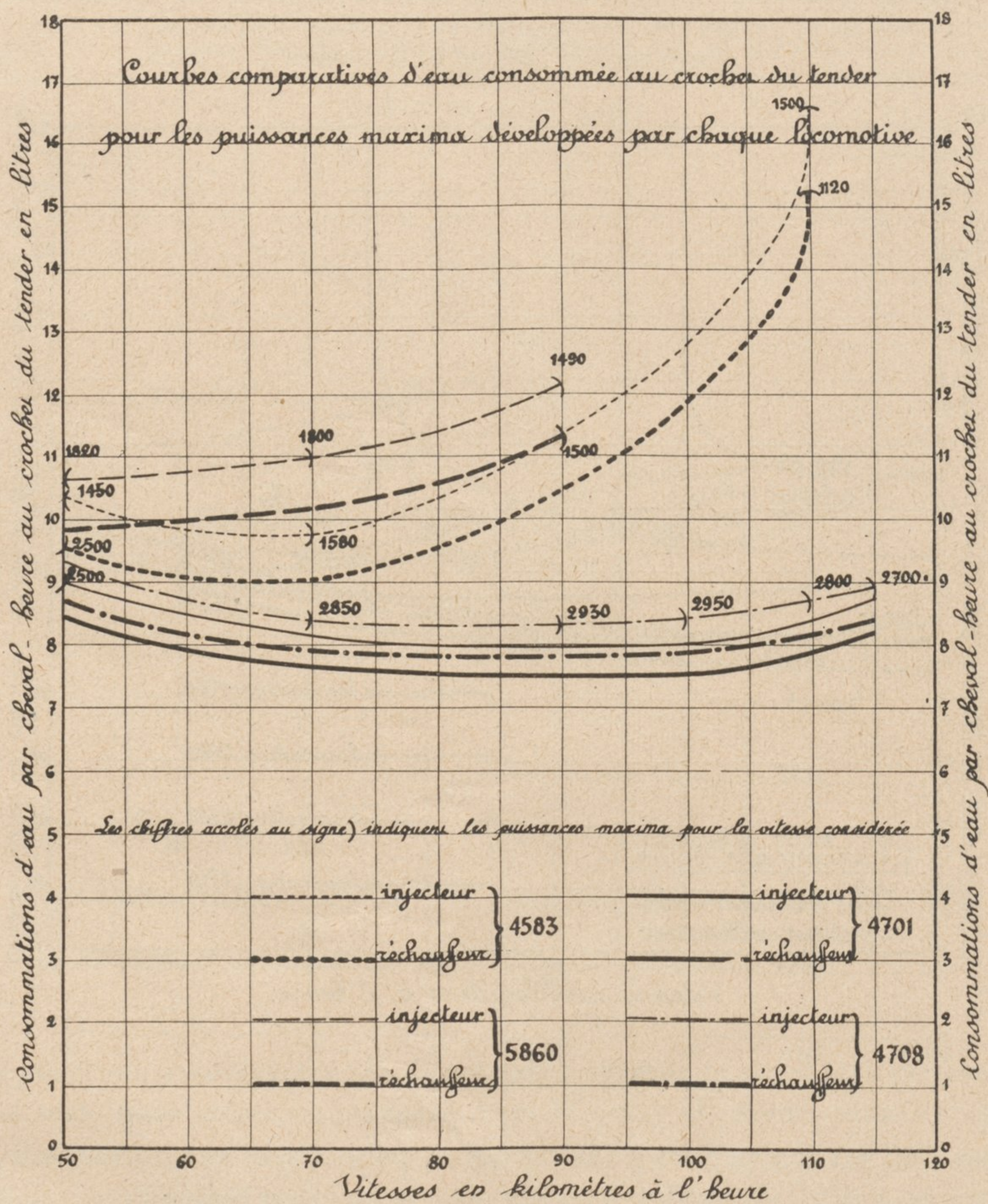
Si l'on joint ainsi les points de tangence verticaux correspondant, pour chaque vitesse, à la puissance limite de la machine, on obtient les courbes cherchées.

On constate, alors, que, même pour la puissance limite avec *alimentation par injecteur* de la locomotive 4701, c'est-à-dire pour des puissances de :

- 2 500 ch à 50 km à l'heure.
- 2 850 ch à 70 km à l'heure.
- 2 930 ch à 90 km à l'heure.
- 2 950 ch à 100 km à l'heure.
- 2 800 ch à 110 km à l'heure.
- 2 700 ch à 115 km à l'heure.

la consommation d'eau est toujours nettement inférieure, même avec *alimentation par injecteur*, aux consommations correspondantes, avec *réchauffeurs*, des locomotives 5800 et 4500, dont

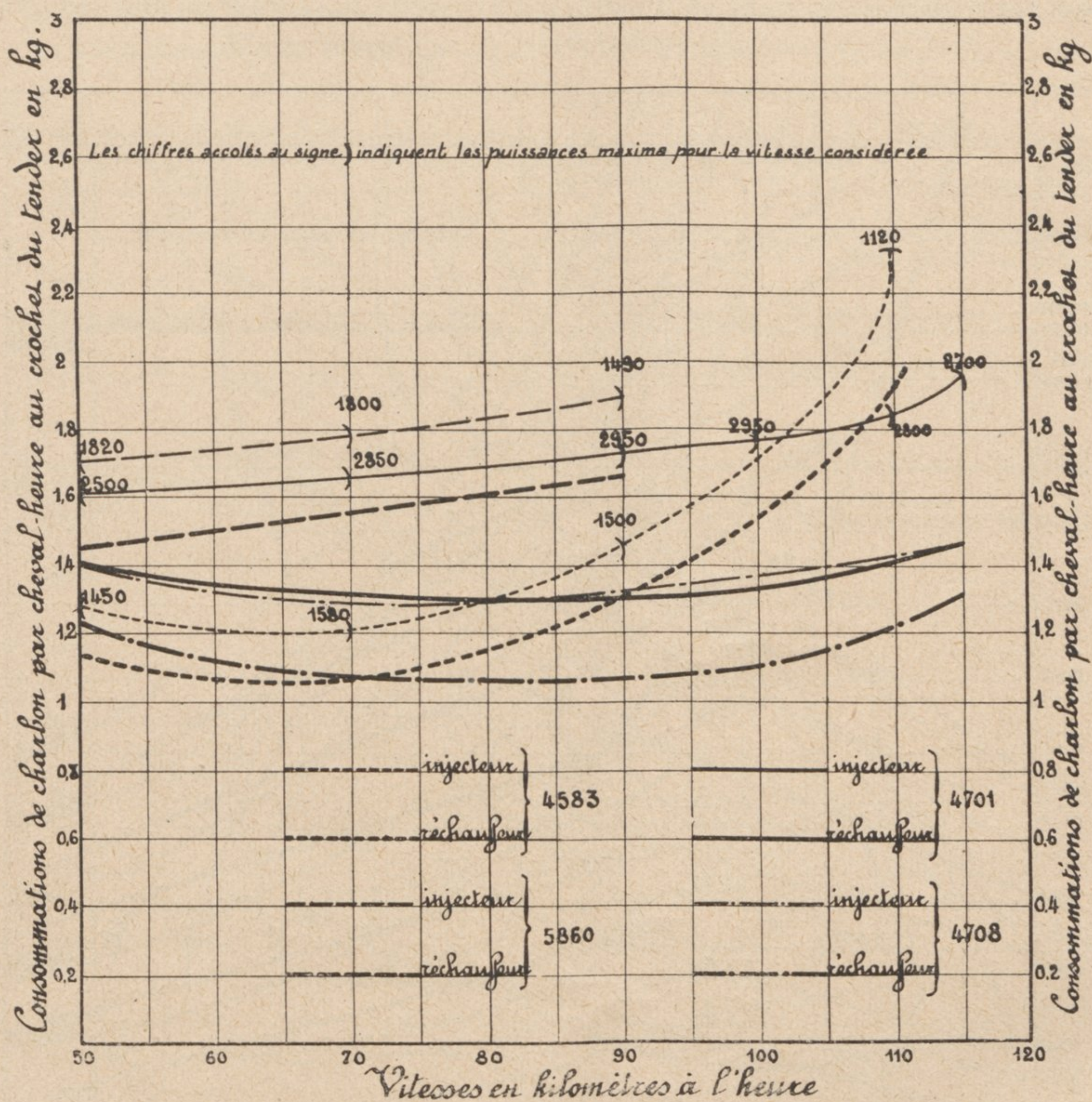
Fig. 83. — COURBES DE CONSOMMATION D'EAU PAR CHEVAL-HEURE AU CROCHET AVEC ALIMENTATION PAR INJECTEUR ET ALIMENTATION PAR RÉCHAUFFEUR, DES LOCOMOTIVES 4701, 4708, 4583 ET 5860, POUR LES PUISSANCES AU CROCHET MAXIMA POUVANT ÊTRE OBTENUES AVEC CHAQUE MACHINE DANS LE CAS DE L'ALIMENTATION PAR INJECTEUR.



les puissances limites sont cependant très inférieures et bien que les dimensions de leur mécanisme moteur diffèrent peu de celles des locomotives 4700, les cylindres BP des 4500 et ceux des 4700 étant identiques comme le diamètre de leurs roues motrices.

Ainsi, à 90 km à l'heure, la locomotive 4701 consomme 8,3 l d'eau pour 2 930 ch au crochet avec alimentation par injecteur, 7,85 l avec alimentation par réchauffeur, tandis que, à la même vitesse, pour une puissance limite de 1 500 ch la locomotive 4583 consomme, avec injecteur, 11,3 l et avec réchauffeur 10,45 l et tandis que la locomotive 5860, pour une puissance limite de 1 490 ch, consomme 12,15 l sans réchauffeur et 11,3 l avec réchauffeur.

Fig. 84. — COURBES DE CONSOMMATION DE CHARBON PAR CHEVAL-HEURE AU CROCHET AVEC ALIMENTATION PAR INJECTEUR ET ALIMENTATION PAR RÉCHAUFFEUR DES LOCOMOTIVES 4701, 4708, 4583 ET 5860, POUR LES PUISSANCES AU CROCHET MAXIMA POUVANT ÊTRE OBTENUES AVEC CHAQUE MACHINE DANS LE CAS DE L'ALIMENTATION PAR INJECTEUR.



A 110 km à l'heure, pour une puissance au crochet de 2 800 ch, la locomotive 4701 consomme 8,75 l d'eau avec injecteur et 8,15 l avec réchauffeur, tandis que la locomotive 4583, pour une puissance de 1 120 ch seulement, dépense 16,5 l par ch.h avec injecteur et 15,20 l avec réchauffeur.

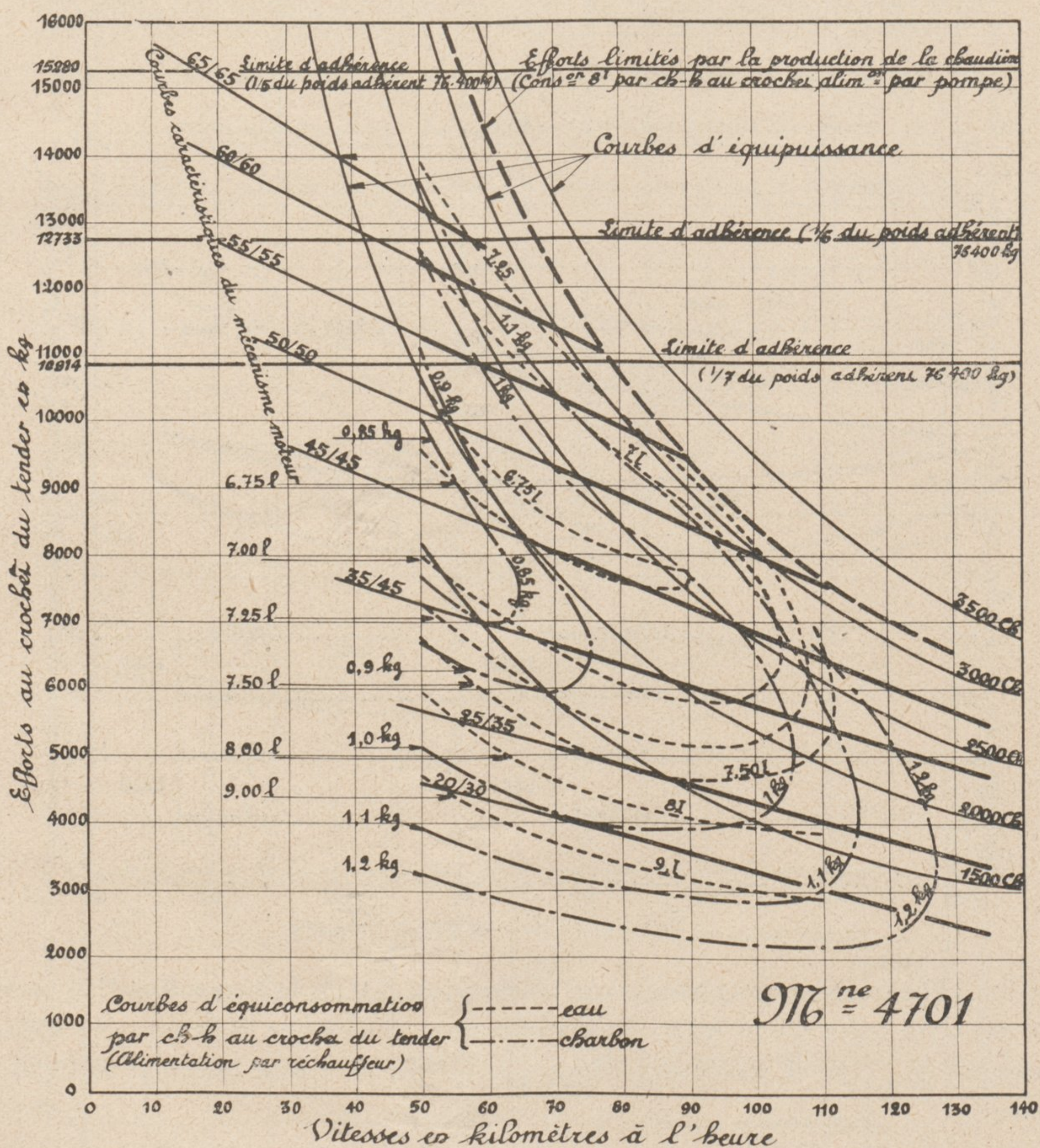
Si l'on examine ce qui se passe, au point de vue des consommations de combustible, on constate que l'influence du réchauffeur d'eau d'alimentation ne modifie pas sensiblement l'allure des courbes de consommation pour les locomotives 4583 et 5860, parce que, pour les puissances considérées, ces machines n'épuisent pas la puissance de leur chaudière.

Il en est à peu près de même pour la locomotive 4708.

Par contre, pour la locomotive 4701, dont les puissances maxima considérées correspondent justement à la limite de production de sa chaudière, dans le cas de l'alimentation avec injecteur, il suffit d'une économie de chaleur minime pour entraîner une modification profonde de la courbe des consommations.

Ainsi, par exemple, à la vitesse de 110 km/h, la consommation de la locomotive 4701, pour une puissance de 2 800 ch au crochet, est de 1,825 kg, tandis qu'avec alimentation avec réchauffeur, cette consommation tombe à 1,405 kg, d'où une économie de 21,5 %.

Fig. 85. — COURBES RÉCAPITULATIVES EN FONCTION DE LA VITESSE, DES EFFORTS DES PUISSANCES ET DES CONSOMMATIONS D'EAU ET DE COMBUSTIBLE RAPPORTÉS AU CROCHET DE TRACTION AVEC ALIMENTATION PAR RÉCHAUFFEUR DE LA LOCOMOTIVE 4701.



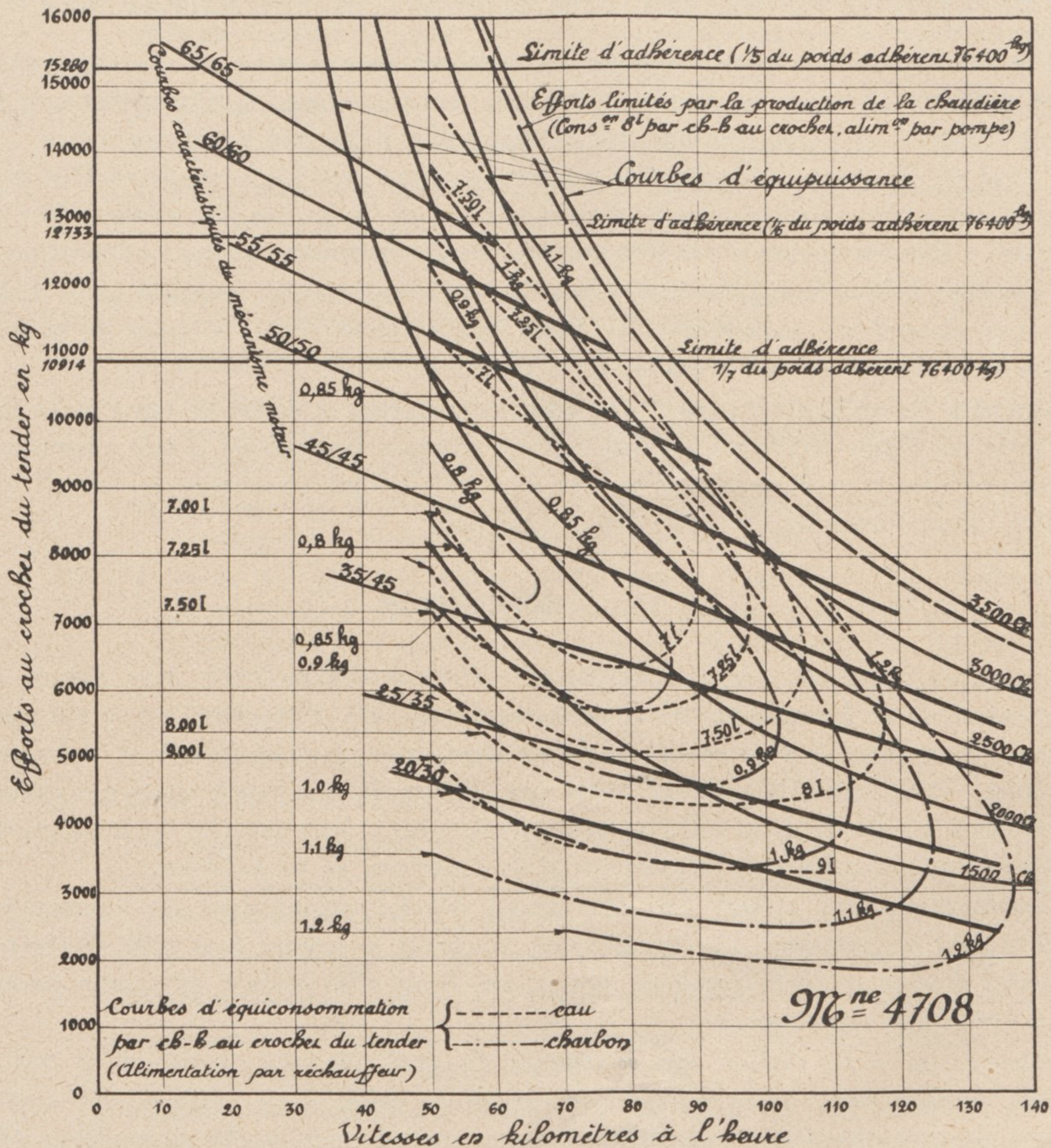
La locomotive 4708, grâce au meilleur rendement de sa chaudière donne sensiblement — avec injecteur — les mêmes résultats que la locomotive 4701 avec réchauffeur, sa consommation étant d'environ 1,41 kg par ch/h. Par contre, le réchauffeur procure ici une amélioration moindre puisque la chaudière est moins poussée et la consommation est, dans

ce dernier cas, de 1,20 kg entraînant une économie de 14,5 % sur l'alimentation par injecteur.

Si l'on examine le cas dans lequel toutes les locomotives comparées sont alimentées par réchauffeur, on constate que pour une puissance limite presque du double ou du triple, la locomotive 4701 donne au delà de la vitesse de 90 km/h une économie notable par ch.h au crochet.

C'est ainsi qu'à 110 km/h par exemple, l'économie de la 4701 par rapport à la 4583 atteint 26,5 % malgré l'énorme puissance développée (2 800 ch au lieu de 1 120 ch) dans des cylindres BP de même volume.

Fig. 86. — COURBES RÉCAPITULATIVES EN FONCTION DE LA VITESSE, DES EFFORTS, DES PUISSANCES ET DES CONSOMMATIONS D'EAU ET DE COMBUSTIBLE RAPPORTÉS AU CROCHET DE TRACTION AVEC ALIMENTATION PAR RÉCHAUFFEUR DE LA LOCOMOTIVE 4708.



La locomotive 4708 devient plus économique que la locomotive 4583 à partir de 70 km/h bien que cette machine développe alors 2 850 ch au crochet de traction au lieu de 1 580, puissance limite de la 4583.

Ainsi, la machine 4708 donne, par rapport à la locomotive 4583, une économie de 18,5 % à 90 km/h, pour une puissance au crochet de 2 930 ch au lieu de 1 500 et à 110 km/h une économie de 37,5 % pour une puissance de 2 800 ch au lieu de 1 120.

Par rapport à la locomotive 5 860 supposée toujours *alimentée par le réchauffeur*, la locomotive 4701 lui est nettement supérieure à toutes les vitesses considérées.

Il en est à fortiori de même pour la locomotive 4708.

C'est ainsi qu'à 70 km/h, la locomotive 4701 pour une puissance de 2 850 ch donne, par rapport à la locomotive 5860, développant à cette vitesse sa puissance limite de 1 800 ch, une économie de 17 % par ch.h et à 90 km/h pour une puissance de 2 930 ch au lieu de 1 490, une économie de 22 %.

Les économies correspondantes de la locomotive 4708 atteignent 31,5 % à 70 km/h et 36,5 % à 90 km/h.

A 50 km/h, pour une puissance de 2 500 ch, au lieu de 1 820, cette économie est de 17 %.

7° EFFORTS ET PUISSANCES UTILISABLES AU CROCHET DE TRACTION DES LOCOMOTIVES 4701 ET 4708 SUIVANT LE CRAN DE MARCHÉ ET SUIVANT LA VITESSE. — CONSOMMATION D'EAU PRISE DU TENDER ET CONSOMMATION DE COMBUSTIBLE DANS CES DIFFÉRENTS CAS. — Les figures 85 et 86 résument l'ensemble des résultats obtenus avec les locomotives 4701 et 4708. Elles donnent, pour chaque degré d'introduction et pour chaque vitesse, les efforts susceptibles d'être développés par la locomotive ainsi que les puissances qui leur correspondent.

Les courbes d'équiconsommations d'eau et de combustible, tracées pour l'alimentation avec réchauffeur, permettent en même temps de se rendre compte de la dépense entraînée dans chaque cas par le travail de la machine.

Les données de ces figures permettent ainsi, connaissant le profil de ligne et la marche tracée pour les trains envisagés, de calculer les charges susceptibles d'être remorquées et de déterminer les consommations d'eau et de combustibles auxquelles le travail moteur nécessaire à la remorque de ces trains doit donner lieu.

IV. — CONCLUSION

Les principes appliqués par la Compagnie d'Orléans depuis 1926 dans l'étude de la transformation de ses locomotives compound (machines 3700, 3800, 4700) en ce qui concerne notamment *les sections de passage offertes à la vapeur, le degré de surchauffe et l'échappement*, ont conduit — grâce aux dispositions prises par ailleurs dans la construction des chaudières pour permettre à celles-ci de développer sans incident toute leur capacité de production — à *un accroissement considérable de la puissance et du rendement de ses machines*.

Ces améliorations ont atteint leur plus grand développement dans les locomotives du type 4700 dont la puissance par rapport aux machines anciennes dont elles dérivent a été sensiblement doublée et dont l'économie de combustible est allée jusqu'à 45 % aux puissances limites des machines primitives.

Enfin, on a pu réaliser une locomotive du type « 2-4-0 » compound, à très haute surchauffe, à foyer étroit ayant 3,76 m² de surface de grille, d'un poids de 109 t pouvant développer une puissance indiquée de 4 000 ch, et une puissance au crochet du tender de 3 000 ch entre 90 et 120 km/h.

Cette locomotive s'est révélée apte aux plus grandes vitesses et elle a pu remorquer dans les meilleures conditions, des trains de fort tonnage (650 t) à la vitesse soutenue de 140 km/h en palier.

TABLE DES MATIÈRES

DEUXIÈME PARTIE

	Pages
II. — Etude du moteur	259
1° Préliminaires	259
2° Rappel des caractéristiques du moteur des locomotives 4500, 3700 et 4700	263
3° Résultats des essais :	
a) Exemples de diagrammes d'indicateurs	266
b) Étude comparée du circuit de vapeur des locomotives 4500 à vapeur saturée et à vapeur surchauffée et de la locomotive 4701	270
c) Courbes caractéristiques du mécanisme moteur	274
d) Efforts de traction aux cylindres et puissances correspondantes	275
e) Étude comparée des locomotives 4700 et de divers types de locomotives françaises et étrangères au point de vue de la décroissance de l'effort de traction aux cylindres en fonction de la vitesse et pour divers crans de marche	276
f) Efforts et puissances indiqués maxima soutenus en régime continu. Comparaison avec les résultats américains et allemands	281
g) Puissance volumétrique	285
h) Consommation d'eau prise au tender de vapeur délivrée aux cylindres et de combustible par ch.h indiqué en fonction de la puissance développée, de la vitesse et du cran de marche	286
i) Consommation de vapeur apparente par ch.h indiqué. Rapport entre la consommation réelle et cette consommation apparente	290
j) Étude du rendement thermique du moteur. Rendement réel d'après la consommation de vapeur. Rendements apparents d'après les diagrammes d'indicateur et d'après la chute de chaleur. Signification de la température mesurée à l'échappement	294
k) Influence des phénomènes d'action de parois et des fuites	302
l) Rendement organique du moteur de la locomotive	307
III. — Étude de l'ensemble de la locomotive	309
1° Résistance à l'avancement de la locomotive à régulateur ouvert	309
2° Résistance à l'avancement de la locomotive à régulateur fermé avec et sans by-pass. Comparaison avec la locomotive 4583	311
3° Étude du rapport de l'effort de traction au crochet de tender à l'effort indiqué	313
4° Efforts et puissances développés au crochet du tender en fonction de la vitesse	314
5° Consommations d'eau prise au tender, de vapeur délivrée aux cylindres et de charbon par ch.h développé au crochet du tender	316
6° Consommations comparées de vapeur et de combustible des locomotives 4701-4708-4583 et 5860. Influence de la puissance développée et influence de la vitesse	318
7° Efforts et puissances utilisables au crochet de traction des locomotives 4701 et 4708 suivant le cran de marche et suivant la vitesse. Consommations d'eau prise au tender et de combustible pour ces différents cas	332
IV. — Conclusion	332