
EXPÉRIENCES

FAITES EN SERVICE COURANT

SUR LA LOCOMOTIVE COMPOUND A GRANDE VITESSE 2.158

DU CHEMIN DE FER DU NORD

Par M. F. BARBIER,

SOUS-INGÉNIEUR DU SERVICES DES ESSAIS.

(Pl. XVIII et XIX).

1^{re} PARTIE.

PUISSANCE. — RÉSISTANCE A LA TRACTION. — RENDEMENT.

- I. PRÉLIMINAIRES. — Programme des expériences. — Installation de l'indicateur.
- II. RÉSULTATS D'EXPLOITATION. — Puissance maxima. — Variations de la puissance avec la vitesse, le profil et la charge remorquée.
- III. TRAVAIL UTILE ET INDIQUÉ. — Travail dû à la résistance de l'air. Travail absorbé par la locomotive et le tender.
- IV. RÉSISTANCE A LA TRACTION de la locomotive et du tender. — Résistance de l'air. Résistance du train brut.
- V. RENDEMENT. — Influence de la vitesse, du profil, de la charge remorquée et du poids de la locomotive et du tender.

§ I. — PRÉLIMINAIRES.

But des expériences.

Les indicateurs ordinaires, dans lesquels la commande du barillet se fait au moyen d'une liaison mécanique avec la crosse du piston, permettent difficilement de relever des diagrammes sur les locomotives, au delà d'une vitesse de 95 à 100 kilomètres à l'heure pour les machines-

express, soit environ 4 tours de roues motrices ou 5 mètres de vitesse de piston par seconde. L'auto-indicateur de la Compagnie de l'Ouest (1), dans lequel toute commande mécanique a été supprimée, semblait se prêter, mieux qu'aucun autre appareil similaire, à l'enregistrement des diagrammes de locomotives, aux allures les plus rapides.

Dans le but d'étudier divers phénomènes relatifs à la distribution et à l'utilisation de la vapeur dans les cylindres, ainsi que le travail développé par les locomotives compound à voyageurs, aux vitesses de 100 à 120 kilomètres à l'heure, renseignements qui actuellement font à peu près défaut, M. du Bousquet, Ingénieur en Chef du Matériel et de la Traction du Chemin de fer du Nord, pria M. Clérault, Ingénieur en chef à la Compagnie de l'Ouest, de bien vouloir mettre à sa disposition l'auto-indicateur, avec lequel il fit effectuer une série d'expériences destinées à élucider quelques-uns des problèmes qui font l'objet de la présente note.

Installation de l'indicateur.

L'appareil a été monté sur la locomotive compound à grande vitesse n° 2.158. M. Brillié, Inspecteur à la Compagnie de l'Ouest, voulut bien nous prêter le concours de son expérience, en nous assistant pendant la période des préparatifs et pendant toute celle des essais.

La machine n° 2.158 fait partie d'une série de trois locomotives (2.158-2.160), mises en service sur le réseau du Nord en 1896 et qui firent récemment l'objet d'une description dans la *Revue* (2). Nous en rappellerons seulement les principales conditions d'établissement, auxquelles il serait nécessaire au lecteur de se reporter par la suite.

MACHINE.

Surface de grille		2,30 ^{mq}
Surface de chauffe (les tubes à ailerons étant comptés avec leur surface intérieure).		175,58 ^{mq}
Timbre de la chaudière		15 ^{kg.}
Pression maxima au réservoir intermédiaire.....		6 ^{kg.}
Diamètre au contact des roues motrices (avec bandages neufs).....		2 ^m ,130
Diamètre des cylindres à haute pression		340 ^{mm}
— — basse pression		530 ^{mm}
Course des pistons.....		640 ^{mm}
Rapport des volumes des cylindres.		2,43
Recouvrement extérieur des tiroirs	{ H. P.....	26,75 ^{mm}
	{ B. P.....	26,75 ^{mm}
Découvrement intérieur.....	{ H. P.....	3 ^{mm}
	{ B. P.....	3 ^{mm}
Poids total en ordre de marche		50 ^t ,4

TENDER.

Diamètre des roues au contact		1 ^m ,040
Poids du tender en ordre de marche.....		41 ^t ,04
Approvisionnement.....	{ eau.....	16 ^{mc}
	{ combustible.....	5000 ^{kg.}

(1) Voir *Revue Générale*, N° de Septembre 1896.

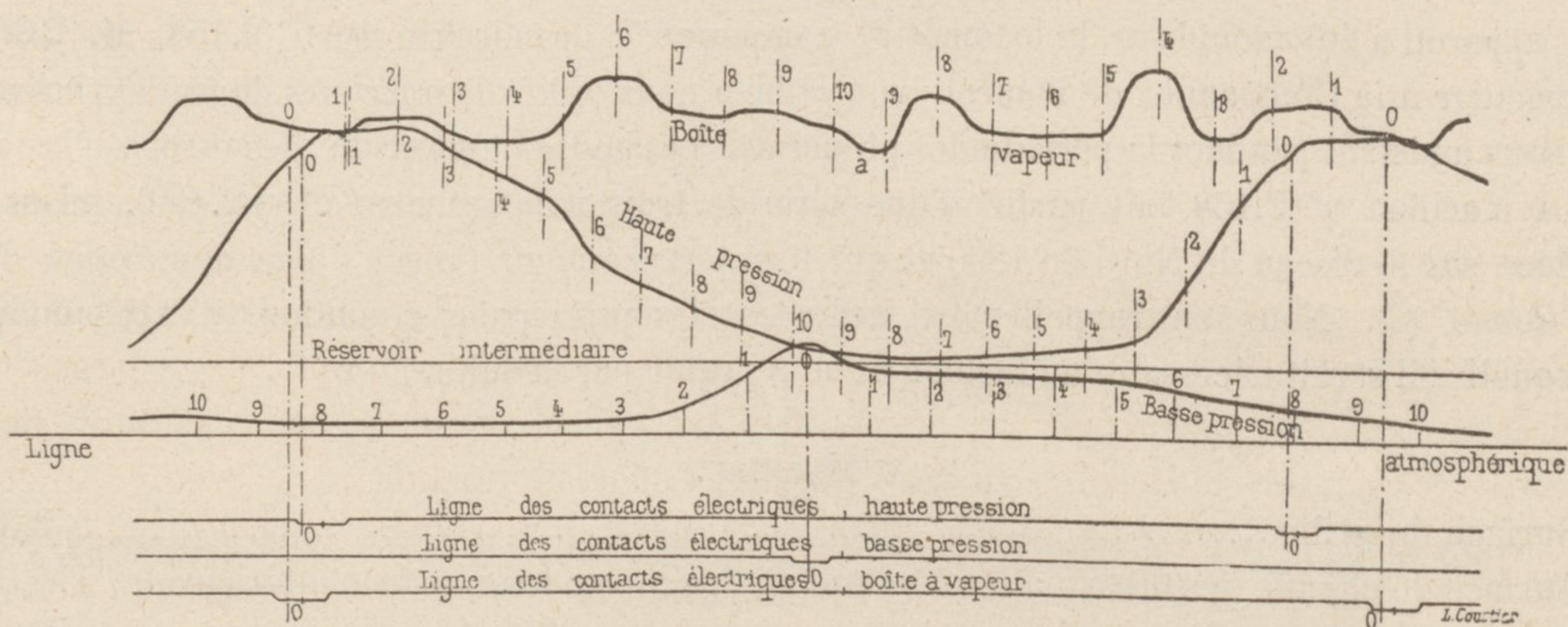
(2) N° de Février 1898.

L'auto-indicateur a été monté sur le tablier côté droit de la machine, à peu près à égale distance des cylindres à haute et à basse pression. Des tuyauteries établissaient sa communication avec les quatre capacités suivantes, dans lesquelles on se proposait de mesurer la variation de pression : la boîte à vapeur HP, le réservoir intermédiaire, le petit et le grand cylindre. Comme le nombre des tubulures de l'appareil ne permettait pas de relever simultanément des diagrammes sur les quatre faces des pistons, les essais ont été faits alternativement sur les faces AV et AR, pour chaque série d'expériences.

Chaque diagramme relevé comprend les courbes de pressions d'un même côté des cylindres HP et BP, soit AV, soit AR, ainsi que celles relatives à la boîte à vapeur et au réservoir intermédiaire.

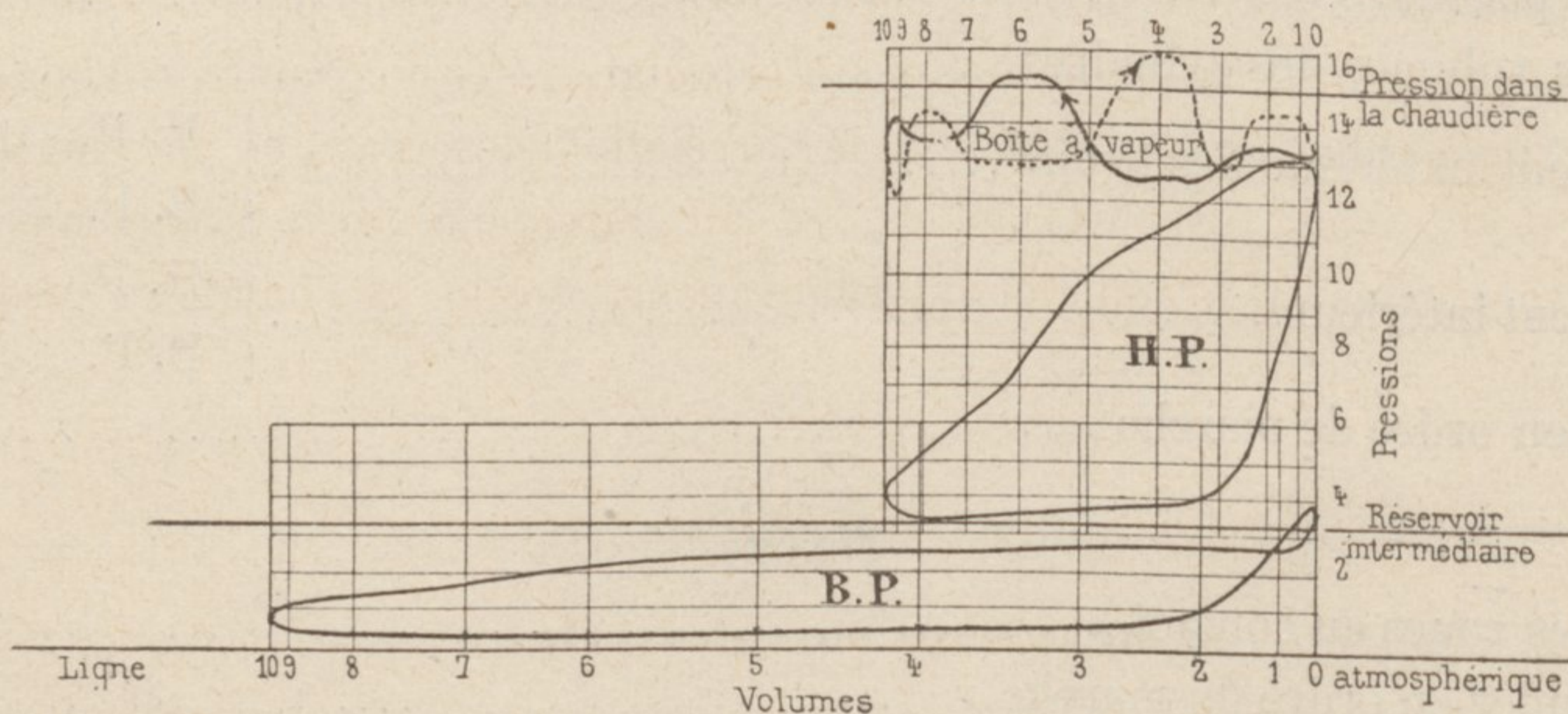
Nous en donnons, ci-après, fig. 1 et 2, un spécimen. Le mode de transformation du diagramme continu en cycle fermé, a déjà été indiqué dans la *Revue*. (1).

Fig. 1. — DIAGRAMME ORIGINAL.
Échelle de 1/2.



Deux opérateurs se trouvaient sur la plateforme de la machine. L'un d'eux donnait au mécanicien les indications nécessaires à la marche et manœuvrait l'appareil ; il était chargé en

Fig. 2. — DIAGRAMME TRANSFORMÉ.
Échelle de 1/2.



Train 9 du 25 Janvier 1897 (N° 1. — Série A).
 { Degré d'ouverture du régulateur : 0,62.
 { Crans d'admission : 45/60.
 { Vitesse : 89 klm.

(1) N° de Septembre 1896.

outre des signaux conventionnels avec les agents du wagon-dynamomètre. L'autre notait, au moment opportun, les diverses conditions de la marche : pression dans la chaudière, degré d'ouverture du régulateur, serrage de l'échappement, crans d'admission.

Un manomètre étalon, gradué par $\frac{1}{5}$ de kilogramme, substitué à celui de la chaudière, permettait de relever d'une façon assez précise la pression dans le générateur.

Ces indications étaient complétées par celles qu'enregistrait l'appareil du wagon-dynamomètre : efforts de traction, vitesses, points kilométriques. Les heures de passage aux stations, le tonnage et la composition du train, les conditions atmosphériques, ont été consignés à chaque expérience.

A quelques-uns des trains d'essais, on a mesuré également les quantités d'eau et de charbon consommées.

Marche des essais.

Les essais ont été effectués, *en service courant*, par tous les temps, pendant les mois de janvier et de mars 1897. Ils ont porté sur 31 trains, dont 3 de marchandises à marche accélérée, 5 semi-directs et 23 rapides, auxquels on a relevé près de 600 diagrammes, dont 400 environ ont été anamorphosés et analysés. La multiplicité des essais nous a permis d'en tirer un certain nombre de conclusions avec plus de certitude que ne l'auraient comporté des expériences moins prolongées.

Ces divers trains d'expériences ont permis notamment de se rendre compte de l'aptitude que possèdent les nouvelles locomotives compound à grande vitesse, à remorquer des charges très différentes, en développant suivant le cas, l'un ou l'autre des éléments constitutifs de la puissance, c'est-à-dire le facteur « vitesse » ou celui « effort de traction ».

Dans les trains de voyageurs rapides, la charge a varié de 100 à 225 tonnes (locomotive et tender non compris) ; la moyenne a été de 160 tonnes, ce qui représente à peu près 14 voitures à 2 essieux.

Les trains de marchandises, du poids de 680 tonnes environ, étaient constitués par 43 wagons-tombereaux, chargés chacun de 10.000 kilog. de houille, 1 fourgon et 1 wagon-dynamomètre.

Nous ne passerons en revue, dans cette partie de notre rapport, que les questions intéressant la puissance, le rendement et la résistance à la traction que présentent la locomotive et le tender, particulièrement aux vitesses très élevées. Nous réserverons pour une étude ultérieure, qui sera publiée prochainement, l'analyse et l'interprétation des diagrammes, ainsi que diverses considérations sur l'utilisation de la vapeur, la corrélation des crans de marche H P. et B P., la répartition des travaux sur les pistons, et sur l'influence des dimensions des tuyaux d'admission et des boîtes sur l'écoulement de la vapeur, depuis la chaudière jusqu'aux petits cylindres.

§ II.

Résultats d'exploitation.

Nous donnerons, ci-après, quelques exemples choisis dans le service courant, parmi les 31 trains effectués en janvier et mars 1897, lesquels nous ont fourni les bases de notre étude. Les graphiques de la Planche XVIII figurent les courbes de vitesse de quelques-uns de ces trains, sur les profils particulièrement intéressants.

Les charges et les conditions atmosphériques ont été consignées dans une légende explicative.

TRAIN 12
DU
15 JANVIER 1897
D'AMIENS
A PARIS.

La composition de ce train était de 13 véhicules, pesant en charge 144 tonnes. Au départ d'Amiens, il avait un retard de 14 minutes. A l'arrivée à Creil, 12 minutes étaient regagnées sur un parcours de 80 kilom. et malgré un ralentissement forcé pendant 6 kil. Après un arrêt de 1 1/2 minute à Creil, au lieu de 1', temps prévu, il arrivait à Paris avec 2' d'avance.

La distance de 130 kilom. 6 qui sépare Amiens de Paris s'était effectuée, arrêt compris, en 1 h. 25', au lieu de 1 h. 41', temps accordé par l'itinéraire. La vitesse commerciale a été de 92, 2 kilom. à l'heure, au lieu de 77, 5, prévue par l'horaire. En défalquant une minute et demie pour l'arrêt de Creil et, ainsi qu'on a l'habitude de compter au Nord, 1' par démarrage et 30'' pour chaque ralentissement à l'arrivée dans une station, il ressort que la vitesse moyenne de pleine marche s'est élevée à 98 kilom. à l'heure.

Pour arriver à ce résultat, il est nécessaire de faire donner à la machine à peu près son maximum de puissance et de marcher à une allure rapide, et de façon soutenue, non seulement en descendant les pentes, mais aussi sur les rampes.

Ainsi, dans le trajet de Creil à Paris (Fig. 1, Pl. XVIII) la rampe de 5 m/m, qui commence au kilom. 48, a été abordée à 80 kilom. de vitesse, puis celle-ci a augmenté progressivement durant 20 kilom. à peu près du même profil, jusqu'à 98 kilom. (kil. 28). La distance du kil. 41 au kil. 28, soit 13 kilom., a été franchie en 8' 23'', c'est-à-dire avec une vitesse moyenne de 93 kilom. à l'heure, en rampe de 5.

A partir du kil. 27, 5, les pentes de 5 m/m se succèdent presque sans interruption jusqu'au kil. 7, 5. Cette distance de 20 kil. a été franchie en 10' 24'', ce qui représente une vitesse moyenne de 115 kilom. en pente de 5. A plusieurs reprises, on a constaté sur ce profil une vitesse de 125 kilom. qui surpasse de 5 kilom. par tolérance, le maximum de 120 autorisé par le règlement.

TRAIN 12
DU 23 MARS 1897
D'AMIENS
A PARIS.

La charge était faible (100 tonnes). Malgré des conditions atmosphériques très défavorables la vitesse s'est maintenue constante, sur les rampes de 5 m/m, à 85 kilom. (Fig. 1, Pl. XVIII) et sur les pentes de 5 m/m, du kil. 15 au kil. 9, à 120, 5 kilom.

TRAIN 9
DU 18 MARS 1897
DE PARIS
A AMIENS.

Avec une charge de 146 tonnes et un fort vent debout, la vitesse a pu néanmoins être soutenue à 97 kilom. à l'heure, sur une longueur de 20 kilom. de rampes de 5 m/m (Fig. 2, Pl. XVIII); parfois même elle a atteint 100 kilom.

TRAIN 9
DU 22 MARS 1897
DE PARIS
A AMIENS.

Ce train était composé de 17 véhicules pesant 225 tonnes. La distance qui sépare les kil. 7,5 et 27,5 a été franchie, sur rampes de 5 m/m, en 13' 45'', avec une vitesse moyenne de 87 kilom. à l'heure (Fig. 2, Pl. XVIII). C'est là un résultat remarquable, eu égard à la charge remorquée.

TRAINS
DE
MARCHANDISES
DE LENS
A LA PLAINE.

La locomotive 2.158 a fait, concurremment avec les machines à 4 essieux accouplés de la Compagnie du Nord, quelques trains lourds de marchandises, dans des conditions notables de supériorité, au point de vue de la vitesse. Nous devons toutefois faire remarquer que son poids adhérent relativement faible (31 tonnes au lieu de 44, poids des locomotives à marchandises) a nécessité assez fréquemment l'emploi du sable, surtout sur les fortes rampes, étant donné également que la saison était particulièrement défavorable à des expériences de ce genre.

La fig. 3 de la Pl. XVIII comprend quelques extraits des courbes des vitesses des trains N° 4070 effectués le 13 et le 27 janvier 1897, avec des charges respectivement égales à 682 et 695 tonnes.

Sur la première partie du trajet, en rampe de 5, du kil. 209 au kil. 200, la vitesse a crû, en moyenne, de 17 à 26 kilom. à l'heure. Sur les rampes de 3 m/m qui existent entre les kil. 120-114

et kil. 102-93, la vitesse moyenne a été de 50 kilom. à l'heure et sur les paliers (kil. 146 à 131 et 60 à 52) de 55 kilom. environ. Ces résultats n'auraient pu être obtenus avec les machines à marchandises ordinaires.

Le trajet total de Lens à la Plaine (228 kil.) s'est généralement effectué en 6 h. 1/4, avec un seul arrêt intermédiaire de 15'. Il en ressort une vitesse commerciale d'à peu près 37 kilom. à l'heure.

Puissance maxima.

L'effort au crochet de traction le plus considérable qui ait été observé, d'une façon soutenue en pleine marche, a été relevé aux trains de marchandises 4.070 des 13 et 27 janvier 1897 (Fig. 3, Pl. XVIII); il a atteint 5.000 kilog. en rampe de 5 m/m, entre les kil. 209 et 200.

Pour les trains de voyageurs, il s'est élevé sur le même profil à 2.200 kilog. au train 9 du 22 mars 1897, entre les kil. 7, 5 et 27, 5 (Fig. 2, Pl. XVIII).

Le plus grand travail utilisé au crochet du tender a été fourni à ce dernier train, avec une charge remorquée de 225 tonnes. Durant la majeure partie du parcours précité, il s'est maintenu à près de 700 chevaux. Le travail correspondant sur les pistons, évalué au moyen des diagrammes relevés à l'indicateur, a été d'environ 1.200 chevaux.

On a obtenu des résultats analogues, à diverses reprises, dans plusieurs autres trains d'essais, comme le fait ressortir le tableau suivant :

DÉSIGNATION DU TRAIN	CHARGE REMORQUÉE	KILOMÉTRAGE	PROFIL.	VITESSE MOYENNE (sensiblement constante)	TRAVAIL MOYEN INDIQUÉ.
	tonnes			km.	ch.
9 du 20 Janvier 1897...	165	K. 111 au K. 116	Pentes de 4 et de 3 ^{mm}	114	1200
12 du 20 Janvier 1897...	152	K. 40 au K. 35	Rampe de 5	92	1190
13 du 17 Mars 1897.....	164	K. 96 au K. 100	Pentes de 3 et 3,5	106	1200
9 du 18 Mars 1897....	146	K. 12 au K. 17	Rampe de 5	97	1190
12 du 18 Mars 1897.....	156	K. 63 au K. 58	Pentes de 2,3 à 1,6	104	1190
9 du 22 Mars 1897.....	225	K. 35 au K. 41	Pente de 5	114	1210
12 du 22 Mars 1897.....	151	K. 41 au K. 35	Rampe de 5	97	1195

Le travail dans les cylindres a quelquefois atteint 1.300 chevaux, soit en rampe, soit en pente, aux très grandes vitesses, mais ces résultats exceptionnels ne sauraient donner une notion exacte de la puissance maxima de la locomotive, car avec un tel régime, la chaudière paraissait être arrivée à sa limite de production.

Néanmoins, des chiffres qui viennent d'être donnés, il est permis de conclure, sans exagération, que la machine peut développer le cas échéant, pendant plusieurs kilomètres, un travail soutenu de 1.200 chevaux sur les pistons, aux trains rapides.

Cette élasticité de puissance, qui se traduit par la faculté d'obtenir soit un travail très élevé aux grandes vitesses, soit un effort de traction considérable, à des vitesses modérées, constitue bien la caractéristique de ces locomotives.

**Variations de la charge remorquée avec la vitesse et le profil,
en utilisant la puissance maxima de la machine.**

Nous admettons, d'après ce qui précède, que la puissance maxima des locomotives compound de la série 2.158-2.160, correspond à un travail indiqué soutenu de 1.200 chevaux dans les

cylindres: Nous avons pris ce nombre comme point de départ pour déterminer le poids qui pouvait être remorqué sur un profil déterminé, lorsqu'on s'imposait une certaine vitesse moyenne de marche. La Fig. 1, Pl. XIX, montre la relation qui existerait, dans ce cas, entre la charge et la vitesse sur palier et sur diverses rampes; les vitesses ont été portées en abscisses et les poids remorqués en ordonnées.

La Fig. 2, Pl. XIX est la représentation graphique de la loi qui relierait la charge au profil, pour des vitesses de 60, 80, 100 et 120 kil. à l'heure, relatives aux trains de voyageurs; les déclivités, en $\frac{m}{m}$ par mètre, ont été portées en abscisses et les poids en ordonnées.

Le tableau ci-après, dont les indications sont déduites des courbes précédemment mentionnées, donne un aperçu des charges moyennes que le profil et la vitesse permettraient à la locomotive de remorquer, dans des conditions atmosphériques et d'entretien de voie ordinaires, si celle-ci développait un travail indiqué soutenu de 1.200 chevaux.

TABLEAU DES CHARGES MOYENNES (TRAINS RAPIDES) POUVANT ÊTRE REMORQUÉES PAR LES LOCOMOTIVES COMPOUND A GRANDE VITESSE 2158-2160, DÉVELOPPANT UN TRAVAIL INDICÉ SOUTENU DE 1.200 CHEVAUX, SUR UN PROFIL DONNÉ ET AVEC UNE VITESSE DÉTERMINÉE.

VITESSE EN KILOMÈTRES A L'HEURE	DÉCLIVITÉS EN $\frac{m}{m}$ PAR MÈTRE.					
	PALIER	RAMPE DE 2	RAMPE DE 3	RAMPE DE 4	RAMPE DE 5	RAMPE DE 10
	tonnes	tonnes	tonnes	tonnes	tonnes	tonnes
80	»	»	»	270	240	145
100	225	170	145	130	115	60
120	90	65	55	»	»	»

§ III.

Variations du travail avec la vitesse.

TRAVAIL
UTILE T_u .

Le travail utilisé au crochet du tender est le produit des deux facteurs: effort de traction et vitesse à la seconde, qui se déduisent des indications de l'appareil enregistreur du wagon-dynamomètre. Nous n'avons calculé les valeurs de T_u qu'en alignement droit, sur les profils uniformes et à vitesse sensiblement constante; toute cause d'erreur résultant de la correction qu'entraîne l'influence des courbes et de l'accélération est ainsi éliminée.

Comme les observations faites directement en palier ont été peu nombreuses, nous avons également relevé les efforts de traction, à différentes vitesses, sur des profils quelconques, et nous les avons ramenés au cas du palier, afin d'avoir toujours des résultats comparables. Il a suffi, pour cela, d'ajouter algébriquement à l'effort réel enregistré par l'appareil, l'effort positif ou négatif qui résulte de l'action de la gravité sur le train, dans l'hypothèse d'une rampe ou d'une pente.

Les observations ont été faites, pour les trains de marchandises, entre les limites de vitesses de 10 et 60 kilom. à l'heure et, pour les trains de voyageurs, entre 60 et 125 kilom.

Les courbes b et d (Fig. 5, Pl. XIX) donnent la variation du travail utile, avec la vitesse, ramené en palier et dans le cas d'une charge moyenne remorquée de 680 tonnes, pour les trains

de marchandises et de 160 tonnes, pour ceux de voyageurs. Ce dernier nombre représente la moyenne des poids des trains de voyageurs faits pendant la période des essais.

T_u a varié : 1° dans les trains de marchandises, pour des vitesses de 40 à 58 kilom. observées directement en palier, de 270 à 600 chevaux. Les résistances correspondantes, en kilogrammes, par tonne de train, seraient :

$$\frac{270^{\text{ch}} \times 75^{\text{kgm}} \times 3.600''}{40^{\text{km}} \times 1.000 \times 680^{\text{t}}} = 2^{\text{kg}} 68 \text{ et } \frac{600 \times 75 \times 3.600}{58 \times 1.000 \times 680} = 4^{\text{kg}}, 10$$

2° Dans les trains de voyageurs, pour des vitesses en palier comprises entre 85 et 110 kilom., le travail utile a varié, en moyenne, de 345 à 630 chevaux. Les résistances, en kilogr. par tonne, qui en découlent sont respectivement de :

$$\frac{345 \times 75 \times 3.600}{85 \times 1.000 \times 160} = 6^{\text{kg}}, 8 \text{ et } \frac{630 \times 75 \times 3.600}{110 \times 1.000 \times 160} = 9^{\text{kg}}, 6.$$

Ces résistances sont comparables à celles qui nous ont été données par les expériences faites à la Compagnie du Nord, de 1891 à 1895 et dont nous avons donné le compte-rendu dans la *Revue* (1).

TRAVAIL
INDIQUÉ T_m .

En planimétrant les diagrammes d'indicateur, on obtient le travail en kilogrammètres, par coup de piston. Celui-ci n'a pas la même valeur sur les deux faces ; l'expérience nous a montré que, pour la locomotive 2.158, le rapport des pressions moyennes à l'avant et à l'arrière était de $\frac{13}{14}$. On peut avoir le travail T_1 , développé dans les quatre cylindres, pendant un tour de roues, en doublant la somme des travaux faces AV et AR calculés pour les cylindres H P. et B P. côté droit, sur lesquels ont été relevés les diagrammes.

Si n est le nombre de tours de roues par seconde de la machine, le travail total en chevaux sera représenté par :

$$T_m = \frac{T_1 \times n}{75}.$$

Les diagrammes, pris à vitesse constante et en palier, sont trop peu nombreux pour que nous ayons pu en déduire la loi de variation du travail avec la vitesse. Nous avons dû également soumettre au calcul ceux qui ont été enregistrés à vitesse non constante, mais avec des variations de régime relativement faibles pendant la durée du relevé, et quel que soit le profil, à condition que le train tout entier fût en alignement droit. Nous avons pu, de cette façon, utiliser la majeure partie des renseignements que le dépouillement de 400 diagrammes nous a donnés.

Pour ramener le travail indiqué à celui qui serait développé *en palier et à vitesse constante*, il a été généralement nécessaire de faire deux corrections, l'une relative à la gravité et l'autre à l'accélération.

La première se déduit de la connaissance de la charge totale du train (locomotive et tender compris) à l'instant considéré ; le produit de la composante de ce poids dirigée suivant l'inclinaison du profil, par la vitesse en mètres par seconde, donne le travail de la pesanteur, positif

(1) Résistance à la traction des trains de voyageurs à grande vitesse. N° d'Avril 1897.

ou négatif selon le cas d'une rampe ou d'une pente, qu'il y a lieu de retrancher algébriquement à T_m pour avoir le travail correspondant en palier.

Nous avons tenu compte, dans l'évaluation de ce poids total, de la diminution des approvisionnements du tender en cours de route, à raison de 100 kilog. par kilomètre, pour les trains rapides de voyageurs et de 120 kilog. pour ceux de marchandises.

Le travail sur les pistons, ramené à une vitesse constante, est égal au travail indiqué, diminué ou augmenté, selon que la vitesse est croissante ou décroissante, de celui qui est nécessaire pour produire l'accélération du train entier. Ce dernier travail est représenté par l'accroissement de puissance vive que produit la force accélératrice ou :

$$\frac{P}{2g} \left(\frac{v^2 - v_0^2}{r \times 75} \right)$$

expression dans laquelle P est la charge totale, v_0 et v , les vitesses en mètres par seconde accusées par l'appareil dynamométrique, au commencement et à la fin de la période de temps nécessaire au relevé du diagramme. Celle-ci correspond généralement, avec l'auto-indicateur, à un chemin parcouru de 140 mètres, r est le nombre de secondes qui se sont écoulées pendant ladite période.

Les courbes a et c (Fig. 5, Pl. XIX), montrent la variation du travail indiqué avec la vitesse, *en palier*, dans le cas de charges remorquées de 680 tonnes, pour les trains de marchandises, et de 160 tonnes, en moyenne, pour ceux de voyageurs.

T_m a varié : 1° dans les trains de marchandises pour des vitesses de 40 à 58 kilom. observées directement en palier, de 350 à 780 chevaux ;

2° Dans les trains de voyageurs, pour des vitesses comprises entre 85 et 110 kilom. sur le même profil, de 680 à 1.230 chevaux. On peut se rendre compte, d'après la courbe c , que pour marcher à la vitesse de 120 kilom. en palier, la locomotive devrait développer, sur les pistons, plus de 1.500 chevaux.

DIFFÉRENCE
ENTRE LE
TRAVAIL INDIQUÉ
ET LE
TRAVAIL UTILE.

La différence $T_m - T_u$ représente le travail total qu'absorbent la locomotive et le tender, ainsi que celui qui est dû à la résistance de l'air.

En prenant les différences des ordonnées des courbes a et b (Fig. 5, Pl. XIX) d'une part, c et d d'autre part, on peut figurer graphiquement les valeurs de $T_m - T_u$, à différentes vitesses entre les limites de 10 et 125 kilom., au moyen de la courbe e (Fig. 6, Pl. XIX). Les résultats qu'on en peut déduire ne sont relatifs qu'à la marche en palier et se rapportent à un poids de locomotive et de tender en ordre de marche de 85,5 tonnes, moyenne observée durant les expériences (1). $T_m - T_u$ aurait une valeur d'autant plus élevée que ce poids serait plus considérable.

CORRÉLATION
DU
TRAVAIL INDIQUÉ,
DU PROFIL
ET
DE LA VITESSE.

Nous avons précédemment étudié les variations du travail indiqué avec la vitesse, *sur palier*. Dans la Fig. 3, Pl. XIX, nous donnons un graphique représentatif des travaux qui ont été développés dans les cylindres, aux trains rapides d'essais, *sur des déclivités* variant de -5 à $+5$ m/m et pour des vitesses de 60, 80, 100 et 120 kilom. Les inclinaisons de la voie, en millim., par mètre, ont été portées en abscisses et les travaux indiqués en ordonnées. *L'influence du profil sur la vitesse*, pour différentes valeurs de T_m , ressort de l'inspection des courbes de la Fig. 4 (Pl. XIX) où les abscisses représentent les déclivités et les ordonnées, les vitesses.

(1) Les poids extrêmes relevés ont été 92 et 77 tonnes, suivant l'état des approvisionnements du tender.

Ces divers résultats se rapportent à des charges moyennes de 160 tonnes pour le train, et de 85,5 tonnes pour la locomotive et le tender.

Dans le tableau ci-après, nous avons consigné la valeur du travail indiqué sur les pistons, d'une façon soutenue, à des vitesses de 60, 80, 100 et 120 kilom. et sur différents profils.

TABLEAU DES TRAVAUX INDIQUÉS SUR DIVERS PROFILS ET A DES VITESSES DIFFÉRENTES.

(Charge moyenne remorquée : 160 tonnes; poids moyen de la locomotive et du tender 85,5 tonnes).

DÉSIGNATION DU PROFIL	VITESSES EN KILOMÈTRES A L'HEURE			
	60	80	100	120
	ch.	ch.		
Rampe de 5 m/m.....	580	920	»	»
d° de 4 m/m.....	530	860	»	»
d° de 3 m/m.....	490	800	1210	»
d° de 2 m/m.....	440	740	1130	»
d° de 1 m/m.....	»	680	1050	»
Palier.....	»	620	970	»
Pente de 1 m/m.....	»	550	890	»
d° de 2 m/m.....	»	490	810	»
d° de 3 m/m.....	»	430	730	1220
d° de 4 m/m.....	»	»	650	1130
d° de 5 m/m.....	»	»	570	1040

TRAVAIL ABSORBÉ
PAR LA
RÉSISTANCE
DE L'AIR
A L'AVANT
DE LA MACHINE.

Il était intéressant de connaître quelle part il y avait lieu d'attribuer à la résistance de l'air dans la différence $T_m - T_u$ entre le travail développé dans les cylindres et celui qui est disponible au crochet du tender. La majeure partie de cette résistance provient de la pression qu'exerce l'air à l'avant de la machine, même dans une atmosphère calme, et qui est d'autant plus grande que la vitesse est elle-même plus élevée. Le frottement des filets fluides contre les parois latérales de la locomotive et du tender ont relativement peu d'importance. Quant à l'action de l'air sur les autres véhicules, elle est implicitement renfermée dans le travail T_u .

Nous ne pourrions guère nous rendre compte que par le calcul de la résistance de l'air sur la surface de front de la machine, en l'absence de renseignements certains fournis par l'expérience directe, laquelle serait particulièrement intéressante aux grandes vitesses.

La plupart des auteurs admettent que la réaction normale produite par l'air sur une surface plane en mouvement est une fonction parabolique de la vitesse, de la forme $k S v^2$ où v est la vitesse en mètres par seconde, S la surface choquée supposée plane et perpendiculaire à la direction du mouvement, et k un coefficient auquel nous attribuerons la valeur moyenne de 0,1, d'après les expériences de Poncelet, de Borda, de Pambour et de Lévy.

La surface de front des dernières locomotives compound à grande vitesse de la Compagnie du Nord, ramenée à sa projection sur un plan vertical perpendiculaire à la voie, est de 7,90 m², en comprenant les diverses saillies et les surfaces échelonnées, non masquées.

Le travail T_a en chevaux, dû à la résistance de l'air à l'avant de la machine, sera exprimé par

$$T_a = \frac{k S v^2 \times v}{75}$$

ou bien, en fonction de la vitesse, V en kilomètres à l'heure :

$$T_a = \frac{k S \times 10^4 \times V^3}{75 \times (3.600)^3} = 0,000225 V^3$$

La courbe *g* (Fig. 6, Pl. XIX) donne la représentation graphique de cette formule. Les vitesses, de 0 à 125 kilom., ont été portées en abscisses et les travaux en ordonnées.

Le tableau suivant donne les valeurs de T_a à différentes vitesses :

TRAVAIL DÛ A LA RÉSISTANCE DE L'AIR A L'AVANT DE LA MACHINE
(Surface de front : 7,90 mq.)

Vitesses en km. à l'heure.....	km.	km.	km.	km.	km.	km.
	20	40	60	80	100	120
Travail moyen dû à la résistance de l'air à l'avant de la machine T_a	ch. 0,18	ch. 14,4	ch. 48,6	ch. 115,2	ch. 225	ch. 388,8
Rapport de T_a à $T_m - T_u$, qui représente la différence des travaux indiqué et utile $\frac{T_a}{T_m - T_u}$	0,006	0,18	0,30	0,40	0,47	0,51

TRAVAIL ABSORBÉ
PAR LA
LOCOMOTIVE
ET LE TENDER.

Nous évaluerons ce travail en bloc, aucune expérience n'ayant été faite pour déterminer isolément la résistance du tender à bogies. Sa valeur, pour une vitesse déterminée, sera fournie par la différence des ordonnées des courbes *e* et *g* (Fig. 6, Pl. XIX), c'est-à-dire par l'expression $T_m - T_u - T_a$. Nous pourrons ainsi construire la courbe *f* du travail absorbé par la locomotive et le tender, déduction faite de celui qui résulte de la pression de l'air à l'avant de la machine.

Le tableau ci-après résume les résultats précédents dans l'hypothèse de trains rapides d'une charge moyenne remorquée de 160 tonnes, *en palier*, le poids de la locomotive et du tender étant de 85,5 tonnes.

VITESSES en km. A L'HEURE. V	TRAVAIL INDIQUÉ sur les pistons. T_m	TRAVAIL UTILISÉ au crochet de traction. T_u	DIFFÉRENCE. $T_m - T_u$	TRAVAIL DÛ à la résistance de l'air à l'avant de la machine. T_a	TRAVAIL ABSORBÉ par la locomotive et le tender. $T_m - T_u - T_a$
70	ch. 450	ch. 235	ch. 215	ch. 77	ch. 138
90	770	395	375	164	211
110	1.230	625	605	300	305

A la vitesse de 100 kilom. en palier, le travail indiqué T_m serait de 970 chevaux et le travail utile T_u , d'environ 500 chevaux. Dans la différence $970 - 500 = 470$ chevaux, la résistance de l'air à l'avant de la machine y entrerait pour 230 chevaux, et celle de la locomotive avec son tender, pour 240 chevaux. Dans ces conditions, les fractions de travail moteur exigées pour vaincre les résistances du train, celle de l'air à l'avant de la machine et celles qui proviennent de la locomotive et du tender seraient respectivement, en centièmes, de 0,51, 0,24 et 0,25.

Hypothèse de l'adjonction d'une proue à l'avant de la locomotive.

La forme et l'inclinaison de la surface de front influent notablement sur la résistance éprouvée par la locomotive, dans son passage au travers des couches d'air. D'après les expériences de

Borda et plus récemment, de M. Desdouits, si l'on remplace la surface de front AB (Fig. 3), supposée plane et normale à la direction du mouvement, par une proue en forme de dièdre dont la section horizontale serait un triangle isocèle ACB de hauteur égale aux 3/4 de la base, (ce qui correspond à un angle de 67° au sommet), la résistance de l'air ne serait plus, dans ce cas, que les 0,6 de celle qui se rapporterait à la surface AB.

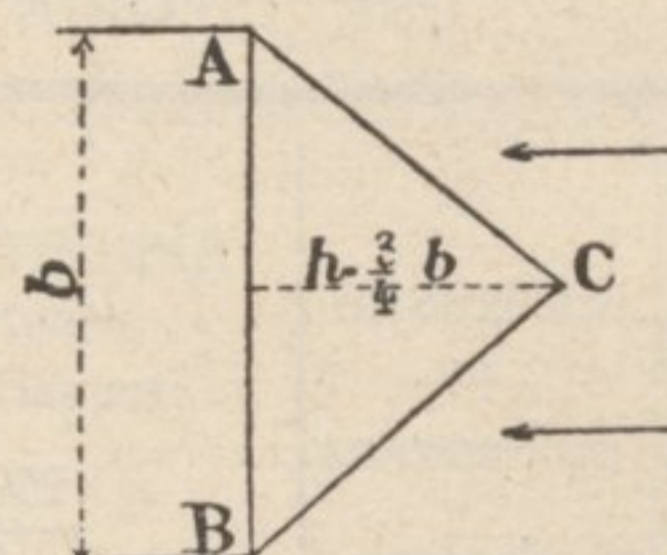
Le travail Ta s'abaisserait à

$$0,000225 V^3 \times 0,6 = 0,000135 V^3$$

A la vitesse de 70 kil., sa valeur serait de 46^{ch} au lieu de 77

d°	95 »	d°	116	d°	193
d°	120 »	d°	233	d°	389

Fig. 3.



Le gain procuré par la proue varierait dans les trains rapides, suivant la vitesse, de 30 à 150 chevaux environ, ce qui représente *en moyenne*, à la vitesse de 95 kilom. à l'heure, 6,5 % du travail moteur maximum développé dans les cylindres de la machine.

Aux faibles vitesses, ce rapport tend vers 0 et aux très grandes vitesses il peut atteindre 12 %.

Il est probable que le bénéfice qui résulterait de l'application d'une proue à l'avant de la machine serait encore augmenté si l'atmosphère ambiante était agitée.

§ IV.

Résistance à la traction de la locomotive et du tender, en palier et en alignement droit.

Cette résistance, évaluée en bloc, se déduira du *travail* absorbé par la locomotive et le tender, en palier et à vitesse constante.

La résistance totale de ces deux véhicules (celle de l'air y comprise) se tirera de l'expression :

$$\frac{(Tm-Tu) 75}{v} = \frac{(Tm-Tu) 75^{kgm} \times 3.600''}{1.000 V} = \frac{270 (Tm-Tu)}{V}$$

qui représente le quotient du travail par la vitesse.

En conservant les notations précédemment employées, v et V représentent la vitesse de la machine, soit en mètres par 1'', soit en kilom. par heure.

Tm est le travail indiqué en chevaux ; Tu , le travail utile au crochet du tender ; leurs valeurs sont représentées, pour les trains de voyageurs, par les ordonnées des courbes c et d (Fig. 5, Pl. XIX).

L'effort moteur, déduit du travail indiqué ; celui qui est disponible à la barre d'attelage, et l'effort qui est nécessaire pour vaincre la résistance de l'air seront respectivement donnés par les trois expressions :

$$\frac{Tm \times 75}{v} = \frac{270 Tm}{V} ; \frac{Tu \times 75}{v} = \frac{270 Tu}{V} ; \frac{Ta \times 75}{v} = \frac{270 Ta}{V}$$

La résistance propre de la locomotive et du tender, abstraction faite de celle de l'air, sera fournie par la différence :

$$\frac{270 (Tm-Tu)}{V} - \frac{270 Ta}{V} = \frac{270}{V} (Tm-Tu-Ta)$$

RÉSISTANCE
TOTALE.

Nous donnons, dans le tableau ci-après, les valeurs de ces différents efforts, variables avec la vitesse. Nous rappellerons que, *pour les trains de voyageurs* elles s'appliquent à des charges remorquées comprises entre 100 et 225 tonnes (moyenne : 160 tonnes) et que le poids moyen de la locomotive et du tender, en ordre de marche pendant les expériences, a été de 85,5 tonnes.

EFFORTS NÉCESSAIRES POUR REMORQUER, EN PALIER ET EN ALIGNEMENT DROIT,
UNE CHARGE MOYENNE DE 160 TONNES, AVEC UNE LOCOMOTIVE COMPOUND A VOYAGEURS

VITESSES en KILOMÈTRES A L'HEURE	EFFORT MOTEUR résultant du travail indiqué $\frac{270 T_m}{V}$	EFFORT au crochet de traction $\frac{270 T_m}{V}$	RÉSISTANCE de l'air à l'avant de la machine $\frac{270 T_a}{V}$	RÉSISTANCE DE LA LOCOMOTIVE ET DU TENDER	
				RÉSISTANCE de l'air comprise $\frac{270 (T_m - T_u)}{V}$	RÉSISTANCE de l'air non comprise $\frac{270 (T_m - T_u - T_a)}{V}$
				1	2
	kg.	kg.	kg.	kg.	kg.
70	1735	905	297	830	533
90	2310	1185	492	1125	633
110	3020	1535	736	1485	749

NOTA. — Les nombres des colonnes 2, 3 et 5 ont comme somme, pour chaque vitesse, ceux de la colonne 1.

RÉSISTANCE
PAR TONNE.

Quoiqu'il soit plus rationnel de se borner à consigner les résistances *totales*, indiquées ci-dessus, qui sont absorbées séparément, soit par la locomotive et le tender, soit surtout par l'air dont l'influence ne se fait sentir que sur la surface de front et non sur le poids de la machine, nous nous conformerons cependant à l'usage établi en déterminant la résistance *par tonne* de la locomotive et du tender, ainsi qu'on le fait pour les autres véhicules. Il suffira, pour arriver à ce résultat, de diviser par 85,5 tonnes les résistances totales calculées par les formules des colonnes 4 et 5; les valeurs de T_m , T_u , T_a , étant mesurées, pour chaque vitesse, par les ordonnées des courbes *c*, *d*, *g* (Fig. 5 et 6, Pl. XIX).

Le tableau suivant indique les résistances en kilogr. par tonne de locomotive et de tender, ainsi que la résistance de l'air à différentes vitesses.

Les nombres de la première colonne (R_1) ont été seuls déduits de l'expérience; les valeurs de R_a découlent du calcul; quant à celles de R_1 , elles résultent de la différence des résultats consignés dans les colonnes (1) et (2).

RÉSISTANCES EN KILOGRAMMES PAR TONNE, EN PALIER ET EN ALIGNEMENT DROIT
DE LA LOCOMOTIVE ET DU TENDER.

VITESSES EN KILOMÈTRES A L'HEURE V	RÉSISTANCE DE LA LOCOMOTIVE ET DU TENDER (y compris la résistance de l'air) $R_1 = R'_1 + R_a$	RÉSISTANCE DE L'AIR A L'AVANT DE LA LOCOMOTIVE R_a	RÉSISTANCE DE LA LOCOMOTIVE ET DU TENDER (déduction faite de la résistance de l'air) R'_1
	kg.	kg.	kg.
A. vitesse très faible	3,80	0	3,80
60	8,65	2,55	6,10
70	10,10	3,50	6,60
80	11,70	4,55	7,15
90	13,50	5,75	7,75
100	15,50	7,15	8,35
110	17,65	8,60	9,05
120	20,00	10,25	9,75
	1	2	3

La représentation graphique des valeurs de R_1 , Ra et R'_1 a été faite Fig. 7, Pl. XIX. On a porté les vitesses en abscisses et les résistances en ordonnées.

La courbe B, qui figure la résistance de l'air, est une parabole dont l'équation est de la forme connue :

$$Ra = \frac{k S v^2}{P_1}$$

où P_1 est le poids moyen de la locomotive et du tender (85, 5 tonnes) et où k , S , v ont la même signification qu'à la page 167.

Cette relation devient, par l'application des coefficients numériques :

$$Ra = 0,000713 V^2 \quad (1).$$

en fonction de la vitesse en kilom. à l'heure. Elle serait évidemment différente pour une locomotive d'un poids autre que celui de la machine 2.158 et qui aurait la même surface de front.

Aux faibles vitesses, Ra est négligeable ; ce n'est qu'à partir de 40 kilom. environ, que sa valeur devient égale à 1 kil. ; puis, elle progresse rapidement, et à 120 kilom., elle atteint 10, 25 kil.

La courbe C, qui figure la résistance de la locomotive et du tender, déduction faite de la résistance de l'air, peut être traduite algébriquement par l'équation :

$$R'_1 = 3,8 + 0,027 V + 0,000187 V^2 \quad (2).$$

La constante 3,8 kil. représenterait : 1° la résistance à très faible vitesse du tender et de la locomotive, considérés comme véhicules, provenant du frottement des fusées, du roulement des bandages et des chocs sur les rails ;

2° La partie fixe, indépendante de la vitesse, des résistances passives de la machine, consistant dans le frottement des organes et dans l'accouplement, le régulateur étant ouvert.

L'influence de la vitesse sur l'accroissement de résistance intervient dans les deux derniers termes de la formule (2) qui tiennent compte du frottement de l'air sur les parois latérales, de l'action produite par les mouvements perturbateurs de la machine et enfin de la partie des résistances passives, qui est variable avec la vitesse et les conditions d'admission et d'ouverture régulateur (1).

L'examen de la courbe C (Fig. 7, Pl. XIX) montre qu'entre les limites de vitesses de 60 et 120 kilom., les résistances du tender et de la machine sont comprises entre 6,1 kilogr. et 9,75 kilogr. par tonne. Cette résistance R'_1 est supérieure à celle Ra qui résulte de l'action de l'air à l'avant de la machine, jusqu'à 115 kilom. de vitesse environ ; au delà Ra devient prépondérant.

La courbe A, qui figure la résistance totale de la locomotive et du tender, y compris celle de l'air, est à peu près une parabole d'équation :

$$R_1 = 3,8 + 0,027 V + 0,0009 V^2 \quad (3).$$

Elle se déduit des relations (1) et (2) additionnées membre à membre, car $R_1 = R'_1 + Ra$.

Cette résistance totale varie de 8,65 kilogr. à 20 kilogr. pour des vitesses comprises entre 60 et 120 kilom. à l'heure.

(1) Nous verrons dans la deuxième partie de cette étude, l'influence que peuvent avoir, sur le frottement des tiroirs, le degré d'ouverture du régulateur et la vitesse.

En vue d'une application pratique, la formule (3) peut être mise sous la forme binôme suivante :

$$R_1 = 3,8 + 0,9 V \left(\frac{V + 30}{1000} \right) \quad (4).$$

En résumé, à la vitesse moyenne de 100 kilom. à l'heure en palier, pour les trains rapides, la résistance de la locomotive et du tender serait de 8,37 kilog. et celle de l'air à l'avant de la machine : 7,13 kilog., soit au total 15,5 kilog. par tonne.

A la même vitesse, la résistance des voitures à 2 essieux de la Compagnie du Nord est de 8,5 kilogr. par tonne.

COMPARAISON
DE LA
RÉSISTANCE,
DE LA
LOCOMOTIVE
ET DU TENDER
AVEC CELLE
DES VOITURES
A VOYAGEURS.

La résistance à la traction, en palier et en alignement droit, des véhicules ordinaires à 2 essieux, pour voyageurs, est donnée par la relation :

$$R = 1,6 + 0,46 V \left(\frac{V + 50}{1000} \right) \quad (5)$$

résultant des essais dynamométriques effectués au Nord de 1891 à 1895 et dont le compte-rendu a été donné dans la *Revue* (1).

On aurait déduit à peu près les mêmes résultats du travail Tu , évalué au crochet de traction et représenté par les ordonnées de la courbe d (Fig. 5, Pl. XIX). Il est facile de s'en rendre compte en faisant la comparaison ci-après des résistances calculées par la formule (5) et de celles qu'on obtiendrait en divisant par la charge moyenne de 160 tonnes, les efforts relevés en palier au crochet du tender de la locomotive 2.158, aux vitesses de 70, 90 et 110 kilomètres et qui figurent dans la 2^e colonne du tableau de la page 170 :

VITESSES EN KILOMÈTRES A L'HEURE.	RÉSISTANCES EN PALIER PAR TONNE DE TRAIN REMORQUÉ	
	CALCULÉE.	RELEVÉE.
	kg.	
70	5,46	$\frac{905}{160} = 5,665$
90	7,39	$\frac{1185}{160} = 7,40$
110	9,69	$\frac{1535}{160} = 9,59$

Sur la Fig. 4 ci-après, nous avons tracé les courbes D E F de résistance par tonne de locomotive et de tender (résistance de l'air y comprise) et celle des voitures à voyageurs. Nous pouvons ainsi faire graphiquement la comparaison des formules (4) et (5).

L'excès de résistance spécifique que paraît avoir la locomotive avec son tender sur les véhicules, provient en majeure partie de la réaction de l'air à l'avant de la machine et aussi, mais dans une proportion moindre, du frottement des organes mécaniques. La différence des résistances croît avec la vitesse, comme on peut le voir dans le tableau suivant.

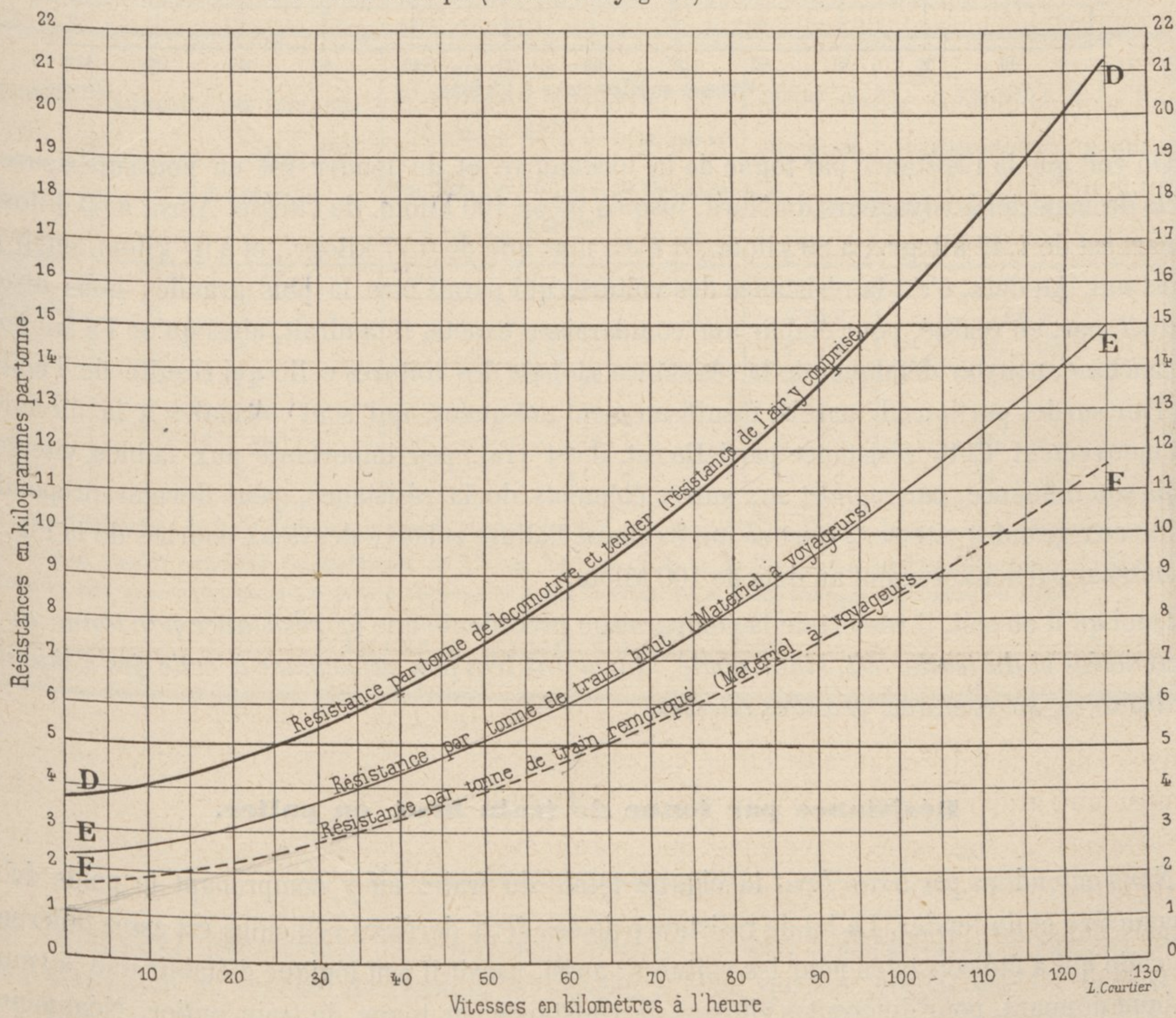
(1) N° d'Avril 1897.

VITESSES EN KILOMÈTRES À L'HEURE	RÉSISTANCES EN KILOGRAMMES PAR TONNE, EN PALIER		DIFFÉRENCE DES RÉSISTANCES $R_1 - R$	RAPPORT DES RÉSISTANCES $\frac{R_1}{R}$
	LOCOMOTIVE ET TENDER (y compris la résistance de l'air) R_1	VOITURES À VOYAGEURS R		
	kg.	kg.	kg.	
très faible	3,80	1,60	2,20	2,37
20	4,70	2,24	2,46	2,10
40	6,32	3,25	3,07	1,94
60	8,66	4,63	4,03	1,87
80	11,70	6,38	5,32	1,83
100	15,50	8,50	7,00	1,82
120	20,00	10,98	9,02	1,82

On peut donc compter que, dans les trains rapides, la résistance par tonne de locomotive et tender (résistance de l'air comprise) est égale, en palier, à 1,82 fois celles des voitures, dans les

Fig. 4. — COMPARAISON DES RÉSISTANCES PAR TONNE, EN PALIER.

- 1° de la locomotive et du tender (résistance de l'air y comprise)
- 2° du train brut (locomotive, tender et véhicules).
- 3° du train remorqué (matériel à voyageurs).

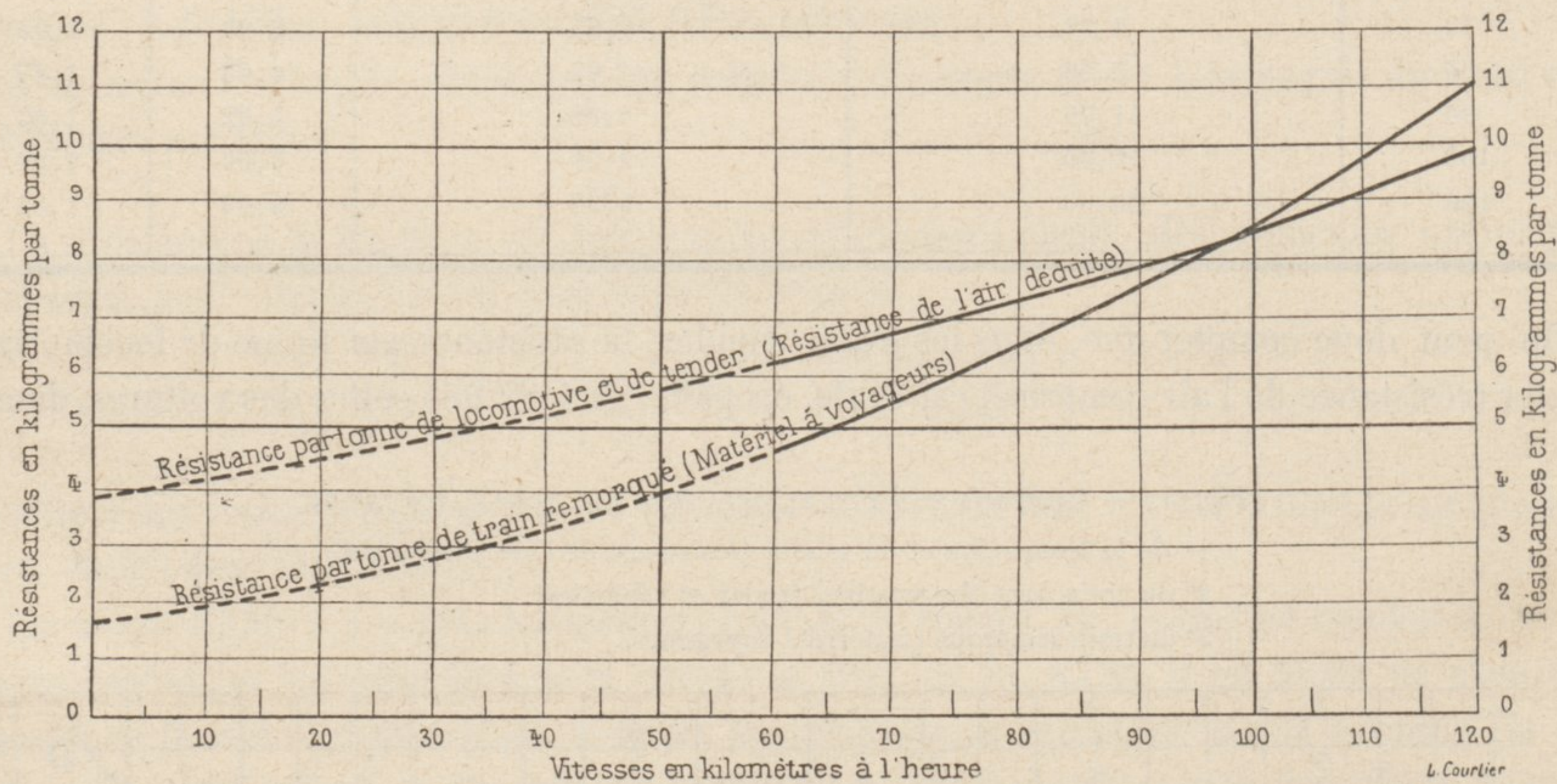


hypothèses de charges admises. Sur les rampes, ce rapport s'abaisserait en raison du facteur constant de la gravité.

Il est intéressant également de montrer ce qu'est la résistance spécifique des voitures par rapport à celle de la locomotive et du tender, *déduction faite de la résistance de l'air à l'avant de la machine*, ce qui place ces différents véhicules dans des conditions plus comparables.

En rapprochant la courbe C de la Fig. 7, Pl. XIX, de la courbe F de la Fig. 4 ci-dessus, on obtient le graphique ci-après (Fig. 5).

Fig. 5.



On voit que la résistance par tonne de la locomotive et du tender est un peu supérieure à celle du matériel à voyageurs du Nord, jusqu'à 95 ou 100 kilom. de vitesse. Ainsi, à 60 kilom., l'écart est de 1,47 kilogr. ; à 80 kilom., il n'est plus que de 0,77 kilogr., et à 97 kilom. environ, il est nul. Au delà, c'est la résistance des voitures qui paraît être la plus grande ; nous disons *paraît*, car, en réalité, pour établir une comparaison exacte, il faudrait, ainsi qu'on l'a fait pour la machine, pouvoir défalquer de la résistance globale des voitures celle qui résulte de l'action de l'air sur les portions de parois, insuffisamment masquées, qui sont normales à la direction du mouvement. Cette résistance partielle est, il est vrai, peu importante aux faibles vitesses, mais son influence, par rapport aux autres éléments de la résistance, peut devenir prépondérante aux grandes vitesses ; c'est ce qui explique l'allure relative des deux courbes de la Fig. 5 ci-dessus, particulièrement au delà de 100 kilom.

Quoi qu'il en soit, il ressort de la comparaison précédente que *la résistance par tonne de la locomotive et du tender est, sinon égale, du moins très peu supérieure à celle des véhicules ordinaires, surtout aux grandes vitesses.*

Résistance par tonne de train brut, en palier.

Nous entendons par *train brut* la charge totale du train, en y comprenant le poids de la locomotive et du tender. La loi de résistance de ces deux derniers véhicules est assez différente de celle qui a été constatée pour les voitures ; aussi, paraît-il peu logique d'établir une formule unique donnant, pour différentes vitesses, la résistance par tonne du train entier. Néanmoins, plusieurs auteurs, peu modernes il est vrai, ont envisagé la question à ce point de vue, dans un but de simplification.

Les anciennes formules auxquelles nous faisons allusion et, en particulier, celles de Harding, de Vuillemain, Guebard et Dieudonné, de Fink, qui ont joui longtemps d'une certaine faveur en France et à l'étranger, donnent des résultats généralement trop élevés pour le matériel actuel ; en tous cas, elles ne pourraient s'appliquer aux grandes vitesses, pour lesquelles elles n'ont pas été établies.

C'est surtout afin de faire ressortir cette différence que nous avons été conduit à rechercher la loi de la résistance par tonne de train brut, en prenant pour bases les résistances partielles qui ont été évaluées séparément pour la locomotive et le tender, ainsi que pour les voitures.

Le poids moyen du train entier est de : $160 R + 85,5 R_1$
et la résistance moyenne, par tonne de poids brut :

$$R_2 = \frac{160 R + 85,5 R_1}{245,5}$$

En remplaçant R et R_1 par leurs valeurs, tirées des égalités (4) et (5) il vient, après simplification :

$$R_2 = 2,36 + 0,0245 V + 0,000613 V^2 \quad (6).$$

La courbe E (Fig. 4) est la représentation graphique de cette équation.

Le tableau ci-après permet de faire la comparaison des résultats donnés par la relation (6) avec ceux qui seraient déduits des anciennes formules, précédemment mentionnées :

VITESSES en KILOMÈTRES à l'heure.	FORMULE DE HARDING $2,72 + 0,094 V + 0,00484 \frac{SV^2}{P}$ (1) de 55 à 98 km.	FORMULE DE VUILLEMAIN, GUEBHARD ET DIEUDONNÉ 18+ $\left\{ \begin{array}{l} 0,08 V + \frac{0,009 SV^2}{P} \text{ de } 32 \text{ à } 50 \text{ km.} \\ 0,08 V + \frac{0,006 SV^2}{P} \text{ de } 50 \text{ à } 65 \text{ km.} \\ 0,08 V + \frac{0,004 SV^2}{P} \text{ de } 70 \text{ à } 80 \text{ km.} \end{array} \right.$	FORMULE DE FINK $2,5 + 0,001 V^2$	FORMULE (6) (MATÉRIEL DU NORD) $2,36 + 0,0245 V + 0,000613 V^2$ (2)
Très faible.	»	»	2 kg 5	2 kg 36
40	»	5 kg 46	4 , 1	4 , 30
60	8 kg 92	7 , 29	6 , 1	6 , »
80	11 , 24	13 , 82	8 , 9	8 , 20
100	13 , 68	»	12 , 5	10 , 9
120	»	»	16 , 9	14 , 1

(1) S est la surface de front de la machine soit, dans notre cas, 7,9 m², et P, la charge du train, soit 245,5 tonnes.
(2) Si l'on voulait exprimer le coefficient de V² en fonction de S et de P, comme dans les formules des autres colonnes, afin que cette expression puisse s'appliquer à des locomotives et à des charges différentes on aurait :

$$R_2 = 2,36 + 0,0245 V + \frac{0,019 S}{P} V^2.$$

§ V.

Rendement commercial.

Par *rendement commercial* ou *rendement brut*, on entend généralement le rapport du travail disponible au crochet de traction du tender, à celui qui est indiqué sur les pistons, c'est-à-dire $\mu = \frac{T_u}{T_m}$.

Nous nous conformerons à l'usage établi en déterminant tout d'abord la valeur de ce

rendement pris dans l'acception qui vient d'être donnée, nous réservant de revenir sur ce sujet à la fin du présent paragraphe.

La recherche du rapport μ ne doit être faite qu'à vitesse constante, car l'accélération peut donner lieu à des résultats erronés.

Si, pendant le relevé d'un diagramme, la vitesse subit quelque modification et passe de v_0 à v , il est nécessaire, pour calculer le travail utile, supposé ramené en mouvement uniforme, d'ajouter algébriquement à celui qui résulte des indications dynamométriques enregistrées, le travail τ nécessaire pour produire l'accélération de la locomotive et du tender et qui se trouverait disponible au crochet de traction, soit pour majorer, soit pour diminuer l'effort, si la vitesse avait conservé sa valeur initiale v_0 . Le travail indiqué Tm conserve sa valeur.

L'expression la plus générale de μ est donc :

$$\mu = \frac{Tu + \tau}{Tm}$$

τ étant $\begin{matrix} \geq \\ \leq \end{matrix} 0$, suivant que l'accélération est positive, nulle ou négative,

Le travail en chevaux τ de la force accélératrice est représenté, comme on l'a déjà vu, par l'égalité :

$$\tau = \frac{\frac{P}{2g} (v^2 - v_0^2)}{v \times 75}$$

P sera ici le poids de la locomotive et du tender au moment de l'expérience, v_0 et v représentent les vitesses de la machine, en mètres par seconde, au commencement et à la fin du relevé,

v , le nombre de secondes de la période observée.

Pour éviter toute confusion dans l'expression de rendement, à laquelle on donne tant d'interprétations différentes, il eût été désirable de connaître :

1° Le travail T_f absorbé par les résistances passives du mécanisme, à régulateur ouvert, ce qui aurait permis de déterminer d'abord le *rendement organique ou mécanique*, comme on l'entend généralement dans les machines fixes : $\mu_1 = \frac{Tm - T_f}{Tm}$. On l'estime généralement de

85 à 88% lorsque la locomotive est utilisée pour la puissance qu'elle doit normalement développer. Le rapport μ_1 du travail disponible *aux jantes des roues motrices*, à celui qui est développé dans les cylindres à vapeur, donne réellement la mesure du degré de perfection de la locomotive considérée comme moteur. Sa connaissance exacte permettrait d'établir une comparaison rationnelle entre divers types de locomotives, au point de vue de leur coefficient d'utilisation ;

2° Le travail T_a dû à la résistance de l'air à l'avant de la machine. $Tm - T_f - T_a$ est la puissance disponible pour remorquer le train entier, en y comprenant la locomotive et le tender ;

3° Le travail T_2 nécessaire pour la propulsion de la locomotive, considérée comme véhicule, y compris la résistance de l'accouplement et déduction faite de celle de l'air. Le travail à la barre d'attelage serait de $Tm - T_f - T_a - T_l$;

4° Le travail T_t pour remorquer le tender.

Le travail, développé au crochet de traction, aurait ainsi pour valeur : $Tu = Tm - T_f - T_a - T_l - T_t$ et le rapport de ce travail à celui qui est disponible à la jante des roues motrices

serait : $\mu_2 = \frac{Tu}{Tm - T_f}$.

Le rendement brut $\mu = \frac{T_u}{T_m}$ est le produit des deux facteurs μ_1 et μ_2 . Ce rendement tient compte, en bloc, des différentes résistances que nous avons évaluées dans le chapitre précédent par la détermination des travaux utile et indiqué, à vitesse constante, pour divers profils et à différentes vitesses.

Quelles que soient les phases intermédiaires par lesquelles passe la décroissance du travail moteur T_m , avant d'être réellement utilisé au crochet du tender pour la traction du train, l'évaluation du rendement commercial μ est la seule que l'on juge ordinairement intéressante, quand on se place exclusivement au point de vue de l'exploitation.

Il est facile de trouver l'expression algébrique du rendement, en se basant sur les résistances à la traction qu'offrent les véhicules, la locomotive et le tender, et dont nous avons donné les différentes valeurs déduites de l'expérience.

Si E_u et E_m sont les efforts de traction, correspondants aux travaux T_u et T_m , qui seraient développés à la vitesse v en mètres par seconde, la valeur de μ serait :

$$\mu = \frac{T_u}{T_m} = \frac{\frac{E_u \times v}{75}}{\frac{E_m \times v}{75}} = \frac{E_u}{E_m}$$

c'est-à-dire que le rapport des travaux peut être remplacé par celui des efforts dans la détermination du rendement.

Désignons par P et R le poids et la résistance par tonne, en palier, du train remorqué; par P_1 et R_1 le poids et la résistance par tonne, également en palier, de la locomotive et du tender; par i , l'inclinaison en $\frac{m}{m}$ par mètre de la voie, i étant $\cong 0$ suivant le cas d'une rampe, d'un palier ou d'une pente; enfin par V , la vitesse en kilom. à l'heure. Sur un profil quelconque, on aura :

$$E_u = P R + P i \quad (1).$$

$$E_m = E_u + P_1 R_1 + P_1 i = P R + P_1 R_1 + (P + P_1) i.$$

En remplaçant R et R_1 par leurs valeurs, en fonction de la vitesse, données par les formules (4) et (5), il vient, pour le cas des trains de voyageurs :

$$\mu = \frac{P \left[1,6 + 0,46 V \left(\frac{V + 50}{1.000} \right) \right] + P i}{P \left[1,6 + 0,46 V \left(\frac{V + 50}{1.000} \right) \right] + P_1 \left[3,8 + 0,9 V \left(\frac{V + 30}{1.000} \right) \right] + (P + P_1) i} \quad (7)$$

formule applicable entre 60 et 120 kilom. de vitesse.

Pour les trains de marchandises, dans lesquels la résistance R , par tonne du matériel, a une valeur différente (2),

$$\mu = \frac{P [1,45 + 0,0008 V^2] + P i}{P [1,45 + 0,008 V^2] + P_1 \left[3,8 + 0,9 V \left(\frac{V + 30}{1.000} \right) \right] + (P + P_1) i} \quad (8)$$

qui est applicable de 20 à 55 kil.

(1) Cette expression n'est pas rigoureusement exacte, car la pratique enseigne que l'effort de traction, sur une rampe, est toujours plus faible que celui qui résulte de la formule ci-dessus, tandis qu'en pente il lui est supérieur. L'explication de ce fait a été donnée dans le N° d'Avril 1897 de la *Revue : Résistance à la traction des trains de voyageurs*.

(2) Voir *Revue*, N° d'Avril 1897.

On voit que le rendement μ dépend de quatre variables indépendantes (abstraction faite de la surface de front de la machine qui varie peu) : la vitesse V , la déclivité i , la charge remorquée P et le poids de la locomotive et du tender P_1 . En supposant constantes trois de ces quantités, on pourra construire les différentes valeurs de μ en fonction de la quatrième. La traduction analytique des équations (7) et (8) pourra ainsi se faire au moyen de courbes qui seront soit du 3^e degré, si la variable indépendante est la vitesse, soit du 2^e degré, de forme hyperbolique, pour les trois derniers cas.

Les ordonnées de ces différentes courbes représentent le rendement μ et les abscisses, la quantité choisie comme variable.

Il est à remarquer que les résultats donnés par les formules (7) et (8) n'ont aucunement le caractère d'une conception purement mathématique; elles sont l'émanation de faits expérimentaux, puisqu'elles reposent sur la détermination préalable de la résistance à la traction du matériel, déduite directement des essais.

Nous étudierons successivement, dans les paragraphes suivants, l'influence de V , de i , de P et de P_1 sur le rendement brut.

INFLUENCE
DE LA VITESSE.

Les courbes (Fig. 8, Pl. XIX) ont été tracées, pour différents profils, soit dans l'hypothèse de trains de voyageurs d'une charge moyenne de 160 tonnes, soit dans celle de trains de marchandises du poids de 680 tonnes. Le poids moyen de la locomotive et du tender était de 85,5 tonnes.

Sur les rampes, le rendement décroît très peu avec la vitesse; il croît au contraire, sur les pentes, d'une manière assez accusée. En palier, μ augmente très faiblement jusqu'à 90 kilom. de vitesse environ, puis il reste sensiblement constant.

Les ordonnées relatives aux trains de marchandises ont, pour chaque profil, une valeur plus grande que dans le cas des trains de voyageurs, l'augmentation du rendement étant corrélative de l'accroissement de l'effort de traction.

Toutes ces courbes de rendement sont convergentes du côté des abscisses positives, ce qui indique que, pour une certaine vitesse suffisamment grande, le rendement tendrait vers une valeur unique, quel que fût le profil.

On voit qu'en résumé, en rampe et en palier, l'influence de *la vitesse sur le rendement est négligeable.*

INFLUENCE
DU PROFIL.

Le profil exerce sur le rendement une action beaucoup plus marquée que la vitesse, comme le font voir les courbes Fig. 9 (Pl. XIX), relatives aux trains de voyageurs. Par suite de la meilleure utilisation du travail moteur en rampe, les valeurs de μ sont notablement plus grandes sur ce profil qu'en palier et, à plus forte raison, que sur les pentes, où l'effort au crochet de traction s'abaisse considérablement.

INFLUENCE
DE LA CHARGE
REMORQUÉE.

Pour une même vitesse, le rendement croît très rapidement avec la charge remorquée, en raison de l'augmentation de l'effort de traction au crochet du tender. L'utilisation du travail sera donc meilleure dans les trains de marchandises que dans ceux de voyageurs, où les charges sont moins fortes et la vitesse plus élevée, c'est ce que montrent les courbes de la Fig. 10 (Pl. XIX) tracées pour différentes vitesses, en palier. Pour des trains de marchandises de 680 tonnes, le rendement moyen est supérieur de plus de 30 % à celui qui serait relatif à des trains de voyageurs du poids moyen de 160 tonnes.

INFLUENCE
DU POIDS
DE LA
LOCOMOTIVE
ET DU TENDER.

Le poids total de la locomotive et du tender, en ordre de marche, a varié, dans les trains d'essais de 92 à 77 tonnes, suivant l'état des approvisionnements du tender. Cette diminution de poids mort n'a donné lieu, pour les trains de voyageurs, qu'à une augmentation moyenne de rendement de 3 % en rampe de 5, de 2,5 % en palier et de 1,5 % en pente de 5 m/m, ainsi que l'indiquent les courbes de la Fig. 11 (Pl. XIX).

L'accroissement du poids de la locomotive et du tender, dans les limites ci-dessus a donc eu sur la diminution de rendement une influence relativement faible. Cette influence est d'autant moins importante que la charge remorquée est plus considérable, c'est-à-dire que le rapport du poids de la machine et de son tender à celui du train entier est moins grand.

Dans le tableau suivant, nous avons consigné les valeurs du rendement μ pour des charges remorquées, des vitesses et des profils différents et avec des poids de locomotive et de tender variant, en ordre de marche, de 77 à 92 tonnes.

VALEURS DU RENDEMENT COMMERCIAL, EN CENTIÈMES, POUR DES CHARGES,
DES VITESSES ET DES PROFILS DIFFÉRENTS.

1 ^o TRAINS DE VOYAGEURS													
VITESSES en kilomètres à l'heure.	PROFILS	CHARGE REMORQUÉE: 100 tonnes			CHARGE REMORQUÉE: 160 tonnes			CHARGE REMORQUÉE: 200 tonnes			CHARGE REMORQUÉE: 250 tonnes		
		POIDS LOCOM. et TENDER de			POIDS LOCOM. et TENDER de			POIDS LOCOM. et TENDER de			POIDS LOCOM. et TENDER de		
		77 ^t	85 ^t	92 ^t	77 ^t	85 ^t	92 ^t	77 ^t	85 ^t	92 ^t	77 ^t	85 ^t	92 ^t
60 Km.	Rampe de 5 m/m.....	46	43,8	42,3	57,7	55,5	54,»	62,9	61,»	59,4	68,»	66,1	64,8
	Id. de 3 m/m.....	44,8	42,3	41,»	55,7	54,»	52,3	61,3	59,5	58,1	66,6	64,9	63,5
	Palier.....	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»
	Pente de 3 m/m.....	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»
	Id. de 5 m/m.....	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»
80 Km.	Rampe de 5 m/m.....	45,0	43,2	41,9	56,8	55,»	53,6	62,1	60,4	59,»	67,3	65,5	64,4
	Id. de 3 m/m.....	43,6	41,9	40,7	55,3	53,5	52,2	60,8	59,»	57,8	66,»	64,4	63,1
	Palier.....	40,5	39,0	37,9	52,1	50,5	49,5	57,6	56,1	54,8	63,»	61,5	60,3
	Pente de 3 m/m.....	34,2	33,1	32,4	45,4	44,2	43,3	51,»	49,7	48,9	56,5	55,3	64,4
	Id. de 5 m/m.....	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»
100 Km.	Rampe de 5 m/m.....	44,2	42,5	41,4	56,»	54,2	53,»	61,4	59,7	58,6	»	»	»
	Id. de 3 m/m.....	43,»	41,4	40,4	54,7	53,1	52,»	60,1	58,6	57,5	65,4	63,9	62,9
	Palier.....	40,4	39,1	38,1	53,»	50,6	49,5	57,5	56,2	55,1	62,8	61,5	60,5
	Pente de 3 m/m.....	36,2	35,1	34,4	47,5	46,5	45,7	53,»	52,»	51,2	58,6	57,5	56,9
	Id. de 5 m/m.....	31,5	30,8	30,3	42,4	41,6	41,»	47,9	47,»	46,5	53,5	52,6	52,»
120 Km.	Rampe de 5 m/m.....	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»
	Id. de 3 m/m.....	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»
	Palier.....	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»	»
	Pente de 3 m/m.....	37,2	36,2	35,6	48,6	47,7	46,9	54,1	53,2	52,5	59,7	58,8	58,0
	Id. de 5 m/m.....	34,3	33,6	33,»	45,4	44,7	44,2	51,»	50,3	49,5	56,6	55,3	55,2

2° TRAINS DE MARCHANDISES.							
VITESSES EN KILOMÈTRES à l'heure.	PROFILS	CHARGE REMORQUÉE : 450 tonnes.			CHARGE REMORQUÉE : 680 tonnes.		
		POIDS DE LA LOCOM. ET DU TENDER de			POIDS DE LA LOCOM. ET DU TENDER de		
		77 ^t	85 ^t 5	92 ^t	77 ^t	85 ^t 5	92 ^t
20 Km.	Rampe de 5 m/m	80,»	78,5	77,1	85,»	83,9	83,»
	Id. de 3 m/m	78,8	77,2	75,8	84,9	83,»	82,5
	Palier	73,5	71,5	70,1	80,5	79,»	78,»
40 Km.	Rampe de 5 m/m	79,9	78,2	77,»	84,8	83,8	82,9
	Id. de 3 m/m	78,6	77,1	75,7	84,»	82,9	82,»
	Palier	74,6	73,»	71,9	81,5	80,3	79,4
60 Km.	Rampe de 5 m/m	»	»	»	»	»	»
	Id. de 3 m/m	78,1	77,»	75,7	»	»	»
	Palier	75,4	73,9	72,7	82,1	81,»	80,2

NOTA. — Le rendement sur les pentes, dans le cas des trains de marchandises, fait défaut, car le régulateur est généralement fermé sur ce profil.

Pour les trains de voyageurs, les seuls qui intéressent les locomotives compound à grande vitesse, le rendement a varié de 30 à 68 %, selon la charge, le profil et la vitesse. Dans ceux de marchandises, qui n'ont été faits qu'à titre expérimental, il est beaucoup plus élevé.

Les moyennes observées, relatives à une charge remorquée de 160 tonnes et à un poids de locomotive et de tender de 85,5 tonnes, sont :

en rampe de 5 : 55 % (à la vitesse de 80 kilom.),
 en palier : 50,5 % (d° 95 kilom.),
 en pente de 5 : 43,5 % (d° 110 kilom.).

En résumé, pour une vitesse moyenne de marche de 95 kilom., le train absorbe environ la moitié du travail développé par la machine, et la locomotive avec son tender, ainsi que la résistance de l'air, l'autre moitié.

Ces résultats varieraient dans des proportions notables avec la charge remorquée, qui constitue l'élément principal de modification du rendement. Il y aurait donc intérêt, si la question économique était seule en jeu, à remorquer seulement de fortes charges avec une locomotive dont le tender contiendrait les approvisionnements strictement nécessaires, à marcher à une allure modérée sur les rampes et à la plus grande vitesse possible sur les pentes ; la vitesse en palier n'influe presque pas sur le rendement. Ces conditions ne peuvent se concilier, pour la plupart, avec les exigences du service, mais elles peuvent être considérées comme un desideratum duquel on pourrait toujours chercher à se rapprocher en pratique.

REMARQUE
RELATIVE
AU RENDEMENT.

Les calculs précédents, concernant la détermination du rendement, dans diverses conditions de charges, de profils et de vitesses, s'appliquent au *rendement brut* tel qu'on le définit généralement, c'est-à-dire au rapport $\frac{T_u}{T_m}$ du travail au crochet de traction, au travail indiqué dans les cylindres. Nous en avons déduit ce résultat que, pour les trains express, 50 % seulement environ du travail développé par la machine, étaient, en moyenne, utilisés pour remorquer le

train. Doit-on en conclure que la locomotive, telle qu'elle existe, est un moteur imparfait et coûteux ? Non, car son effet utile a, en réalité, une valeur notablement plus grande.

Qu'il nous soit permis de faire observer, tout d'abord, que l'interprétation habituelle du mot « rendement » lorsqu'il s'agit de la traction des trains, nous paraît inexacte et de nature à fausser les idées, par les résultats erronés auxquels elle peut conduire. Ainsi, prenons pour exemple le cas d'une locomotive ne remorquant aucune charge utile ; le travail T_u au crochet de traction étant nul, il s'en suivrait donc que le rendement le deviendrait également, ce qui est inadmissible.

On sait que lorsqu'une machine est en équilibre dynamique il y a égalité à tout instant entre le travail moteur T_m et le travail résistant T_r . Ce dernier provient : 1° des *résistances utiles*, que nous appellerons extérieures, parce qu'elles ont leur source en dehors du moteur ; leur intensité a, dans chaque cas, une valeur bien déterminée, qu'on n'est pas maître de modifier et à laquelle doit être subordonnée la puissance de la machine ; 2° des *résistances passives* ou nuisibles qui ont leur siège dans les organes mêmes du moteur en mouvement ; le choix du type de machine, ainsi que les soins qu'on apportera dans sa construction et dans son entretien, auront pour effet de réduire, dans une certaine mesure, cette partie du travail résistant. Celui-ci est donc formé de deux éléments : le *travail utile* $T'r$ et le *travail nuisible* $T''r$. C'est le travail $\frac{T'r}{T_m}$ qui constitue, en mécanique, le rendement de la machine.

Dans le cas de la locomotive, $T'r$ se composera, d'après ce qui a été dit, du travail utilisé au crochet de traction T_u et de celui, T_a qui est dû à la résistance de l'air à l'avant de la locomotive. La résistance de l'air est, en effet, une force extérieure qui doit être vaincue par la machine de la même façon que la résistance proprement dite du train, à la traction. L'expression du rendement $\frac{T'r}{T_m}$, dans la locomotive, sera ainsi fournie par la fraction $\frac{T_u + T_a}{T_m}$, dans laquelle le numérateur représente le travail mesuré au crochet de traction, augmenté de celui qui est nécessaire pour surmonter la résistance de l'air à l'avant de la machine. La différence entre T_m et $T'r$ est précisément le travail nuisible $T''r$, *inhérent* à la machine elle-même et à son tender et dont la valeur relative permettra seule de se rendre compte du degré de perfection de la locomotive. $T''r$ a son origine dans les résistances passives du mécanisme, ainsi que dans la résistance propre de la machine et du tender, considérés comme véhicules.

Cette conception du rendement paraîtra d'ailleurs rationnelle, si l'on suppose que le train, au lieu d'être remorqué, soit poussé par la machine. Le travail T_m , développé dans les cylindres, ne changera pas et le travail utile, mesuré par compression au crochet du tender, se composera, dans ce cas, de celui qu'exige le refoulement du train, augmenté du travail nécessaire pour vaincre à l'avant la résistance de l'air, laquelle n'influencera plus la locomotive et sera reportée tout entière sur le premier véhicule.

Dans ces conditions, le rendement aurait une valeur notablement plus grande que celle que nous lui avons attribuée. Ainsi, à la vitesse de 100 kilom. en palier, il serait de plus de 74 % au lieu de 50 à 51 %.

En résumé, il ne semble pas logique de considérer la résistance de l'air à laquelle la machine seule est exposée sur sa surface de front, uniquement à cause de sa position en tête du train, au même titre que ses résistances propres. Il convient de la faire entrer, au contraire, parmi les résistances de toutes sortes qu'oppose le train à son déplacement.

RÉSUMÉ.

Les expériences effectuées avec la locomotive 2.158 ont permis de se rendre compte de l'élasticité de *puissance* de cette machine, pouvant remorquer des trains de voyageurs ou, le cas échéant, de marchandises, avec des charges très différentes, en développant suivant le cas, d'une façon soutenue, soit un travail très élevé (au moins 1.200 chevaux) aux grandes vitesses, soit un effort de traction relativement considérable (5.000 kilogr.) à des vitesses modérées.

La *résistance à la traction* R_1 , par tonne de locomotive et de tender, déduite de l'évaluation des travaux indiqué et utile, peut être représentée, en fonction de la vitesse V , par l'expression :

$$R_1 = 3,8 + 0,9 V \left(\frac{V + 30}{1000} \right)$$

en y comprenant la résistance de l'air. Cette formule est applicable en palier et en alignement droit, entre 60 et 120 kilom. à l'heure, aux machines à grande vitesse de la Compagnie du Nord.

Le *rendement commercial*, tel qu'on l'entend ordinairement, c'est-à-dire le rapport du travail au crochet de traction à celui qui est développé dans les cylindres de la machine est, dans l'application, d'un emploi commode, mais il y a lieu de n'en faire usage qu'avec les restrictions développées ci-dessus. Normalement, pour les trains rapides de voyageurs, il est d'environ 50 à 51 % en palier. Toutefois, en considérant la résistance de l'air à l'avant de la machine comme une force extérieure, que la locomotive doit vaincre au même titre que les autres résistances utiles, qui sont appliquées au train, le rendement s'élèverait dans les mêmes conditions, au moins à 74 %.

Sur les rampes, aussi bien que dans le cas des trains lourds, l'effet utile est plus élevé, en raison de l'augmentation relative de l'effort de traction. Sur les pentes et pour des trains légers, sa valeur est au contraire moindre.

Les résultats énoncés précédemment se rapportent à des charges moyennes remorquées de 160 tonnes et à un poids moyen de locomotive et de tender de 85,5 tonnes. Il conviendrait donc de ne pas les appliquer dans des conditions de charges trop éloignées de celles qui viennent d'être mentionnées.

(A suivre.)

EXPÉRIENCES

FAITES EN SERVICE COURANT

SUR LA LOCOMOTIVE COMPOUND A GRANDE VITESSE 2.158

DU CHEMIN DE FER DU NORD

(Suite),

Par M. F. BARBIER,

SOUS-INGÉNIEUR DU SERVICE DES ESSAIS.

(Pl. XXXVII à XL).

2^e PARTIE.

ÉTUDE DE QUELQUES PHÉNOMÈNES
RELATIFS A L'ÉCOULEMENT DE LA VAPEUR DE LA CHAUDIÈRE
AUX CYLINDRES A HAUTE PRESSION.

SOMMAIRE :

- I. PRÉLIMINAIRES.
 - II. RÉSULTATS D'EXPÉRIENCES. — Influence de l'ouverture du régulateur, du degré d'admission et du volume des tuyaux d'admission et des boîtes à vapeur sur les chutes de pression.
 - III. RÉSUMÉ ET DISCUSSION DES RÉSULTATS D'EXPÉRIENCES.
 - IV. CONCLUSION.
-

§ I. — PRÉLIMINAIRES.

Les conditions expérimentales dans lesquelles se sont faits les trains d'expériences ont été décrites dans la première partie de ce compte rendu (1).

Les essais ont été groupés en séries qu'on a désignées par une lettre nouvelle, chaque fois qu'un changement quelconque était apporté à l'un des organes de la machine. Les modifications

(1) *Revue Générale*, n^o de Mars 1898.

ont porté sur les tuyaux d'admission, les boîtes à vapeur des cylindres à haute pression et les tiroirs des cylindres à basse pression.

Nous nous occuperons tout d'abord du rôle qu'ont joué les tuyaux et les boîtes dans l'écoulement de la vapeur depuis la chaudière jusqu'aux petits cylindres.

La recherche de cette influence a fait l'objet de quatre séries d'essais, auxquelles nous donnerons les lettres A. B. C. D.

A s'appliquera aux boîtes à vapeur et aux tuyaux d'admission de construction ;

B, aux boîtes de construction, avec tuyaux de plus grand diamètre ;

C, aux tuyaux de construction, avec boîte de capacité plus grande ;

D, aux boîtes et aux tuyaux simultanément agrandis.

Loi d'ouverture et de fermeture du régulateur.

Afin de se placer toujours, en cours d'expérience, dans des conditions déterminées d'ouverture de régulateur, le secteur du levier de manœuvre, a été divisé en vingt parties égales, de manière à évaluer, aussi exactement que possible, la position du levier, en centièmes de sa course, à partir du point de fermeture.

Fig. 1. — RÉGULATEUR (fermé).

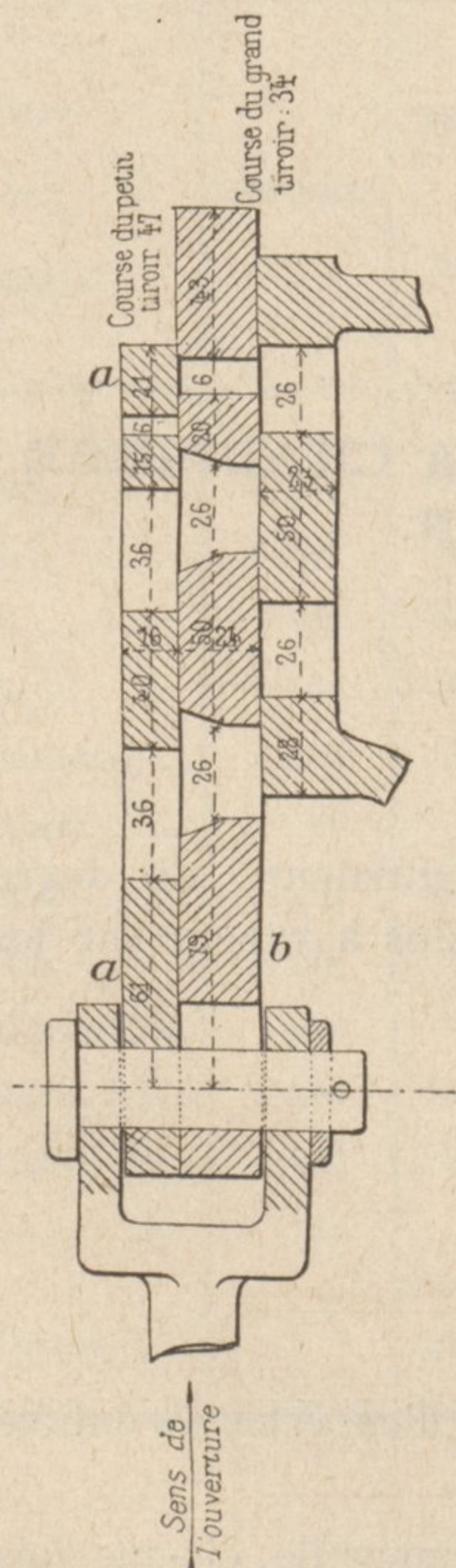
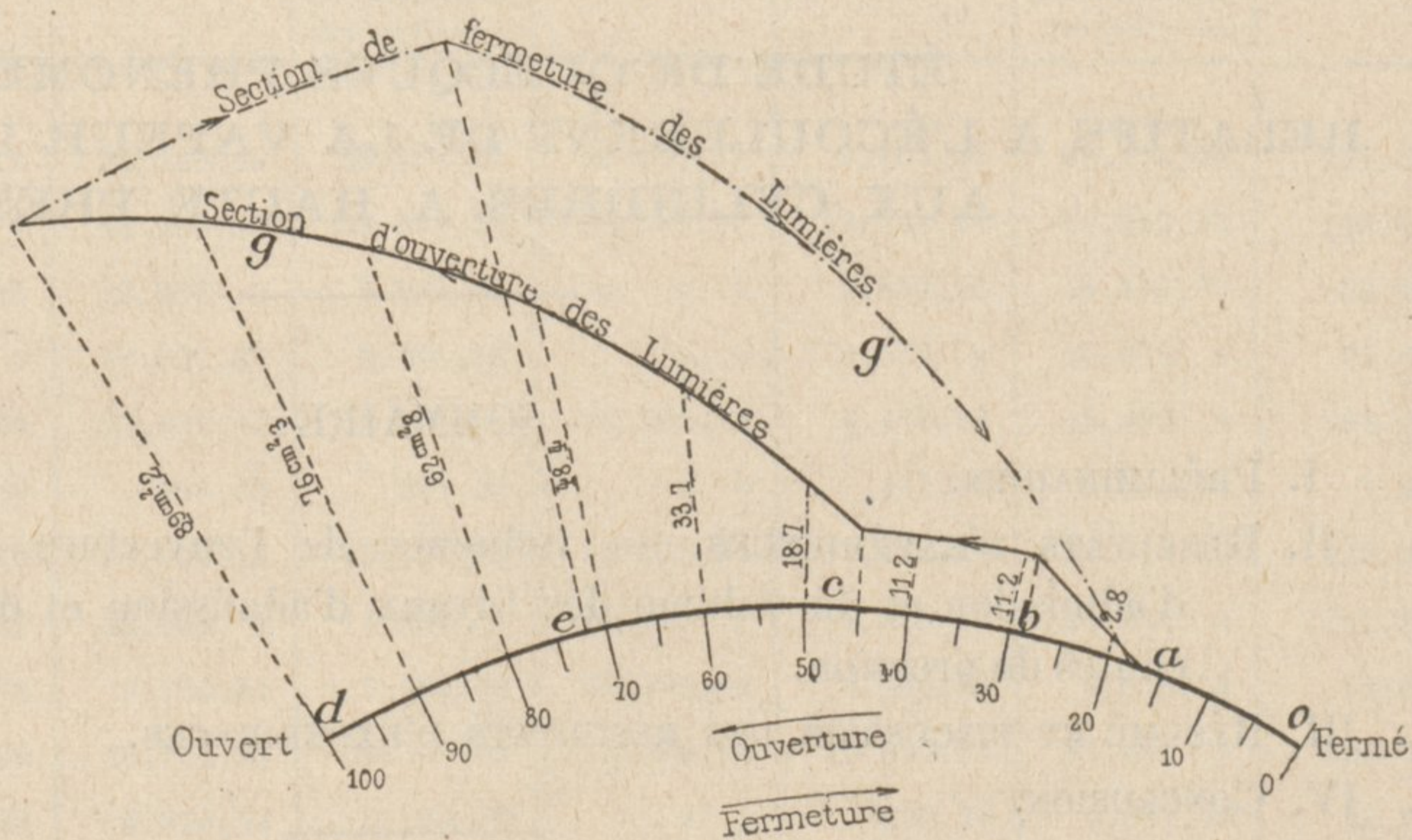


Fig. 2. — LOI DE L'OUVERTURE ET DE LA FERMETURE DU RÉGULATEUR.



Le régulateur est à double tiroir (Fig. 1). Le déplacement de la tuile *a* de démarrage fait varier la section de passage offerte à la vapeur, de 0 à 11^{cmq},2, et celui du grand tiroir *b* de 11^{cmq},2 à 89^{cmq},2.

La section maxima d'ouverture des lumières d'admission des cylindres HP est de $0^m,033 \times 0^m,260 = 0^{mq},00858$; les orifices du régulateur paraissent, à priori, proportionnés à ceux des petits cylindres.

Il était intéressant d'établir la relation qui existe entre les différentes positions du levier du régulateur et la section correspondante d'ouverture de ses lumières, qui est plus significative. Les deux courbes g et g' (Fig. 2) représentent, en coordonnées polaires, la loi de variation des sections d'ouverture, en fonction des déplacements angulaires du levier évalués en centièmes de la course sur le secteur.

Le tracé plein s'applique au sens d'ouverture od et le tracé mixte à celui de la fermeture suivant do . De o en a , les lumières restent fermées ; de a en b , la tuile de démarrage démasque progressivement la petite ouverture de $6 \text{ }^m/m$ percée dans le grand tiroir. En b , celui-ci est mis en mouvement, mais la section de passage de la vapeur reste constante jusqu'au point c , où commence à s'établir la communication entre les deux orifices de $26 \text{ }^m/m$ du grand tiroir, et les lumières de la table du régulateur. Enfin de c en d , la section d'ouverture croît proportionnellement au déplacement du levier.

Lorsqu'on ferme le régulateur, le tiroir de démarrage est entraîné d'abord depuis d jusqu'en e ; pendant cette période, la section d'ouverture reste constante et égale à son maximum. A partir de e , le grand tiroir se meut et la fermeture s'effectue progressivement jusqu'en a .

En résumé, il y a lieu de considérer, dans le déplacement du levier, les phases suivantes, que nous évaluerons en centièmes de la course angulaire :

1° Pour l'ouverture, de droite à gauche :

De 0 à 17, régulateur fermé.

De 17 à 29, ouverture croissante du tiroir de démarrage.

De 29 à 45, régulateur ouvert complètement à la première table.

De 45 à 100, ouverture croissante du grand tiroir.

A la division 100, à fond de course, le régulateur est ouvert en grand.

2° Pour la fermeture, de gauche à droite :

De 100 à 71, le régulateur reste ouvert en grand.

De 71 à 19, il se ferme progressivement.

De 19 à 0, il est complètement fermé.

Nous avons toujours, dans nos essais, fait varier la position du régulateur à partir de 0 comme origine ; les sections correspondantes d'ouvertures de lumières seront donc mesurées sur les rayons vecteurs de la courbe en tracé plein.

La relation qui existe entre la course angulaire du levier du régulateur et la section découverte des orifices est indiquée dans le tableau suivant :

POSITIONS DU RÉGULATEUR (CRANS DU SECTEUR EN CENTIÈMES).	RAPPORT DE LA SECTION D'OUVERTURE des lumières à la section totale.
0.33 ou $1/3$	$1/8$
0.50 ou $1/2$	$1/5$
0.66 ou $2/3$	$1/2$

Les mécaniciens ayant ordinairement l'habitude de régler leur marche, dans les locomotives compound à grande vitesse du Nord, entre les positions $1/3$ et $2/3$ du levier du régulateur, la section découverte des orifices ne varie guère qu'entre le $1/8$ et la moitié de l'aire totale des lumières.

§ II. — RÉSULTATS D'EXPÉRIENCES.

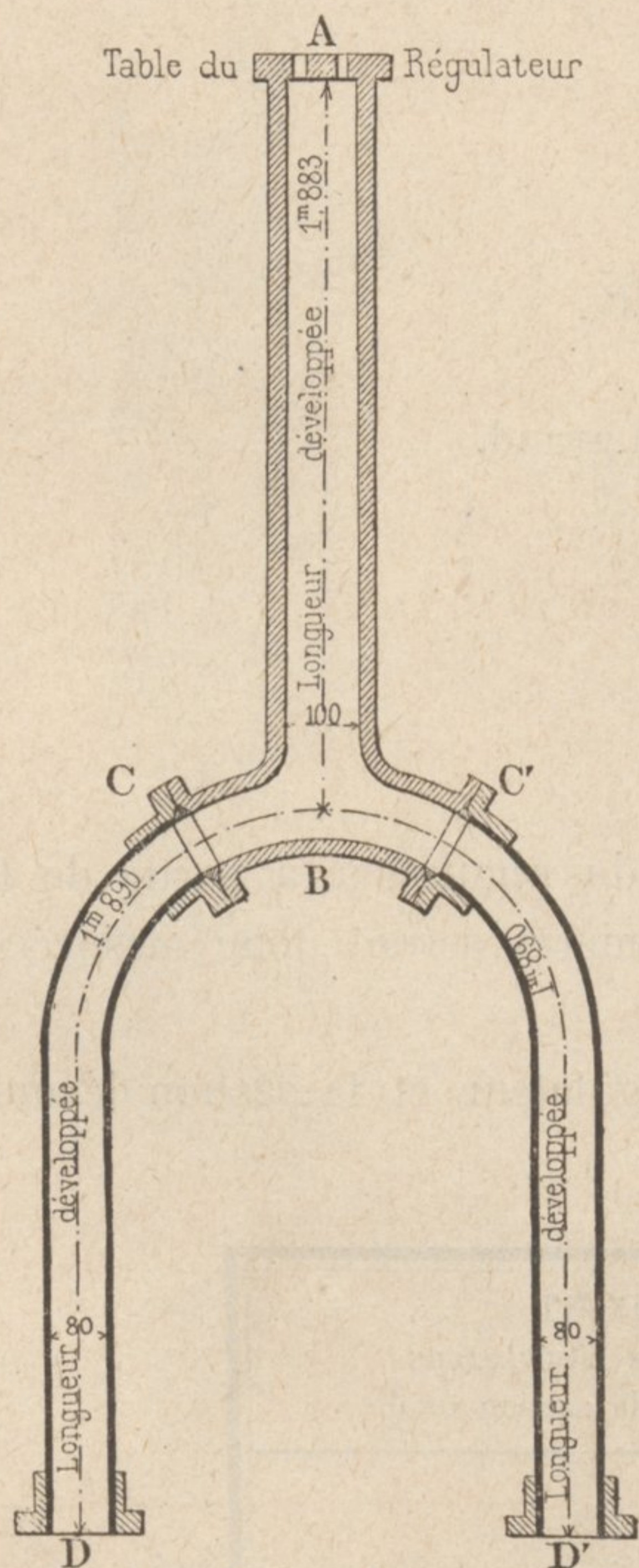
SÉRIE A.

TUYAUX D'ADMISSION ET BOÎTES A VAPEUR H. P. DE CONSTRUCTION.

DISPOSITION
DE LA
TUYAUTERIE
ET DES BOÎTES
A VAPEUR H. P.

La tuyauterie d'admission aux cylindres HP de la locomotive 2.158 se compose, comme l'indique le croquis schématique (Fig. 3) d'une partie commune AB, en fonte, de 100 m/m de diamètre intérieur et de 2 tuyaux en cuivre rouge, CD et C'D', de 80 m/m de diamètre intérieur, aboutissant aux 2 boîtes à vapeur.

Fig. 3. — SCHÉMA DE LA TUYAUTERIE D'ADMISSION AUX CYLINDRES H. P.



Les sections respectives de ces tuyaux sont $78,54 \text{ cm}^2$ et $50,27 \text{ cm}^2$, soit, dans ce dernier cas, le $1/8$ seulement de la surface du piston. Ce rapport paraît faible, à première vue, eu égard aux dimensions du régulateur et des lumières du cylindre, mais il convient de remarquer que le régulateur est rarement ouvert en grand et que les tiroirs de distribution n'ont jamais en régime normal leur course maxima, de telle sorte que la section de passage de la vapeur dans les tuyaux d'admission, est à peu près comparable à celle des lumières du régulateur et du cylindre, dans les conditions ordinaires de la marche.

Les boîtes à vapeur H.P., disposées au-dessus des cylindres, ne s'étendent que sur une partie de leur longueur et ont une capacité assez réduite. Leur volume, tiroir et cadre déduits, n'est que de 17 litres, celui d'une cylindrée est de 58,1 litres. La réserve de vapeur, constituée par les deux tuyaux d'admission et par les boîtes est de $33,8 + 34 = 67,8$ litres, soit 59% du volume des deux cylindres réunis.

L'examen des nombreux diagrammes relevés dans chaque série d'essais, nous a permis de déterminer nettement l'influence de la vitesse, du degré d'ouverture du régulateur et du cran d'admission, sur le laminage que subit la vapeur pendant son trajet, depuis la chaudière jusqu'à la fin de l'admission dans le cylindre HP. Nous aurons donc à étudier successivement, dans chaque cas : les chutes de pression de la chaudière à la boîte à vapeur et celles de la boîte au cylindre, soit au commencement, soit à la fin de la période d'admission. Nous examinerons en outre les variations de pression de la vapeur dans la boîte, pendant un tour de roues.

Chute de pression depuis la chaudière jusqu'à la boîte à vapeur H. P.

Les variations de pression dans la chaudière, durant le relevé d'un diagramme, sont négligeables. On avait d'ailleurs le soin de maintenir sensiblement constante la tension de la vapeur dans le générateur pendant le temps nécessaire à chaque observation. Dans les boîtes, au contraire, on a constaté que les fluctuations de la pression, selon les phases de la distribution dans les cylindres, étaient considérables.

C'est la valeur moyenne de cette pression, relevée simultanément avec l'indicateur et avec le manomètre étalon servant de contrôle, que nous avons seulement considérée pour évaluer la perte de charge que subit la vapeur dans son parcours de la chaudière à la boîte, lorsque le piston se trouve dans les environs du point mort, c'est-à-dire au commencement de la période d'admission.

Nous examinerons consécutivement l'influence du degré d'ouverture du régulateur et de la vitesse sur cette perte de charge.

Cette influence est nettement marquée dans les diagrammes (Fig. 1 à 5, Pl. XXXVII), qui ont été relevés au même train, dans des conditions identiques de pression dans la chaudière, de crans d'admission et sensiblement de vitesse, mais avec des positions du régulateur de 0.40, 0.50, 0.60, 0.80 et 1.00.

Les ordonnées des courbes de la Fig. 2, Pl. XXXVIII, représentent, aux vitesses de 30, 60, 90 et 120 kilom., les chutes moyennes de pression de la chaudière à la boîte, pour des ouvertures variables du régulateur. Celles-ci ont été portées en abscisses, soit en centimètres carrés, soit en centièmes de course sur le secteur. La perte de charge croît très rapidement à mesure qu'on diminue la section de passage dans les orifices ; elle devient très faible quand le régulateur est ouvert en grand.

L'influence de la vitesse ressort de l'inspection des diagrammes Fig. 6 à 8, Pl. XXXVII, d'une part, 9 et 10 d'autre part.

Ils ont été relevés dans les mêmes conditions d'admission et de pression à la chaudière, mais à des vitesses différentes, les premiers avec le régulateur à la position 0,60 et les deux autres avec l'ouverture maxima.

La représentation graphique des chutes de pression dans la boîte a été faite (Fig. 1, Pl. XXXVIII), pour des ouvertures de régulateur de 0.29 à 0.45, 0.50, 0.60, 0.80, et 1.00 dont on a fait particulièrement usage en cours d'expérience. Les vitesses ont été portées en abscisses, entre les limites de 20 et 125 kilom. à l'heure.

Lorsque le régulateur est *ouvert en grand*, la pression dans la boîte est égale à celle de la chaudière, jusqu'à 50 kilom. de vitesse environ. Au delà elle décroît assez peu : ainsi à 80 kilom., elle n'en diffère que de 0,20 kg. (1) et à 125 kilom., de 0,75 kg.

Aux très grandes vitesses, si le régulateur n'était ouvert qu'à la première table, la chute de pression pourrait être de 7 kilog. ; ce cas ne se rencontre jamais en pratique.

Lors des démarrages, nous n'avons observé aucune dépression pour des ouvertures de régulateur de 0.60 et au-dessus.

(1) Dans les expériences effectuées à la Compagnie P. L. M. sur les locomotives compound à grande vitesse, et qui ont fait l'objet d'une note de M. Privat dans la *Revue Générale* (N° de Mars 1896), il a été constaté à cette même vitesse une chute de pression de 0^{kg.},1.

INFLUENCE
DU DEGRÉ
D'OUVERTURE
DU RÉGULATEUR.

INFLUENCE
DE LA VITESSE.

Nous donnons dans le tableau ci-après les différences de pression, entre la chaudière et la boîte à vapeur, que l'on constate en service courant, pour des vitesses de 60, 80, 100 et 120 kilom. à l'heure, lorsque le régulateur se trouve aux crans usuels de $1/3$, $1/2$ et $2/3$ du secteur.

CHUTES DE PRESSION DE LA CHAUDIÈRE A LA BOITE A VAPEUR (Série A).

DEGRÉS D'OUVERTURE du RÉGULATEUR.	VITESSES EN KILOMÈTRES A L'HEURE.			
	60	80	100	120
$1/3$	2k,85	4k,00	5k,30	»
$1/2$	1k,80	2k,50	3k,30	4k,25
$2/3$	0k,75	1k,15	1k,70	2k,25

Ces pertes de charge ont varié de 0^{kg},75 à 5^{kg},30, suivant la vitesse et suivant la position du régulateur, dont l'influence est ici la plus accentuée. La pression dans la chaudière étant de 15 kilog., pression qu'on s'est toujours efforcé de maintenir à peu près constante pendant les essais, celle de la boîte à vapeur a donc varié $15 - 0,75 = 14^{\text{kg}},25$ à $15 - 5,3 = 9^{\text{kg}},7$, aux trains de voyageurs.

Dans les expériences faites au Nord sur les machines compound 2.121 et 2.122, pendant l'été de 1893, nous avons généralement trouvé des chutes de pression plus faibles — de $1/5$ à $1/6$ — que les précédentes. Cette différence peut être attribuée en partie aux conditions atmosphériques particulièrement favorables dans lesquelles se sont effectués ces derniers essais : les condensations dans les tuyaux d'admission étaient probablement moins importantes qu'en hiver.

Chute de pression depuis la boîte à vapeur jusqu'au cylindre H.P.

L'élément principal qui fait varier la perte de charge subie par la vapeur, à son passage dans les lumières et les conduits du cylindre, est la vitesse.

La valeur de cette dépression est fournie par la différence des ordonnées des deux diagrammes, relevés dans la boîte et dans le cylindre, aux environs du point mort, au moment où la pression d'admission est maxima (voir les Fig. 1 à 5, Pl. XXXVII).

Dans les diagrammes relatifs à la face AV, la dépression a été légèrement supérieure à celle qu'on a constatée à l'AR, ce qui tient à la condensation plus grande qui doit se produire du côté antérieur du cylindre, particulièrement exposé pendant la marche à l'action refroidissante de l'air. Mais comme, d'autre part, les tuyaux d'indicateur avaient une longueur plus grande à l'arrière qu'à l'avant, ce qui donnait pour la pression initiale dans le cylindre face AR enregistrée sur les diagrammes, des indications un peu plus faibles que celles qu'on eût dû avoir en réalité, nous n'avons relevé que des écarts insensibles dans les pertes de charge dues aux conduits AV et AR du cylindre. Les chutes de pression représentées graphiquement Fig. 3, Pl. XXXVIII, sont donc des moyennes. Elles sont indépendantes du degré d'ouverture du régulateur et des dimensions des boîtes et des tuyaux d'admission, par conséquent elles s'appliquent à toutes les séries d'essais désignées précédemment par les lettres A à D.

Le degré d'admission H. P. n'a eu aucune influence sur la pression maxima dans le cylindre aux environs du point mort, car la distribution étant du système Walschaert, les avances

linéaires sont égales à tous les crans du changement de marche et la pression dans le cylindre s'établit, dès le début de la course du piston, à peu près dans les mêmes conditions, quel que soit le degré d'admission.

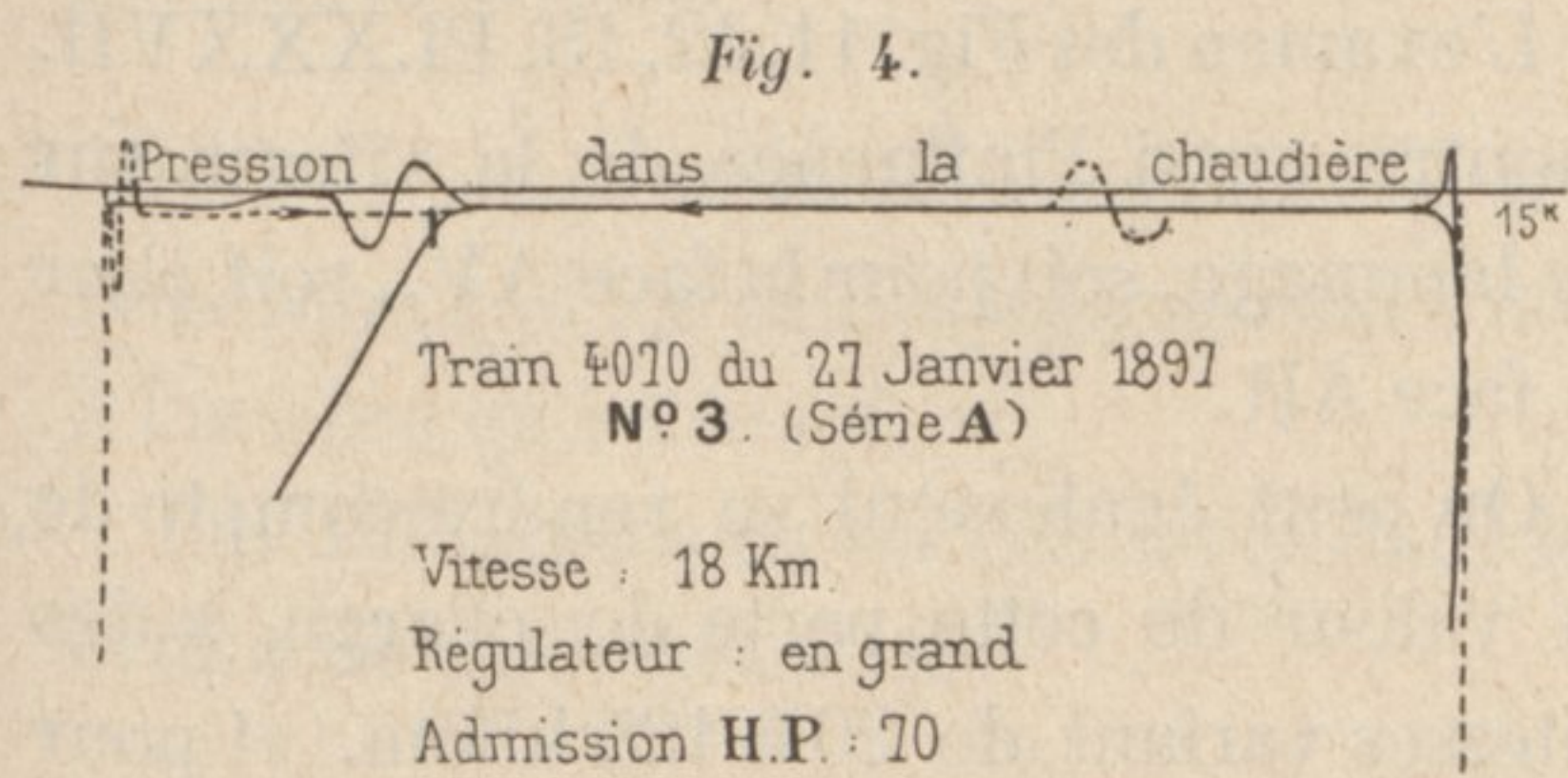
Dans la Fig. 3 précitée, on a porté les vitesses en abscisses, jusqu'à 125 kilomètres et les pertes de charge en ordonnées. On voit, d'après l'allure de la courbe que la relation algébrique entre ces deux variables serait sensiblement de forme linéaire. Ce n'est guère qu'au delà d'une vitesse de 40 kilom. à l'heure que la chute de pression atteindrait 1/4 de kilog; son maximum est de 1 kilog. à 125 kilom., soit 1/15 de la pression dans la chaudière.

Chute totale de pression depuis la chaudière jusqu'au cylindre H.P.:

Cette chute de pression se compose de la somme des pertes de charge évaluées dans les deux paragraphes précédents.

Il y a lieu de considérer l'influence de l'ouverture du régulateur, mise en évidence par les Fig. 1 à 5, Pl. XXXVII, et celle de la vitesse, par les diagrammes Fig. 6 à 8, 9 et 10, relevés dans des conditions de marche comparables.

Les ordonnées des courbes des Fig. 4 et 5, Pl. XXXVIII, donnent la valeur de la chute totale de pression depuis la chaudière jusqu'au commencement de l'admission dans le cylindre H. P., pour des vitesses et des positions de régulateur variables. Quand celui-ci est suffisamment ouvert, la perte de charge aux faibles vitesses est négligeable, ainsi que l'indique le diagramme ci-contre Fig. 4, mais à 125 kilom., elle peut



total de pression depuis la chaudière jusqu'au commencement de l'admission dans le cylindre H. P., pour des vitesses et des positions de régulateur variables. Quand celui-ci est suffisamment ouvert, la perte de charge aux faibles vitesses est négligeable, ainsi que l'indique le diagramme ci-contre Fig. 4, mais à 125 kilom., elle peut

varier de 1^{kg},6 à 8 kilog. selon que le régulateur est ouvert en grand ou à la première table.

Le tableau suivant indique les chutes de pression que l'on observe, en service courant, pour des vitesses de 60, 80, 100 et 120 kilomètres, lorsque le levier du régulateur occupe les positions 1/3, 1/2 et 2/3 sur le secteur.

CHUTES TOTALES DE PRESSION DE LA CHAUDIÈRE AU CYLINDRE H.P. (Série A).

DEGRÉS D'OUVERTURE du RÉGULATEUR.	VITESSES EN KILOMÈTRES A L'HEURE.			
	60	80	100	120
1/3	3 ^k ,25	4 ^k ,6	6 ^k ,10	»
1/2	2 ^k ,20	3 ^k ,10	4 ^k ,10	5 ^k ,20
2/3	1 ^k ,15	1 ^k ,75	2 ^k ,50	3 ^k ,20

Ces pertes de charge sont comprises entre 1^{kg},15 et 6^{kg},10; la pression initiale d'admission dans les cylindres H. P. a donc varié de 15 — 1,15 = 13^{kg},85 à 15 — 6,1 = 8^{kg},9, entre les limites de vitesses ci-dessus mentionnées.

Laminage de vapeur pendant l'admission dans les cylindres H.P.

La chute de pression qui se manifeste dans le cylindre pendant l'admission provient : 1° de la *perte de charge* que subit la vapeur dans son passage au travers des lumières et qui croît avec

la fermeture progressive du tiroir, concurremment avec l'accélération du mouvement du piston, à mesure que celui-ci s'éloigne du point mort ; 2° de la *condensation* de cette vapeur au contact des parois du cylindre, refroidies pendant la période d'échappement, et malgré le bénéfice calorifique procuré par la compression à la fin de la course.

Les deux facteurs qui influent sur l'abaissement de la pression pendant l'admission sont la vitesse et le degré d'admission.

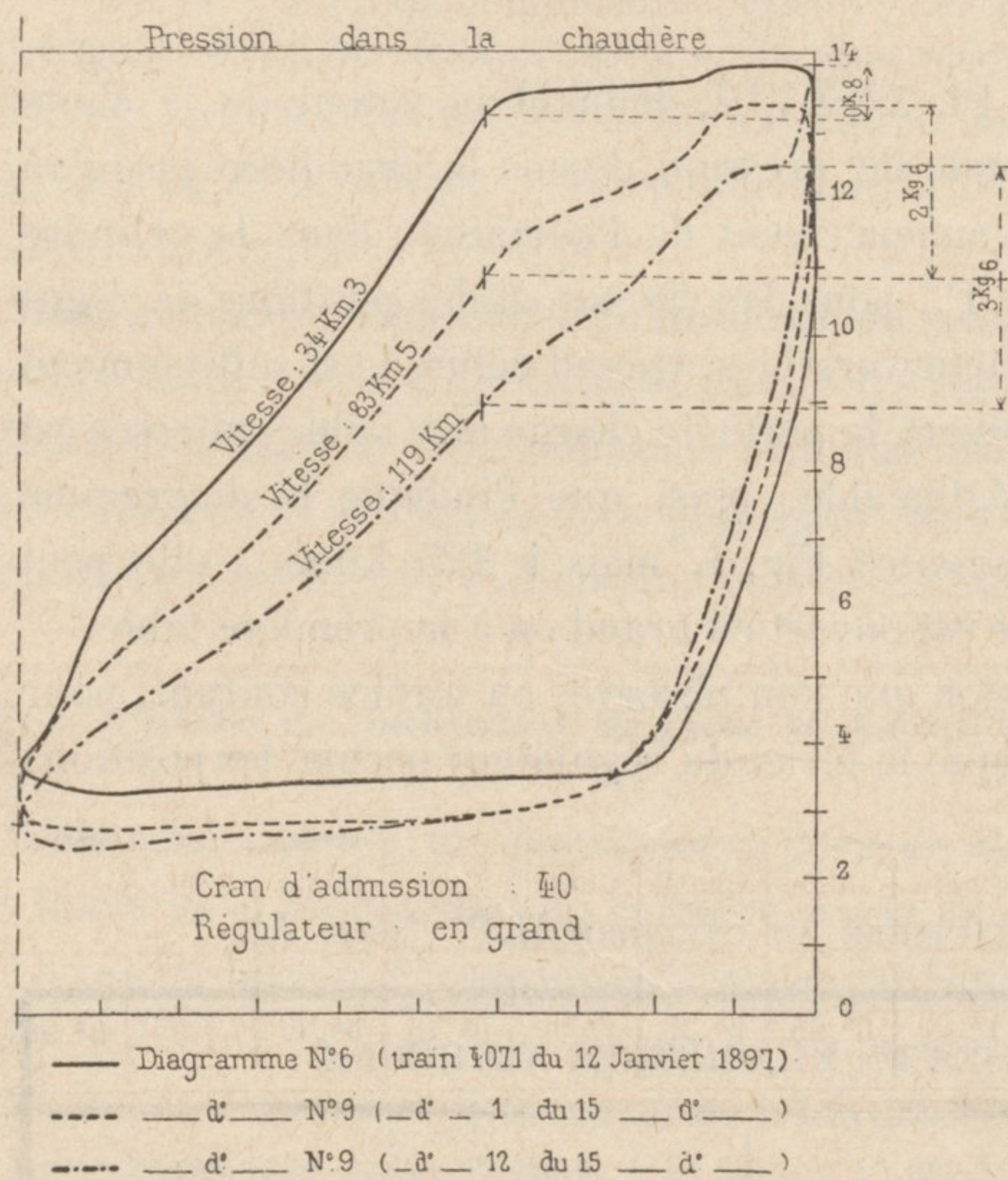
L'augmentation de la vitesse de la machine accroît celle de la vapeur dans les conduits et, par suite, la perte de charge qui résulte du frottement. La diminution du degré d'admission conduit au même résultat, à cause de la réduction de l'ouverture des lumières.

Ces deux influences seront étudiées séparément d'après les diagrammes des faces AV et AR.

INFLUENCE
DE LA VITESSE.

Nous reproduisons, dans la Fig. 5 ci-dessous, 3 diagrammes relevés sur la face AV. au même cran d'admission 40, mais à des vitesses de 34, 83, 5 et 119 kilom. à l'heure. Les conditions

Fig. 5. — INFLUENCE DE LA VITESSE
SUR LA CHUTE DE PRESSION PENDANT L'ADMISSION H.P.



d'ouverture de régulateur et de pression dans la chaudière étaient identiques. On voit que le laminage pendant l'admission a été respectivement de 0^{kg},8, 2^{kg},6 et 3^{kg},6.

L'examen des Fig. 11, 12, 13, Pl. XXXVII, montre aussi l'influence de la vitesse sur ce laminage, soit pour la face AV., soit pour la face AR.

On peut également se rendre compte de la valeur de cette perte de charge, à des vitesses variant de 20 à 125 kilom. et pour des degrés d'admission de 30, 40, 45, 50 et 60, par l'inspection des courbes des Fig. 6 et 7, Pl. XXXVIII. La pression dans la chaudière est supposée de 15 kilog. et le régulateur est à la position 0.60.

Les admissions normales dans les cylindres H. P. étaient généralement comprises entre 40 et 50, suivant la charge et le profil, pour les trains rapides qui ont fait l'objet

de nos expériences. Toutefois, les observations que nous avons pu faire avec quelques trains de voyageurs semi-directs et légers, ainsi qu'avec des trains lourds de marchandises, remorqués également par la machine 2.158, nous ont permis de faire varier l'admission H. P. entre les limites plus étendues de 30 à 60 et même 70 %.

Dans les Fig. 6 et 7, Pl. XXXVIII, on a porté les vitesses en abscisses et les chutes de pression en ordonnées ; les courbes de gauche sont relatives à la face AV. et celles de droite à la face AR.

A faible vitesse, et lorsque l'admission est prolongée, la différence des pressions qui existent dans le cylindre, au commencement de la course du piston et au début de la détente, est presque nulle. La ligne d'admission est horizontale ; on remarque seulement sur les diagrammes, au moment de la fermeture des lumières, un petit arrondi (voir la Fig. 4 ci-dessus).

Aux très grandes vitesses, à 120 et 125 kilom., et pour une admission de 30 %, le laminage

pourrait conduire à une chute de pression d'environ 4, 5 kilog. à l'AV et de 3^{kg},75 à l'AR. La perte de charge est en général doublée quand on passe de la vitesse de 60 à celle de 120 kilom.

Dans la Fig. 14, Pl. XXXVII, nous avons reproduit 3 diagrammes relevés face avant, à la vitesse moyenne de 47,5 kilom., dans les mêmes conditions de pression à la chaudière et d'ouverture de régulateur, mais avec des admissions H. P. de 55, 45, 40 %; les chutes de pression entre le commencement de la course et le point de fermeture des lumières, ont été respectivement de 1,1, 1,5 et 1,7 kilog. Les 3 diagrammes face AV de la Fig. 15, Pl. XXXVII, ont donné, à la vitesse moyenne de 103 kilom., un laminage de 2,9, 3,5 et 3^{kg},75 pour des admissions de 48, 45 et 40 %.

Les graphiques des Fig. 8 et 9, Pl. XXXVIII, permettent de déterminer la valeur de ce laminage, pour des admissions variant de 30 à 60 % et à des vitesses de 30, 60, 90 et 120 kilom., à l'heure, dans les deux cas des faces avant et arrière. Les admissions, en centièmes, ont été portées en abscisses et les chutes de pression en ordonnées. Lorsque le degré d'introduction atteint 65 % environ, le laminage est nul pour des vitesses suffisamment faibles.

La décroissance de pression dans le cylindre est moins influencée par le degré d'admission que par la vitesse.

Si l'on compare les courbes des Fig. 6 et 7, ainsi que celles des Fig. 8 et 9, Pl. XXXVIII, on remarque que les chutes de pression sont notablement moins importantes dans les cylindres HP, à l'arrière qu'à l'avant.

Les différences en sont données dans le tableau ci-après, pour diverses vitesses et au cran ordinaire d'admission 45.

DIFFÉRENCES OBSERVÉES DANS LES CHUTES DE PRESSION PENDANT L'ADMISSION A L'AV. ET A L'AR.

CRAN D'ADMISSION	VITESSES EN KILOMÈTRES A L'HEURE.											
	30			60			90			120		
	Chute AV	Chute AR	Différence.	Chute AV	Chute AR	Différence.	Chute AV	Chute AR	Différence.	Chute AV	Chute AR	Différence.
45	1k.15	0k.7	0 ^k .45	1k.85	1k.30	0 ^k .55	2k.70	1k.95	0 ^k .75	3k.70	2k.75	0 ^k .95

Ainsi, dans les conditions ordinaires de la marche, et pour une même pression initiale dans le cylindre, la tension de la vapeur au commencement de la détente sera supérieure d'environ 1/2 à 1 kilog., suivant la vitesse, sur la face AR du piston, comparativement à la face AV, en admettant toutefois que la distribution soit bien réglée, ce dont on s'était assuré préalablement à l'atelier, pour la locomotive 2.158, en en faisant le relevé à froid. Cette opération nous a montré qu'aux divers crans de la réglette du changement de marche, les admissions étaient à peu près égales à l'avant et à l'arrière du cylindre.

La différence des chutes de pression pendant l'admission, observée sur les faces AV et AR, a pour première cause une *condensation* plus accentuée de la vapeur du côté particulièrement exposé, pendant la marche, à l'action refroidissante de l'air. En outre, à cause de l'obliquité de la bielle, la vitesse du piston est plus grande à l'avant qu'à l'arrière, pour des déplacements angulaires égaux de la manivelle; le *laminage* aura donc une valeur plus élevée dans le premier cas.

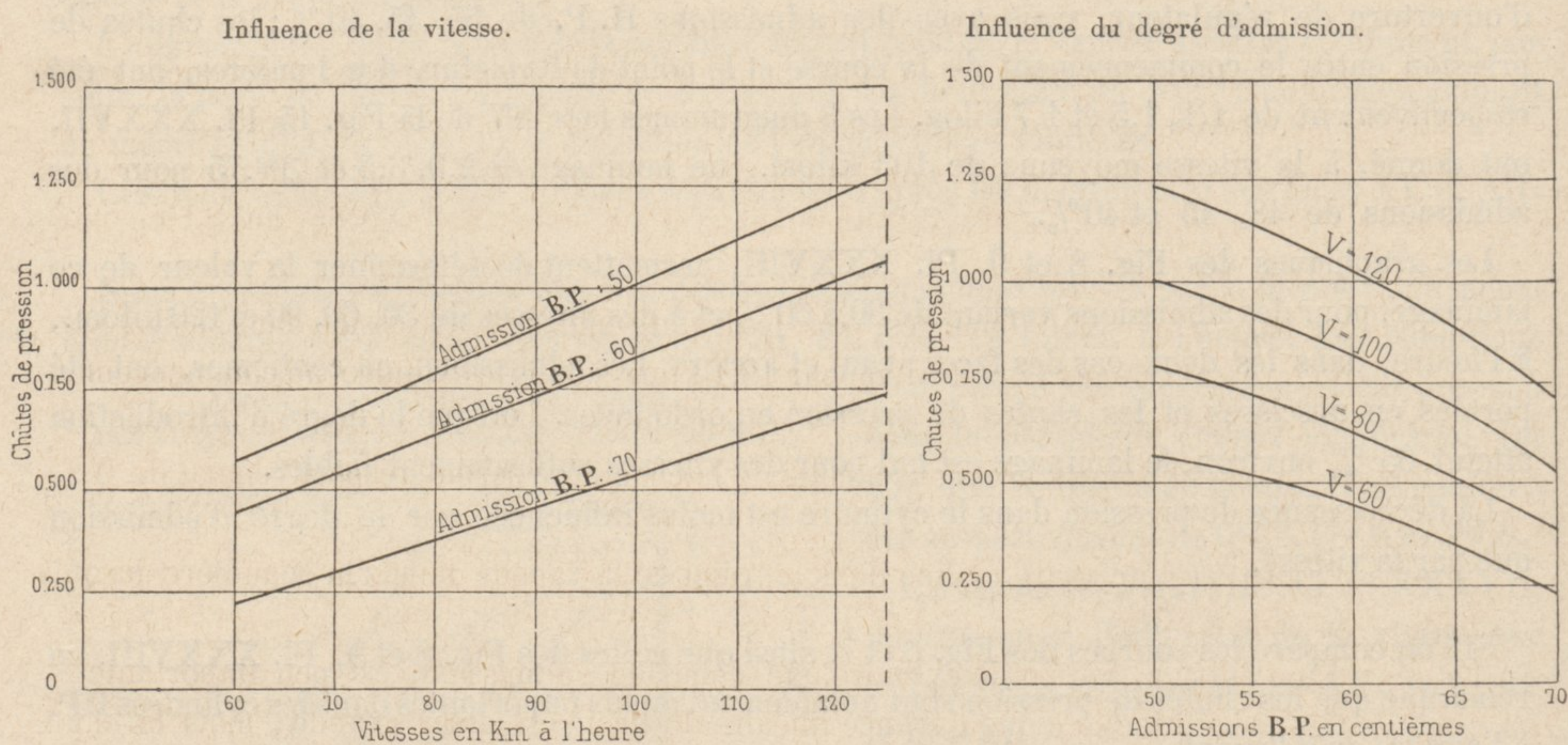
INFLUENCE
DU DEGRÉ
D'ADMISSION.

COMPARAISON
DES CHUTES
DE PRESSION
PENDANT
L'ADMISSION HP,
A L'AV
ET A L'AR.

CHUTES
DE PRESSION
PENDANT
L'ADMISSION B. P.

A titre de comparaison, avec les chiffres précédents, relatifs aux cylindres H.P., nous donnons dans la Fig. 6, ci-après, les graphiques des chutes de pression pendant l'admission, qui ont été constatées dans les cylindres B.P., pour différentes vitesses et à divers crans de marche.

Fig. 6. — CHUTES DE PRESSION PENDANT L'ADMISSION B. P.



Le tableau suivant résume les résultats fournis par l'expérience.

CHUTES DE PRESSION PENDANT L'ADMISSION B. P.

CRANS D'ADMISSION.	VITESSES EN KILOMÈTRES A L'HEURE.			
	60	80	100	120
50	0k.56	0k.77	1k.00	1k.20
60	0k.44	0k.62	0k.82	1k.00
70	0k.20	0k.37	0k.52	0k.70

Les chutes de pression augmentent proportionnellement à la vitesse et sont en raison inverse du degré d'admission. Leur valeur absolue est plus faible que celle qui a été relevée aux cylindres H.P. dans des conditions de marche analogues, parce que l'ouverture des lumières est généralement plus grande et que les cylindres B.P. étant placés intérieurement, sous la boîte à fumée, les condensations sont plus réduites.

Aucune différence sensible, à l'AV et à l'AR des grands cylindres, n'a été constatée dans les chutes de pression, car les faces avant sont beaucoup mieux protégées contre l'action refroidissante de l'air que ne le sont les fonds correspondants des cylindres H.P.

Le rapport de cette chute de pression à la tension initiale de la vapeur dans le cylindre, serait, aux trains rapides, à la vitesse moyenne de 95 kilom. à l'heure, et dans l'hypothèse d'une pression de 15 kilog. à la chaudière, d'une ouverture de régulateur de 0.60 et d'une admission normale de 45/60, d'environ 0,21 pour les petits cylindres et 0,275 pour les grands, d'après les moyennes relevées.

Résumé des chutes de pression depuis la chaudière jusqu'à la fin de l'admission dans le cylindre H.P.

Les différences de pression qui existent entre la chaudière, la boîte et le cylindre, sont représentées graphiquement Fig. 10, Pl. XXXVIII, pour les conditions les plus usuelles de marche : ouverture de régulateur de 0.60 et cran d'admission H.P. de 45.

Les diverses chutes de pression qui ont été examinées séparément dans les précédents paragraphes, se mesureront, pour une vitesse déterminée, par les différences des ordonnées de la ligne *m* de pression dans la chaudière et des courbes *n*, *o*, *p*, *q* qui indiquent la pression dans la boîte à vapeur et dans le cylindre, soit au début, soit à la fin de l'admission, aussi bien pour la face avant que pour celle arrière.

A la vitesse moyenne de 95 kilomètres, pour les trains rapides, si la pression dans la chaudière est de 15 kilog., on aura dans la boîte à vapeur 13,1 kilog. ; dans le cylindre, au commencement de l'admission 12,4 kilog., et à la fin : 10,3 kilog. pour la face AV et 9,5 kilog. pour la face AR. Les rapports de ces différentes pressions à celle de la chaudière seront respectivement de 0,87, 0,83, 0,69 et 0,63.

La plus grande perte de charge a lieu dans le trajet de la vapeur depuis la chaudière jusqu'à la boîte — près de 2 kilog.

La dépression entre la boîte et le cylindre, au début de l'admission, est peu importante — 3/4 de kilog. — ce qui indique que l'avance linéaire du tiroir est assez grande ; mais la chute de pression qui se manifeste pendant l'admission est notable : sa valeur moyenne est de 2^{kg},5. Il ne paraît guère possible de diminuer, sans enveloppe de vapeur, les condensations dans le cylindre pendant cette période ; on pourrait tout au moins les réduire sur la face antérieure, plus spécialement refroidie par l'air ambiant, en protégeant le couvercle AV du cylindre par une épaisse enveloppe de matière mauvaise conductrice de la chaleur. Cette modification est en cours d'application sur toutes les locomotives compound à grande vitesse du Nord. Il serait également difficile de diminuer le laminage pendant l'admission sans avoir recours à des tiroirs à doubles orifices qui présentent des difficultés de fonderie, ou à des distributions à fermeture rapide qui donneraient lieu à une complication assez grande dans les organes.

Il convient toutefois de mentionner que les chutes de pression pendant l'admission, que l'on observe à grande vitesse dans les cylindres H. P. des locomotives compound du Nord, sont très inférieures à celles qui se produisent dans les machines express ordinaires, car dans le premier cas, la condensation est moindre par suite de la diminution de l'écart des températures extrêmes dans les cylindres et que, d'autre part, l'introduction de vapeur se faisant pendant 40 ou 50 % de la course, la section des lumières, découverte par les tiroirs, est relativement plus grande que dans le cas des machines à simple expansion, où l'admission est moins prolongée.

Variations de pression dans la boîte à vapeur.

Dès le début de l'admission la vapeur afflue dans la boîte, pour s'écouler ensuite dans le cylindre par la section des lumières qui est découverte à ce moment. Les espaces morts se remplissent d'abord et la vapeur vient en tourbillonnant, animée d'une certaine puissance vive, frapper le piston. Celui-ci n'a qu'une vitesse très faible dans les environs du point mort, et il ne fuit pas devant la masse gazeuse aussi rapidement que le nécessiterait l'écoulement du

fluide. Une surpression, accompagnée le plus souvent de mouvements ondulatoires, se manifeste dans la boîte, au commencement de la course, ainsi qu'on peut le voir sur les diagrammes de la Planche XXXIX (séries A et B). La vitesse du piston augmente ensuite progressivement, les tourbillonnements du début cessent, la pression décroît dans la boîte jusqu'à ce que le volume de vapeur qui s'écoule par le tuyau, en vertu de la différence des pressions en amont et en aval, soit précisément égal à celui qui est nécessaire au remplissage, sans dépression, de la capacité croissante engendrée par le piston. Durant cette seconde partie de la période d'admission, une pression de régime s'établit dans la boîte. A la fermeture des lumières, la masse de vapeur en mouvement continue à affluer et, en vertu de son inertie, provoque un « coup de bélier » qui augmente momentanément la pression dans la boîte, de façon telle qu'elle peut dans certains cas surpasser celle de la chaudière (1). Elle s'abaisse ensuite avant la fin de la course directe du piston, en donnant lieu à quelques oscillations, ainsi que le ferait un ressort que l'on comprimerait et qu'on laisserait se détendre sous l'influence de son élasticité.

Pendant la course rétrograde, on observe une série de phénomènes analogues, se reproduisant dans le même ordre, mais ayant pour cause les modifications de pression qui se produisent dans la boîte, pendant l'admission de l'autre côté du piston. Les deux courbes de pressions, observées à l'aller et au retour, sont à peu près symétriques, par rapport à la verticale moyenne. Les expériences faites au Chemin de fer du Nord, et dont nous rendons compte ici, corroborent sur ce point celles qui ont été effectuées antérieurement à la Compagnie de l'Ouest.

Les deux éléments, qui ont le plus d'influence sur les variations de pression dans les boîtes à vapeur sont, comme pour les chutes de pression, le degré d'ouverture du régulateur et la vitesse.

INFLUENCE
DU DEGRÉ
D'OUVERTURE
DU RÉGULATEUR.

Les diagrammes appartenant à la série A (Fig. 1 à 4, Pl. XXXIX) ont été relevés avec des positions du levier du régulateur de 0.50, 0.60, 0.80 et 1.00, à une vitesse moyenne de 85 kilom. à l'heure et au cran d'admission H. P. de 45. On voit, par ces figures, que l'augmentation progressive de l'ouverture du régulateur a eu pour effet, non seulement de diminuer la chute de pression entre la chaudière et le cylindre, ce que l'on savait déjà, mais aussi d'amplifier les variations de pression dans la boîte.

L'excès de pression, par rapport à celle de la chaudière, que le « coup de bélier » peut produire dans la boîte à la fin de l'admission, augmente également avec l'ouverture du régulateur.

Les courbes des Fig. 2 et 4, Pl. XL, concernant la série A, permettent de se rendre compte de la valeur de la surpression due au coup de bélier, ainsi que de l'excès de la pression maxima dans la boîte sur celle de la chaudière, pour différentes ouvertures de régulateur et aux vitesses de 30, 60, 90 et 120 kilom.

Les pressions, qui figurent en ordonnées, croissent rapidement lorsque la position du régulateur varie entre 0.30 et 0.80, mais au-delà, et jusqu'à l'ouverture complète, les variations de pression dans la boîte ne subissent que très peu de modifications.

L'augmentation de pression due au coup de bélier (Fig. 2, Pl. XL) est négligeable à faible vitesse et lorsque le régulateur n'est ouvert qu'à la première table; mais elle peut atteindre 5 kilog. si celui-ci est ouvert en grand et à la vitesse de 120 kilom.

(1) Ces phénomènes ont été déjà mis en évidence dans le N° de Mai 1898, de la *Revue Générale*.

L'excès de pression dans la boîte par rapport à celle de la chaudière, à la fin du coup de bélier, ne se manifeste que pour des ouvertures de régulateur plus grandes que 0.55 environ (Fig. 4, Pl. XL). Au-dessous de ce chiffre, la pression la plus élevée qui puisse exister dans la boîte n'atteint jamais celle de la chaudière. Pour une position de régulateur de 0.60 et à une vitesse très faible, l'excédent de pression est presque nul; il peut atteindre 2^{kg},75 quand le régulateur est ouvert en grand et à la vitesse de 120 kilom. Dans le diagramme Fig. 4, Pl. XXXIX, relevé à 85 kilom. seulement, nous avons noté un excédent de pression de 2 kilog. sur celle de la chaudière.

INFLUENCE
DE LA VITESSE.

Les diagrammes appartenant à la série A des Fig. 17, 18, 19, Pl. XXXIX, ont été pris à des vitesses de 83,5, 104 et 115 kilom., le régulateur étant ouvert en grand et l'admission H. P. au cran 45. Ces figures montrent que l'accroissement de la vitesse a augmenté l'importance des fluctuations de la pression dans la boîte. Le coup de bélier, à la fin de l'admission, ainsi que l'excès de pression par rapport à celle de la chaudière, sont également d'autant plus accentués que la vitesse est plus grande.

Leur valeur absolue est fournie, pour diverses ouvertures de régulateur, par les ordonnées des courbes Fig. 1 et 3, Pl. XL.

A faible vitesse, la pression dans la boîte se maintient sensiblement constante (voir la Fig. 4 du texte); toutefois le coup de bélier à la fermeture des lumières du cylindre, ainsi que les oscillations de la pression, au commencement de l'admission, n'ont pas entièrement disparu.

A la vitesse de 120 kilom., et lorsque le régulateur est ouvert en grand, la pression dans la boîte peut se trouver augmentée de 5 kilog. au début de la période de détente (Fig. 1, Pl. XL) et dépasser de 2^{kg},75 celle de la chaudière (Fig. 3, Pl. XL). Dans le diagramme Fig. 19, Pl. XXXIX, relevé à la vitesse de 115 kilom., ces surpressions sont respectivement de 4^{kg},4 et de 2^{kg},4.

La vitesse paraît avoir plus d'influence que le degré d'ouverture du régulateur sur les modifications de la pression dans les boîtes à vapeur.

Le tableau ci-après indique les variations de pression qui ont été observées, en service courant, dans les trains rapides de la série A, pour des positions du régulateur de 1/3, 1/2 et 2/3 et à des vitesses de 60, 80, 100 et 120 kilom.; le cran d'admission H.P. était de 45.

VARIATIONS DE PRESSION DANS LA BOITE A VAPEUR H.P. (Série A).

DEGRÉ D'OUVERTURE du RÉGULATEUR.	Surpression due au coup de bélier à la fin de l'admission aux vitesses de				Excès de la pression maxima dans la boîte sur la pression dans la chaudière aux vitesses de			
	60	80	100	120	60	80	100	120
1/3	0k.80	1k.45	2k.10	»	0	0	0	»
1/2	1k.10	1k.80	2k.65	3k.60	0	0	0	0
2/3	1k.45	2k.30	3k.25	4k.40	0k.55	0k.80	1k.15	1k.55

Dans les limites de vitesses ci-dessus consignées, l'écart des pressions extrêmes dans la boîte a varié de 0^{kg},80 à 4^{kg},40, selon l'ouverture du régulateur. Ces nombres sont des minima, car les oscillations de la pression aux fins de course, dues à des mouvements vibratoires de la vapeur, peuvent dans certains cas augmenter encore la différence entre les tensions extrêmes.

La pression maxima dans la boîte a dépassé celle de la chaudière, à la fin du coup de bélier, de 1/2 à 1 1/2 kilog., mais seulement avec une ouverture de régulateur d'au moins 2/3.

Les écarts de pression fournis par les diagrammes ont été reconnus conformes à ceux qu'indiquait l'aiguille d'un manomètre étalon, monté sur la boîte à vapeur côté gauche; on ne saurait donc attribuer à des « lancés » du ressort de l'appareil les surpressions qu'accusent les diagrammes en certains points.

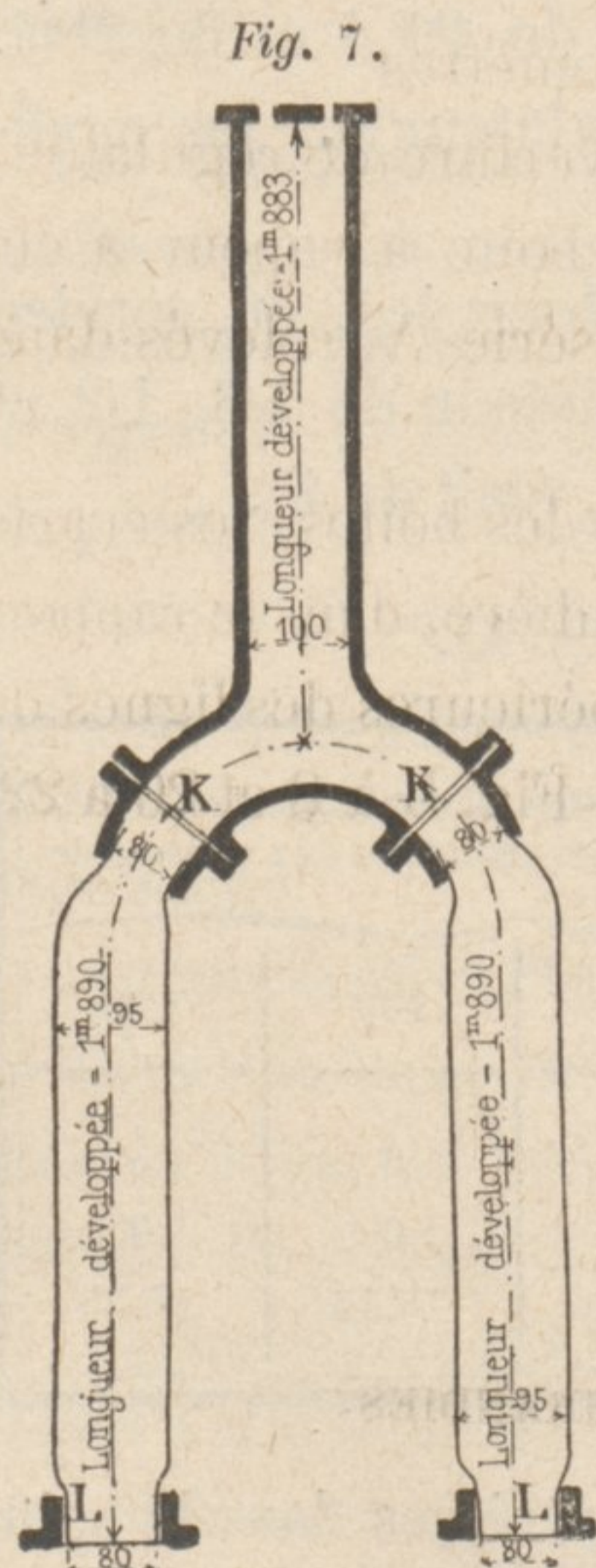
En résumé, pour une vitesse moyenne de 95 kilom. dans les trains rapides et pour les conditions usuelles d'admission H. P. de 45 et de position de régulateur de 0,60, la pression dans la chaudière étant de 15 kilog., et celle qui règne normalement dans la boîte, de 13^{kg},1, comme on l'a vu page 441, la pression maxima dans cette dernière y atteindrait, à la fin du coup de bélier, 15^{kg},7, soit 0^{kg},7 en plus de celle de la chaudière, et la pression minima 12^{kg},8. La variation totale serait ainsi au moins de 3 kilog.

SÉRIE B.

BOÎTES A VAPEUR DE CONSTRUCTION, TUYAUX D'ADMISSION AGRANDIS.

Le diamètre intérieur des tuyaux d'admission a été porté de 80 à 95 ^m/_m (Fig. 7), mais pour éviter des modifications coûteuses, on dut conserver leur diamètre primitif à leur jonction avec la culotte du régulateur en K, ainsi qu'à leur entrée dans les boîtes à vapeur en L. On fut donc obligé de rétreindre ces tuyaux à leurs extrémités.

L'épanouissement et la contraction consécutive de la veine fluide, à son passage dans le tuyau, qui résultent de cette disposition, sont évidemment défavorables à l'abaissement de perte



de charge qu'on pourrait espérer de l'application de tuyaux de section uniforme dans toute leur longueur. Néanmoins, comme l'augmentation de diamètre des tuyaux n'a pas seulement pour effet de diminuer les frottements, mais encore de modifier les phénomènes d'inertie de la colonne de vapeur en mouvement, il était intéressant de se rendre compte de l'importance qu'il y avait lieu d'attribuer à la capacité des tuyaux d'admission.

Leur volume primitif, qui était de 33^{lit},8, a été porté à 41^{lit},5. La réserve totale de vapeur constituée par ces tuyaux et par les deux boîtes H. P. a été ainsi accrue de 7^{lit},7, soit 11,5 % en plus.

Le rapport des sections du tuyau d'admission et du cylindre, qui était de 1/18, est devenu 1/12,8.

Examinons, comme dans les essais de la Série A, les diverses chutes de pression que subit la vapeur dans son trajet depuis la chaudière jusqu'aux cylindres H. P.

La perte de charge de la chaudière à la boîte à vapeur a été généralement inférieure de 0^{kg},1 à 0^{kg},6, suivant l'ouverture du régulateur et la vitesse, à celle qu'on avait trouvée avec les anciens tuyaux de 80 ^m/_m. La réduction moyenne de chute de pression a été de 3/10 de kilog., soit 16 % de la chute primitive.

Le laminage de vapeur pendant l'admission a également subi une légère diminution. La résistance un peu plus faible que les tuyaux agrandis ont opposée un mouvement de la vapeur, a eu pour effet de maintenir plus constante la pression de la vapeur dans le cylindre durant

cette période. La différence est faible, il est vrai : elle n'est en moyenne que de $1/6$ de kilogr. au cran 45 de la réglette du changement de marche ; à faible vitesse, elle devient nulle. Il n'en existe pas moins dans le cylindre, une pression au commencement de la détente qui peut, aux grandes vitesses, être supérieure de $2/5$ de kilogr. à celle qu'ont fournie les diagrammes similaires de la série A, si l'on ajoute à la réduction de chute de pression donnée dans le passage de la vapeur depuis la chaudière jusqu'à la boîte, la diminution de laminage pendant l'admission. De cet accroissement de pression dans les cylindres H. P., résulte une petite augmentation de l'aire des diagrammes et, par suite, du travail indiqué.

Les diagrammes des Fig. 5 à 8, Pl. XXXIX, appartenant à la série B, montrent l'influence du degré d'ouverture du régulateur sur les *variations de pression dans la boîte*, à égalité de vitesse et d'admission dans le cylindre H.P. Les effets d'inertie sont un peu atténués relativement à ceux qu'on avait observés dans les diagrammes de la série A (Fig. 1 à 4, Pl. XXXIX).

La même remarque ressort de la comparaison des diagrammes des séries A et B, pris à différentes vitesses, mais avec une même ouverture de régulateur (Fig. 17 à 19 et 20 à 22, Pl. XXXIX). Le coup de bélier, à la fin de l'admission, et l'excès de la pression maxima de la vapeur dans la boîte, sur celle de la chaudière, sont réduits d'une façon sensible.

Les courbes des Fig. 5 et 6, Pl. XL, donnent la valeur absolue des surpressions produites dans la boîte par les coups de bélier ; celles-ci peuvent atteindre $3^{kg},75$ aux très grandes vitesses, lorsque le régulateur est ouvert en grand.

Les courbes des Fig. 7 et 8, Pl. XL, donnent, d'autre part, la valeur des excès de la pression maxima de la boîte, sur celle de la chaudière. On voit, d'après la Fig. 8 que, pour des ouvertures de régulateur de 0.60 et au-dessous, et quelle que soit la vitesse, la pression dans la boîte n'atteindra jamais, par suite de l'inertie, celle de la chaudière. Lorsque le régulateur est entièrement ouvert, l'excédent de pression peut être de $1^{kg}, 2/3$, à 120 kilomètres.

A la vitesse moyenne de 95 kilom. et pour des conditions usuelles d'ouverture de régulateur (0.60) et d'admission H.P. (45 %) la variation totale de pression dans la boîte à vapeur a été d'environ 2 kilogr. au lieu de 3 kilogr., comme dans les diagrammes de la série A, relevés dans des conditions de marche comparables.

L'augmentation du diamètre des tuyaux a eu pour effet de réduire dans les boîtes, les écarts de pression, ainsi que l'excès de la tension de la vapeur sur celle de la chaudière, dans le rapport de 3 à 2. La pression minima est restée la même, mais les ondulations supérieures des lignes de diagrammes ont été un peu aplanies, comme le montrent d'ailleurs les Fig. 5 à 8 et 20 à 22, comparées aux Fig. 1 à 4 et 17 à 19, Pl. XXXIX.

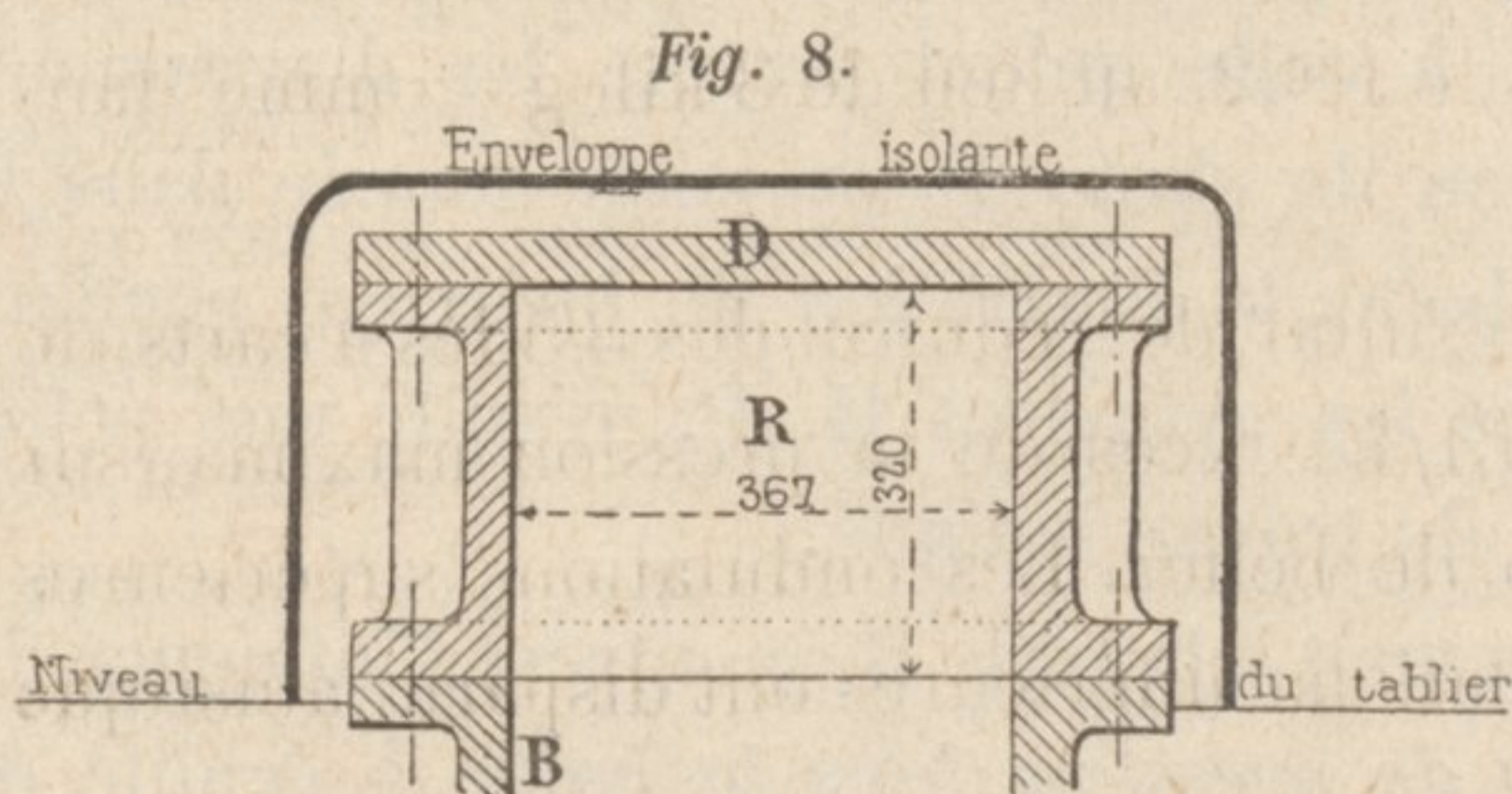
SÉRIE C.

TUYAUX D'ADMISSION DE CONSTRUCTION, BOÎTES A VAPEUR AGRANDIES.

Le volume de chaque boîte à vapeur, qui était primitivement de 17 litres, tiroir et cadre déduits, a été triplé par l'adjonction d'une rehausse en fonte R (Fig. 8 ci-après) interposée entre le couvercle D et l'ancienne boîte B. Pour éviter, autant que possible, les condensations provenant du refroidissement des surfaces en saillie, par rapport au tablier, les parois ont été soigneusement enveloppées par une matière isolante recouverte d'une tôle.

Le rapport des volumes de la boîte et du cylindre, qui était de $1/3,4$ avec l'ancienne disposition, a été porté à $1/1,14$.

La réserve totale de vapeur, constituée par les deux tuyaux d'admission et par les boîtes, est de 135,8 litres, au lieu de 67^{lit.},8 : elle est donc doublée.



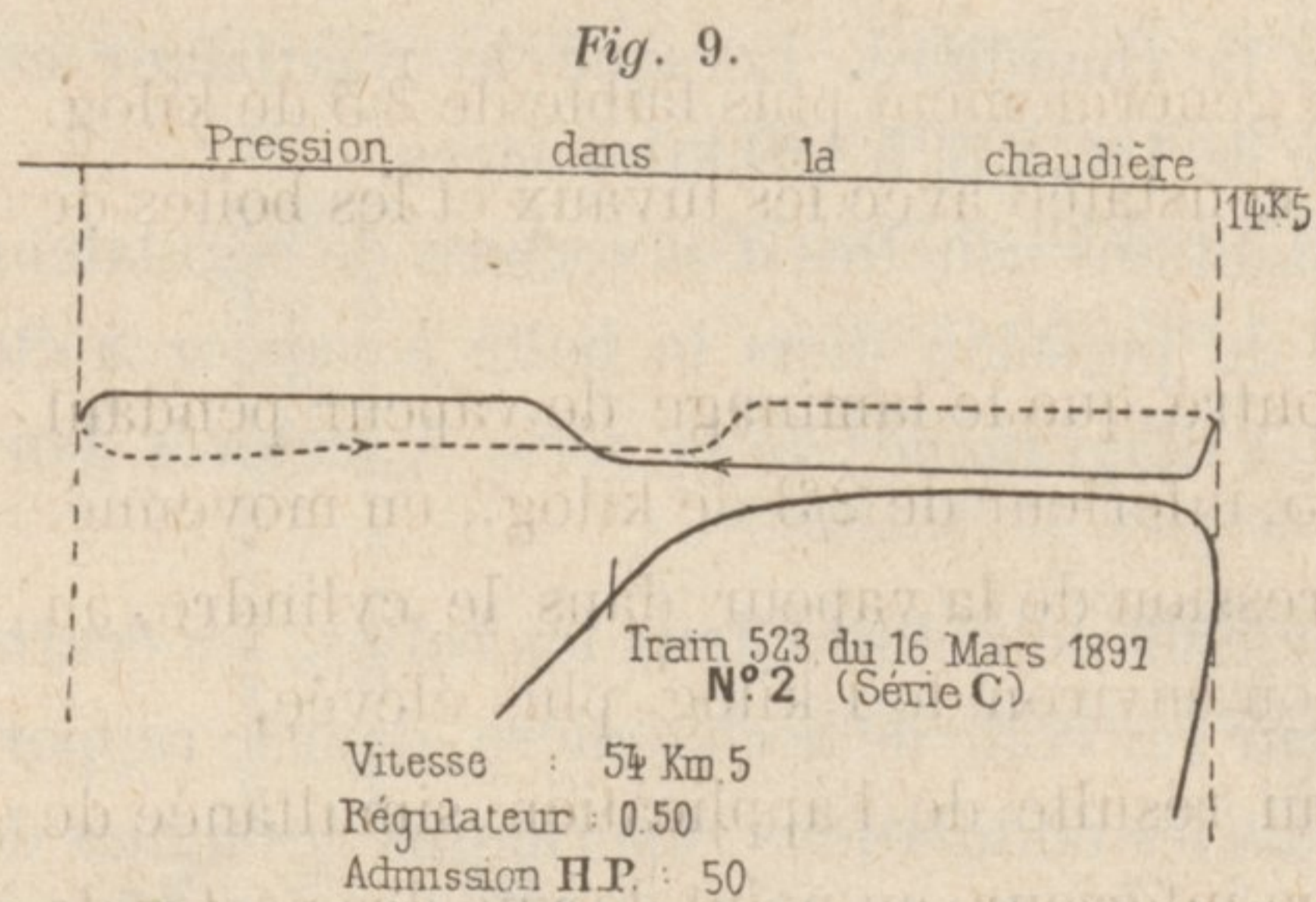
Les diverses chutes de pression depuis la chaudière jusqu'au cylindre sont examinées ci-après :

La perte de charge de la chaudière à la boîte à vapeur est plus faible, en moyenne, de $1/5$ de kilog. (ce qui représente une diminution de 10 %), comparativement aux anciennes boîtes.

Ce gain est un peu moindre que celui qu'a donné l'application de tuyaux d'admission agrandis.

Au point de vue du *laminage de vapeur pendant l'admission*, le bénéfice procuré par les nouvelles boîtes est au contraire plus important. On a constaté qu'au cran d'admission H.P. 45, la différence des pressions dans le cylindre, entre le commencement et la fin de l'admission, était inférieure en moyenne de $1/2$ kilog., à celle relative aux anciennes boîtes. La pression de la vapeur dans le cylindre, au commencement de la détente, surpassera donc de : $1/5 + 1/2 = 0^{\text{kg.}},7$ celle qu'on a relevée sur des diagrammes de la série A, dans des conditions de marche comparables.

Les courbes de boîte à vapeur indiquent au commencement de la course du piston, une petite dépression (voir Fig. 9 ci-dessous, ainsi que les Fig. 9 à 12 et 23 à 25 de la Pl. XXXIX)



occasionnée par le remplissage des espaces morts, puis la pression de régime s'établit presque instantanément et se maintient d'une façon remarquablement constante jusqu'à la fermeture des lumières. Le « coup de bélier » se produit ensuite, mais à cause de la grande capacité de la boîte, la surpression est relativement faible, ainsi qu'il appert de la comparaison des diagrammes des séries A, B et C, relevés dans les mêmes conditions de marche, et qui figurent sur une même ligne horizontale (Pl. XXXIX). L'examen des diagrammes d'une même ligne verticale montre, pour chaque série, l'influence du degré d'ouverture du régulateur et de la vitesse, sur les *variations de pression*.

Les ordonnées des courbes des Fig. 9 et 10, Pl. XL, donnent la valeur des surpressions qu'engendrent les coups de bélier dans la boîte, pour diverses ouvertures de régulateur et à différentes vitesses. Celles des courbes des Fig. 11 et 12, Pl. XL, mesurent les excès de pression qui peuvent momentanément se produire, au-dessus de la pression de la chaudière. L'influence de l'ouverture du régulateur sur les variations de pression est négligeable devant celle de la vitesse.

On constate par l'examen comparatif des graphiques de la Pl. XL, ainsi que des diagrammes des séries A, B, C, qui se trouvent sur une même ligne horizontale (Pl. XXXIX), une diminution très notable des variations de pression dans les boîtes agrandies. A vitesse modérée, l'écart entre les tensions extrêmes a une faible valeur (Fig. 9 ci-dessus), mais aux très grandes vitesses

et quand le régulateur est ouvert en grand, il peut encore atteindre 2 kilog. (diagrammes Fig. 24 et 25, Pl. XXXIX).

A la vitesse moyenne de 95 kilom., le régulateur étant à la position 0.60, et l'admission H.P. 45, la variation de pression dans la boîte serait de 1^{kg},2, au lieu de 3 kilog. comme dans la série A.

L'augmentation du volume des boîtes a eu pour résultat de réduire des $\frac{3}{5}$ les écarts de pression dans ces capacités et de diminuer d'environ $\frac{1}{4}$ l'excès de la pression maxima, sur celle de la chaudière, qui se manifeste à la fin du coup de bélier. Les ondulations supérieures des lignes de diagrammes ont été aplanies et les ondulations inférieures ont disparu, ainsi que le montrent les Fig. 9 à 12, 23 à 25, Pl. XXXIX.

SÉRIE D.

TUYAUX D'ADMISSION ET BOÎTES A VAPEUR AGRANDIS.

Les boîtes à vapeur de grande capacité et les tuyaux de 95 ^m/_m de diamètre ont été montés simultanément en dernier lieu sur la locomotive 2.158. La réserve totale de vapeur, constituée par les tuyaux et les boîtes, était ainsi de 143,5 litres, au lieu de 67^{lit},8, comme dans les essais de la série A. Nous examinerons, ainsi qu'il a été fait précédemment, les différentes chutes de pression depuis la chaudière jusqu'au cylindre.

La perte de charge de la chaudière à la boîte est généralement plus faible de $\frac{2}{5}$ de kilog. en moyenne, soit 20 % en moins relativement à celle constatée avec les tuyaux et les boîtes de petit volume.

L'analyse des diagrammes de la série D nous a montré que le laminage de vapeur pendant l'admission dans le cylindre H.P. était, pour le cran 45, inférieur de $\frac{2}{3}$ de kilog., en moyenne, à celui qui se rapporte aux essais de la série A. La pression de la vapeur dans le cylindre, au commencement de la détente, est donc de $\frac{2}{5} + \frac{2}{3}$ ou environ de 1 kilog. plus élevée.

Il convient de faire remarquer que l'avantage qui résulte de l'application simultanée de tuyaux et de boîtes de grand volume paraît être un peu inférieur, au point de vue des pertes de charge, à la somme des gains que procurent séparément l'une ou l'autre de ces modifications.

Les diagrammes de boîte à vapeur relatifs à la série D (Fig. 13 à 16, 26 à 28, Pl. XXXIX) ressemblent beaucoup à ceux de la série C, ce qui démontre que l'augmentation de la capacité des boîtes a une influence prépondérante sur les *variations de pression*, comparativement à l'accroissement du volume des tuyaux d'admission. Toutefois, l'écart entre les pressions extrêmes dans la boîte a été un peu réduit. La comparaison des diagrammes, appartenant aux séries A, B, C, D, qui sont situés sur une même ligne horizontale (Pl. XXXIX), fait ressortir nettement les améliorations qu'ont successivement apportées l'augmentation des tuyaux et des boîtes, dans les variations de la pression. On peut également s'en rendre compte par l'examen des courbes de la Pl. XL qui se trouvent sur une même ligne horizontale et qui mettent en évidence l'influence de la vitesse et de l'ouverture du régulateur dans les essais des différentes séries.

Les ordonnées des Fig. 13 et 14, Pl. XL, mesurent la surpression dans la boîte, due au coup de bélier à la fin de l'admission ; elles diffèrent peu de celles des courbes correspondantes de la série C. Les ordonnées des Fig. 15 et 16 de la même planche donnent l'excès de pression qui peut exister dans la boîte, au-dessus de la pression de la chaudière, et qui ne se manifeste que lorsque le régulateur a une ouverture supérieure à 0.60. En dessous de ce chiffre, la pression dans la boîte n'atteint jamais celle de la chaudière.

D'après ces différents graphiques, il y a lieu de faire observer que l'augmentation de l'ouverture du régulateur, à partir de la position 0.80 du levier, n'a exercé qu'une action minime sur les variations de pression dans la boîte, dans toutes les séries d'essais. L'influence de la vitesse a été d'autant moindre que la réserve de vapeur, dans laquelle puisent les cylindres pour leur consommation, a été plus grande.

A la vitesse moyenne de 95 kilom., pour une ouverture de régulateur de 0.60 et une admission H. P. de 45, la variation de pression dans la boîte serait de 1^{kg},1 au lieu de 3 kilog. comme dans la série A.

L'augmentation simultanée du volume des boîtes et des tuyaux d'admission a donc eu pour résultat de réduire de près de 2/3 les variations de pression dans la boîte. Quant aux excès de la pression maxima sur celle de la chaudière, ils ont été les mêmes que dans la série C.

Les ondulations inférieures des lignes de diagrammes ont disparu, ainsi qu'on l'avait constaté dans la série C, et les ondulations supérieures se sont trouvées aplanies, comme le montrent d'ailleurs les Fig. 13 à 16, 26 à 28, Pl. XXXIX.

§ III. — RÉSUMÉ ET DISCUSSION DES RÉSULTATS D'EXPÉRIENCES.

Dans les deux tableaux ci-après, nous avons résumé les principaux résultats déduits des expériences sur l'écoulement de la vapeur dans son trajet de la chaudière aux cylindres à haute pression. Le premier (*a*) est relatif à l'influence de l'ouverture du régulateur, de la vitesse et du degré d'admission sur les chutes observées entre la chaudière et le cylindre, ainsi que sur les variations de pression qui se manifestent dans la boîte à vapeur ; il ne s'applique qu'aux essais de la série A, effectués avec la machine dans son état primitif. Le second (*b*) a trait à l'action spéciale exercée sur ces pertes de charge et sur ces variations de pression, par les modifications qui ont été apportées au volume des tuyaux d'admission et des boîtes à vapeur de construction.

Sur le tableau (*a*) figurent les pressions que l'on constate dans la boîte et dans le cylindre, pour des ouvertures de régulateur et des vitesses différentes, ainsi que le rapport de chacune de ces pressions à celle de la chaudière, afin qu'on puisse se rendre compte de la fraction de la pression initiale, qui est utilisée dans les diverses capacités traversées par la vapeur.

(a) PRESSIONS MOYENNES DE LA VAPEUR DANS LES BOÎTES ET DANS LES CYLINDRES H. P.

à différentes vitesses et pour divers degrés d'ouvertures du régulateur.

(SÉRIE A). — Pression dans la chaudière : 15kg. — Admission moyenne H.P. : 45.

DÉSIGNATION DES PRESSIONS.	DEGRÉS D'OUVERTURES DU RÉGULATEUR ÉVALUÉS EN CENTIÈMES SUR LE SECTEUR.				
	0.29 à 0.45 (ouvert à la 1 ^{re} table).	0.50	0.60	0.80	1.00 (ouvert en grand).
Pression dans la chaudière	15 ^k	15 ^k	15 ^k	15 ^k	15 ^k
Pression dans la boîte à vapeur au commencement de l'admission.	à la vitesse de 30 km. 13.40 (0.89) ⁽¹⁾ — d° — 60 .. 12.20 (0.81) — d° — 90 .. 10.40 (0.69) — d° — 120 .. " "	14.00 (0.93) 13.20 (0.88) 12.20 (0.81) 10.75 (0.72)	14.50 (0.97) 14.00 (0.93) 13.20 (0.88) 12.20 (0.81)	14.80 (0.99) 14.60 (0.97) 14.20 (0.95) 13.60 (0.91)	15.00 (1.00) 14.90 (0.99) 14.70 (0.98) 14.40 (0.96)
Pression dans le cylindre au commencement de l'admission.	à la vitesse de 30 km. 13.30 (0.89) — d° — 60 .. 11.80 (0.79) — d° — 90 .. 9.70 (0.65) — d° — 120 .. " "	13.90 (0.93) 12.80 (0.85) 11.50 (0.77) 9.75 (0.65)	14.20 (0.95) 13.50 (0.90) 12.50 (0.83) 11.20 (0.75)	14.60 (0.97) 14.10 (0.94) 13.50 (0.90) 12.60 (0.84)	14.80 (0.99) 14.60 (0.97) 14.00 (0.93) 13.40 (0.89)
Pression dans le cylindre à la fin de l'admission.	Face	à la vitesse de 30 km. 12.60 (0.84) — d° — 60 .. 10.50 (0.70) — d° — 90 .. 7.70 (0.51) — d° — 120 .. " "	13.20 (0.88) 11.50 (0.77) 9.50 (0.63) 7.00 (0.47)	13.50 (0.90) 12.20 (0.81) 10.50 (0.70) 8.50 (0.57)	13.90 (0.93) 12.80 (0.85) 11.50 (0.77) 9.90 (0.66)
		Face	à la vitesse de 30 km. 12.10 (0.81) — d° — 60 .. 9.90 (0.66) — d° — 90 .. 7.00 (0.47) — d° — 120 .. " "	12.70 (0.85) 10.90 (0.73) 8.75 (0.58) 6.00 (0.40)	13.00 (0.87) 11.60 (0.77) 9.80 (0.65) 7.50 (0.50)
Variations maxima de la pression dans la boîte pendant un tour de roues.	à la vitesse de 30 km. 0 ^k 10 (0.007) — d° — 60 .. 0.80 (0.05) — d° — 90 .. 1.80 (0.12) — d° — 120 .. " "	0 ^k 30 (0.02) 1.20 (0.08) 2.30 (0.15) 3.80 (0.25)	0 ^k 50 (0.03) 1.50 (0.10) 2.80 (0.19) 4.40 (0.29)	0 ^k 60 (0.04) 1.80 (0.12) 3.20 (0.21) 5.00 (0.33)	0 ^k 70 (0.05) 1.90 (0.13) 3.40 (0.23) 5.30 (0.35)
Excès de la pression maxima dans la boîte sur celle de la chaudière.	à la vitesse de 30 km. 0 — d° — 60 .. 0 — d° — 90 .. 0 — d° — 120 .. " "	0 0 0 0	0.10 (0.007) 0.30 (0.020) 0.60 (0.040) 1.10 (0.070)	0.60 (0.04) 1.10 (0.07) 1.75 (0.12) 2.40 (0.16)	0.80 (0.05) 1.30 (0.09) 2.00 (0.13) 2.70 (0.18)

(1) NOTA. — Les nombres entre parenthèses représentent les rapports des pressions indiquées à la pression initiale dans la chaudière.

Le tableau (b) permet d'établir une comparaison entre les résultats des différentes séries d'essais, dans les conditions moyennes de marche des trains rapides, c'est-à-dire à une vitesse de 95 kilomètres à l'heure, une ouverture de régulateur de 0.60 et une admission H. P. de 45.

(b) COMPARAISON DES PRESSIONS OBTENUES DANS LES BOÎTES ET DANS LES CYLINDRES, pour des conditions moyennes de marche, dans les essais des différentes séries (A. B. C. D)

Pression dans la chaudière : 15kg. — Ouverture du régulateur : 0.60.
Admission : H. P. : 45. — Vitesse moyenne : 95km.

DÉSIGNATION DES PRESSIONS.	SÉRIE A. Tuyaux d'admission de 80 ^{mm} ; boîtes à vapeur de 17 litres (conditions actuelles).	SÉRIE B. Tuyaux d'admission de 95 ^{mm} ; boîtes à vapeur de 17 litres (agrandissement des tuyaux).	SÉRIE C. Tuyaux d'admission de 80 ^{mm} ; boîtes à vapeur de 51 litres (agrandissement des boîtes).	SÉRIE D. Tuyaux d'admission de 95 ^{mm} ; boîtes à vapeur de 51 litres (agrandissement des tuyaux et des boîtes).
Pression dans la chaudière	15 ^k	15 ^k	15 ^k	15 ^k
Pression dans la boîte à vapeur au commencement de l'admission	13 ^k 1 (0.87) ⁽¹⁾	13 ^k 4 (0.89)	13 ^k 3 (0.89)	13 ^k 5 (0.90)
Pression dans le cylindre. {	au début de l'admission.....	12.4 (0.83)	12.7 (0.85)	12.6 (0.84)
	à la fin de l'admission (moyenne des faces AV et AR).....	9.9 (0.66)	10.3 (0.69)	10.6 (0.71)
Variations maxima de la pression dans la boîte pendant un tour de roues.....	3.0 (0.20)	2.0 (0.13)	1.2 (0.08)	1.1 (0.07)
Excès de la pression maxima de la boîte sur celle de la chaudière.....	0.7 (0.047)	0	0	0

(1) NOTA. — Les nombres entre parenthèses représentent les rapports des pressions considérées à la pression initiale dans la chaudière.

L'augmentation simultanée du volume des tuyaux et des boîtes a eu pour effet aux trains rapides : 1° de diminuer la chute de pression dans le cylindre, de 0^{kg},4 en moyenne au commencement de l'admission et de 1 kilog. à la fin de la même période ; — 2° d'abaisser de 3 à 1,1 kilog. les écarts de pression dans la boîte à vapeur pendant un tour de roues ; — 3° de faire disparaître, dans la majeure partie des cas, la surpression qui se manifeste dans la boîte à la fin de l'admission, relativement à la pression dans la chaudière.

1° AVANTAGES
DE
L'AUGMENTATION
DES TUYAUX
D'ADMISSION.

Les conduits d'admission de grande section permettent l'utilisation de la vapeur dans le cylindre, à une pression aussi rapprochée que possible de celle de la chaudière à cause de la diminution des pertes de charge, mais seulement *lorsque le régulateur a une ouverture suffisante*, car il y a lieu de ne pas oublier que la résistance au passage de la vapeur dans des orifices de régulateur étranglés, donne lieu à la plus grande partie de la chute de pression entre la chaudière et la boîte. Il convient toutefois de ne pas attacher une importance exagérée aux inconvénients que pourrait entraîner cette perte de charge, au point de vue économique. Si, par suite du frottement résultant de cet étranglement, la puissance vive du fluide est diminuée, il y a, par contre, transformation correspondante en chaleur de l'énergie disparue, puisqu'aucun travail externe n'a été produit. Le *surchauffage* qui en résulte pour la vapeur permet la vaporisation d'une partie de l'eau entraînée à l'état vésiculaire et le rendement thermique pourra, en définitive, ne subir que de faibles modifications ainsi qu'il sera démontré dans la 3^e partie de ce compte rendu.

Proposons-nous de rechercher approximativement la vitesse de la vapeur dans les tuyaux

d'admission existants, de 80 ^m/_m de diamètre. M. Auscher, Ingénieur de la Marine, a donné dans une récente étude sur l'écoulement de la vapeur dans les conduites (1), la formule suivante, déduite de l'expérience et qui permet de déterminer la dépression due au frottement, — c'est-à-dire à la principale cause de résistance — qui se produit dans un tuyau cylindrique de dimensions déterminées :

$$Z = \frac{\gamma v^2}{2g \times 1.000} \times \frac{l}{d} \times 0.03 \quad [1]$$

Z, est la dépression normale en mètres d'eau ;

γ , le poids du mètre cube de vapeur, en kilog., à la pression initiale ;

v , la vitesse du fluide par seconde ;

l et d , la longueur et le diamètre, en mètres, du tuyau ;

0.03 est un coefficient moyen expérimental tenant compte, par la valeur relative assez élevée qu'on lui a donnée, des résistances secondaires qui peuvent majorer la perte de charge provenant du frottement seul.

Si nous appliquons cette formule au cas de l'écoulement de la vapeur correspondant à une vitesse de 95 kilom. par heure, soit environ 4 tours de roues de la machine par 1'', le régulateur étant ouvert en grand, afin d'éliminer autant que possible l'influence de l'étranglement de ses lumières sur la perte de charge, nous trouvons d'après nos essais que, dans ces conditions de marche, la pression dans la boîte, serait de 14,7 kilog. si celle de la chaudière est de 15 kilog., donc $Z = (15^{\text{kg}} - 14^{\text{kg}},7) 10^{\text{m}} = 3$ mètres.

La formule [1] devient, en remplaçant les lettres par leurs valeurs et en donnant à l et à d les dimensions indiquées sur le croquis de la fig. 3 :

$$3 \text{ mètres} = \frac{7^{\text{kg}},94 \times v^2}{2 \times 9,81 \times 1.000} \left(\frac{1^{\text{m}},883}{0^{\text{m}},1} + \frac{1^{\text{m}},89}{0^{\text{m}},08} \right) 0.03$$

d'où l'on tire : $v = 76^{\text{m}},30$ par seconde.

L'application de la formule suivante :

$$v = \sqrt{\frac{2g}{1+q} \times \frac{P-p}{\gamma}} \quad (2)$$

due à Bernouilli et modifiée par Zeuner, conduirait à adopter pour v une valeur un peu plus élevée (85 mètres par seconde). $P - p$ est la perte de charge en kilog. par mètre carré et q , un coefficient de résistance que Zeuner a trouvé égal à 0.025 en moyenne. Nous conserverons la valeur de v qui découle de l'expression (1), laquelle nous paraît plus rationnelle, parce qu'elle tient compte des dimensions du tuyau.

La vitesse de la vapeur de 76^m,30 est trop élevée ; ce chiffre doit être même le plus souvent dépassé dans les conditions de vitesse du piston considérées, parce que l'écoulement de la vapeur par les tuyaux s'effectue généralement d'une manière intermittente, ainsi qu'il sera expliqué plus loin. Il convenait donc de le réduire. Dans les machines fixes, on ne dépasse guère pour v la valeur de 30 mètres, mais dans les locomotives, surtout [express, où la vitesse

(1) *Annales des Mines* : 1895. 1^{er} semestre.

du piston est souvent considérable, on augmente ordinairement ce chiffre afin de n'être pas conduit à donner un diamètre exagéré au tuyau d'admission, ce qui aurait pour fâcheuse conséquence d'accroître les condensations. Le diamètre de 95 ^m/_m, qui a été choisi dans notre deuxième série d'essais, aurait pour effet d'abaisser la vitesse moyenne de la vapeur à 54 mètres, à condition d'éviter le rétreignage aux deux extrémités, ainsi qu'on avait été obligé de le faire pour les expériences.

Dans un tuyau de 90 ^m/_m, la vitesse de la vapeur serait d'environ 60 mètres par seconde. A titre de renseignement, nous rappellerons que le diamètre des tuyaux d'admission des machines « Outrance » du Nord est de 100 ^m/_m.

2° AVANTAGES
DE
L'AUGMENTATION
DES BOÎTES
A VAPEUR.

L'augmentation exagérée du volume des boîtes à vapeur peut entraîner une déperdition de calorique par rayonnement extérieur et par une condensation plus importante de la vapeur, mais on remédie à cet inconvénient en revêtant soigneusement les parois de matières isolantes, et en donnant aux boîtes une forme et un emplacement qui les mettent le plus possible à l'abri du refroidissement extérieur. Il est utile de faire remarquer que l'agrandissement des boîtes à vapeur, effectué sur la locomotive 2.158 en mars 1897, ne paraît pas avoir donné lieu, depuis cette époque, à une dépense d'eau plus considérable ni à des condensations plus importantes que par le passé.

Par contre, les avantages qui résultent de l'application de boîtes de grande capacité sont nombreux. Celles-ci produisent l'effet de séparateur de l'eau entraînée; elles régularisent le débit, en formant une grande réserve de vapeur qui s'approvisionne pendant la détente et qui assure, durant la période d'admission, une alimentation sans dépression exagérée. L'augmentation du diamètre des tuyaux concourt également à accroître cette réserve de vapeur, mais dans des proportions moindres.

— Les variations de pression dans les boîtes de grand volume sont notablement réduites, ainsi que l'ont prouvé les expériences relatées précédemment; les phénomènes d'inertie sont atténués et ils peuvent même devenir négligeables si la capacité offerte à la vapeur est suffisante.

On a vu que le tiroir était soumis, par l'action des coups de bélier à la fin de l'admission, à des surpressions qui pouvaient atteindre, dans les boîtes de petite capacité, jusqu'à 5 kilog., et dans les boîtes agrandies, à peine 2 kilog.

— La pression sur le tiroir sera plus constante dans ce dernier cas, le frottement et l'usure de cet organe seront moindres et la diminution des résistances passives accroîtra, de ce chef, le rendement organique de la machine.

— En dernier lieu, faisons remarquer que la surpression due à l'inertie de la vapeur, qui se manifeste dans les boîtes de faible capacité, particulièrement pendant la marche à grande vitesse, lorsque le régulateur est ouvert suffisamment, peut dépasser accidentellement, même pendant l'admission, la pression de la chaudière. L'écoulement dans le tuyau cesse donc à certains moments, jusqu'à ce que la vapeur, qui a été comprimée dans la boîte par l'effet des coups de bélier, se soit détendue en faisant retour vers le générateur et soit revenue à sa pression normale. De ces mouvements ondulatoires résulte un écoulement intermittent qui favorise les entraînements d'eau et qui accroît la vitesse de la vapeur, dans les tuyaux, puisque la durée effective du débit pendant l'admission est diminuée.

Nous avons constaté que le degré d'ouverture du régulateur, au-dessous duquel l'écoulement de la vapeur se faisait d'une façon continue, était de 0.55 avec les petites boîtes; cette limite a été reculée à 0.60 avec les boîtes agrandies. A ce point de vue spécial il semble que les méca-

niciens de machines compound aient raison de ne pas dépasser généralement cette position du régulateur et d'accroître le travail moteur, en cas de besoin, par l'augmentation de l'admission dans les cylindres à haute pression.

§ IV. — CONCLUSION.

L'accroissement du volume des tuyaux et des boîtes à vapeur a eu pour effet :

1° De relever la pression pendant l'admission dans les petits cylindres, par conséquent d'augmenter l'aire des diagrammes, et par suite le travail indiqué, pour un même poids de vapeur apparente dépensée.

2° de régulariser les variations de pression dans les boîtes, en diminuant surtout les surpressions dues aux « coups de bélier » qui parfois dépassaient la pression de la chaudière. Il s'en suit conséquemment un écoulement de vapeur plus continu par les conduits, ainsi qu'un frottement et une usure plus faibles pour les tiroirs H.P.

Devant ces résultats, on a été amené, pour les 20 nouvelles locomotives compound à grande vitesse qui sont actuellement en construction à la *Société alsacienne*, à donner d'abord aux tuyaux d'admission H.P. un diamètre de 90^m/_m au lieu de 80, puis à augmenter notablement le volume des boîtes à vapeur. Cette dernière modification a été obtenue en attribuant à ces boîtes une longueur égale à celle des cylindres, ce qui n'existe pas dans les locomotives antérieures du même type ; on évite ainsi de leur donner une saillie exagérée par rapport au tablier de la machine, ce qui nuirait à leur bon aspect.

Enfin, pour diminuer les condensations pendant l'admission, sur les faces AV. des pistons, où l'on a quelquefois constaté, durant cette période, des différences de pressions plus faibles de 1 kilog. par rapport aux faces AR, à degré d'admission égal, on a appliqué sur les fonds d'avant des cylindres H.P. une épaisse enveloppe de matière mauvaise conductrice de la chaleur, qui sera plus efficace contre le refroidissement que la couche d'air isolante actuelle.

(à suivre).

EXPÉRIENCES

FAITES EN SERVICE COURANT

SUR LA LOCOMOTIVE COMPOUND A GRANDE VITESSE 2.158

DU CHEMIN DE FER DU NORD

(Suite et Fin).

Par M. F. BARBIER,

SOUS-INGÉNIEUR DU SERVICE DES ESSAIS.

(Pl. I à V).

3^e PARTIE.

UTILISATION DE LA VAPEUR DANS LES CYLINDRES,

§ I. ANALYSE DES DIAGRAMMES. — Détente, échappement dans les petits cylindres. — Pression dans le réservoir intermédiaire, chute de pression au réservoir. — Contrepression, compression dans les petits et dans les grands cylindres. — Modification des tiroirs B. P.

§ II. DISCUSSION DES RÉSULTATS D'EXPÉRIENCES. — Influence des diverses conditions de la marche sur l'aire des diagrammes. — Limitation de la puissance indiquée, du fait de la vitesse. — Relation entre les crans de marche des distributions à haute et à basse pression, dans les hypothèses : 1^o de l'égalité des travaux dans les cylindres. — 2^o des variations minima d'efforts tangentiels. — 3^o du plus grand travail relatif indiqué. — 4^o d'une chute de pression minima au réservoir intermédiaire. — 5^o du fonctionnement le plus économique.

RÉSUMÉ ET CONCLUSIONS.

La 1^{re} partie de ce compte rendu d'expériences effectuées avec la locomotive 2.158, traitait de la puissance, de la résistance à la traction et du rendement des machines compound à grande vitesse du chemin de fer du Nord (1). La 2^e partie a été réservée à l'étude de quelques

(1) *Revue Générale*, N^o de Mars 1898.

phénomènes relatifs à l'écoulement de la vapeur depuis la chaudière jusqu'aux cylindres à haute pression, ainsi que de l'influence du volume des boîtes à vapeur et des tuyaux d'admission sur cet écoulement (1).

Nous nous proposons, dans cette 3^e et dernière partie, d'exposer quelques considérations sur l'utilisation de la vapeur dans les cylindres, au moyen de l'analyse des 400 diagrammes qui ont été soumis au calcul, et de dégager de cet examen certaines conclusions pouvant intéresser le fonctionnement des machines précitées et des locomotives compound en général.

§ I. — ANALYSE DES DIAGRAMMES.

L'inspection des diagrammes permettra d'étudier d'abord les différentes phases de la distribution dans les cylindres. Nous ne reviendrons pas sur ce qui concerne les périodes d'admission, dont il a été parlé dans la 2^e partie de ce rapport, où nous avons examiné notamment l'influence des diverses conditions de la marche sur la dépression que subit la vapeur dans les cylindres jusqu'à la fin de l'introduction.

Détente dans les petits cylindres.

Aux trains rapides, les crans d'admission H. P. les plus usités sont compris entre 40 et 50 ; aux trains de marchandises, effectués avec la loco : 2.158, ils ont été généralement supérieurs à 50. La détente théorique dans les petits cylindres a donc varié, dans le premier cas, de 2,5 à 2 et dans le second, elle a été le plus souvent inférieure à 2.

Nous avons tracé, pour quelques diagrammes, à partir du point de fermeture de l'admission dans le petit cylindre, l'hyperbole équilatère représentant la loi théorique de variation des pressions, en supposant que le volume de vapeur introduit, se détende d'une façon isothermique, dans un cylindre ayant une capacité égale à celle du grand. Cette hypothèse n'est peut-être pas aussi rapprochée de la réalité que celle d'une détente adiabatique, dans le cas de cylindres de locomotives, mais nous l'avons adoptée, conformément à l'usage, dans un but de simplification.

On remarquera sur les diagrammes Fig. 3 de la Pl. 1, que presque toujours la courbe de détente réelle reste au-dessous de celle de Mariotte, quels que soient le degré d'admission et la vitesse.

Echappement dans les petits cylindres.

L'avance à l'échappement commence d'autant plus tôt que le degré d'admission H.P. est moins élevé, c'est-à-dire, dans la majeure partie des cas, lorsque l'allure de la machine est plus rapide, puisque sur les pentes on relève la marche. Aux grandes vitesses, la courbe d'avance à l'échappement se trouve sensiblement dans le prolongement de celle de détente, ce qui semblerait indiquer : 1^o une revaporisation notable de l'eau de condensation ou de l'eau entraînée, à partir du moment où s'ouvre la lumière d'échappement, jusqu'à la fin de la course du piston ; 2^o une ouverture trop lente des orifices d'évacuation. Aux faibles vitesses au

(1) *Revue Générale*, N^o de Juin 1898.

contraire, et lorsque l'admission est prolongée, la vapeur d'échappement s'écoule plus librement et l'on constate une chute brusque de pression à la fin de la période de détente, ce qui donne lieu, en ce point, à une inflexion très marquée de la courbe relevée avec l'indicateur. On peut s'en rendre compte par l'examen comparatif des deux diagrammes de la Fig. 1 ci-après, relevés à des vitesses respectivement égales à 18 et à 124 kilom. à l'heure, avec des degrés d'admission H. P. de 70 et 45 %.

Fig. 1. — DIAGRAMMES PRIS A TRÈS FAIBLE ET A TRÈS GRANDE VITESSE.

Train 4070 du 27 Janvier 1897. Diag N°3.

(Charge 682 tonnes, 45 Véhicules, Beau temps)

Vitesse 18 Km.

Profil : Rampe de 5^m/m

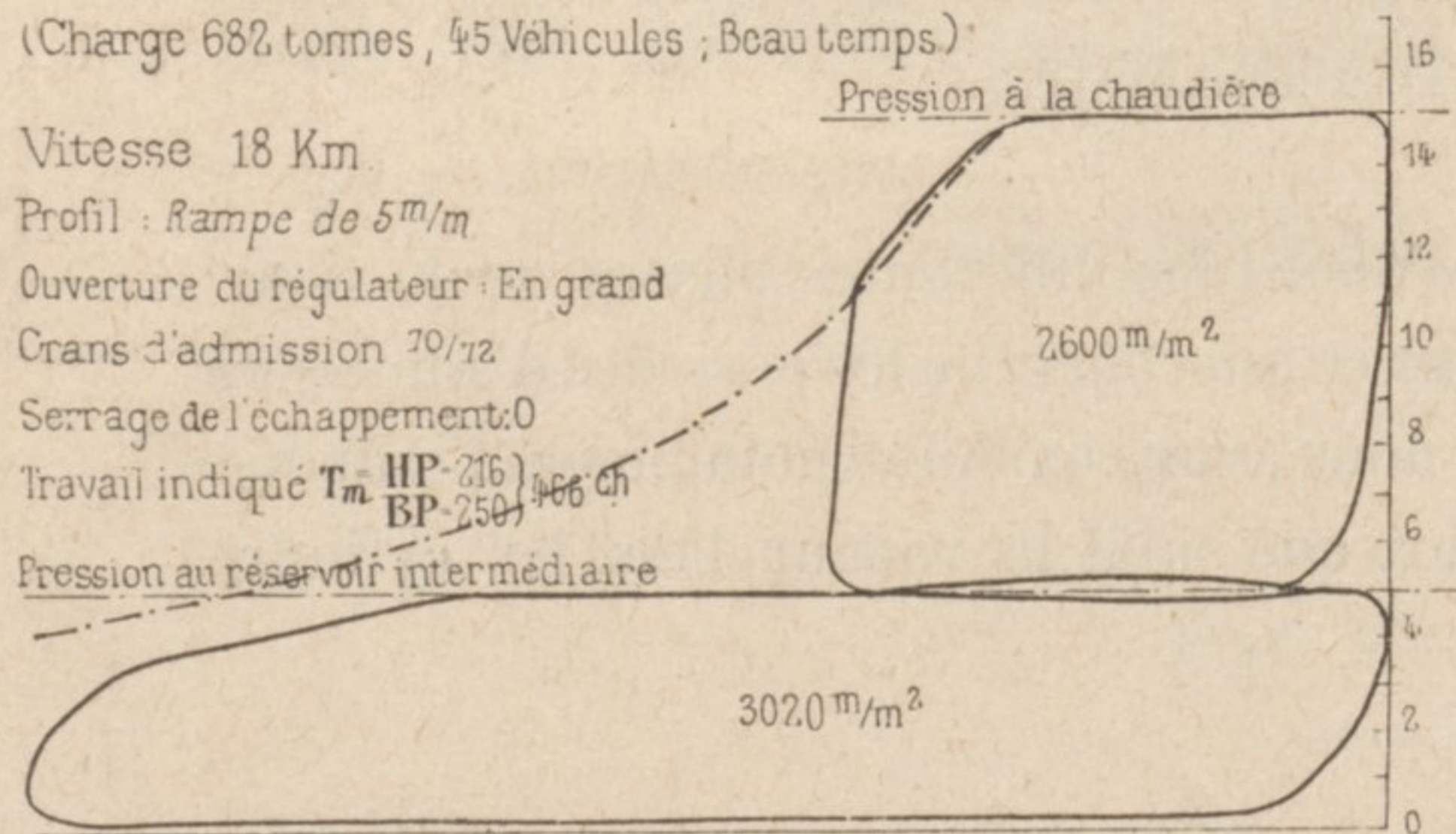
Ouverture du régulateur : En grand

Crans d'admission 70/12

Serrage de l'échappement: 0

Travail indiqué T_m HP-216 / BP-250 } 466 ch

Pression au réservoir intermédiaire



Train 12 du 23 Mars 1897. Diag N°17.

(Charge 186 tonnes, 16 Véhicules, Beau temps)

Vitesse 124 Km.

Profil : pente 4^m/m

Ouverture du régulateur : En grand

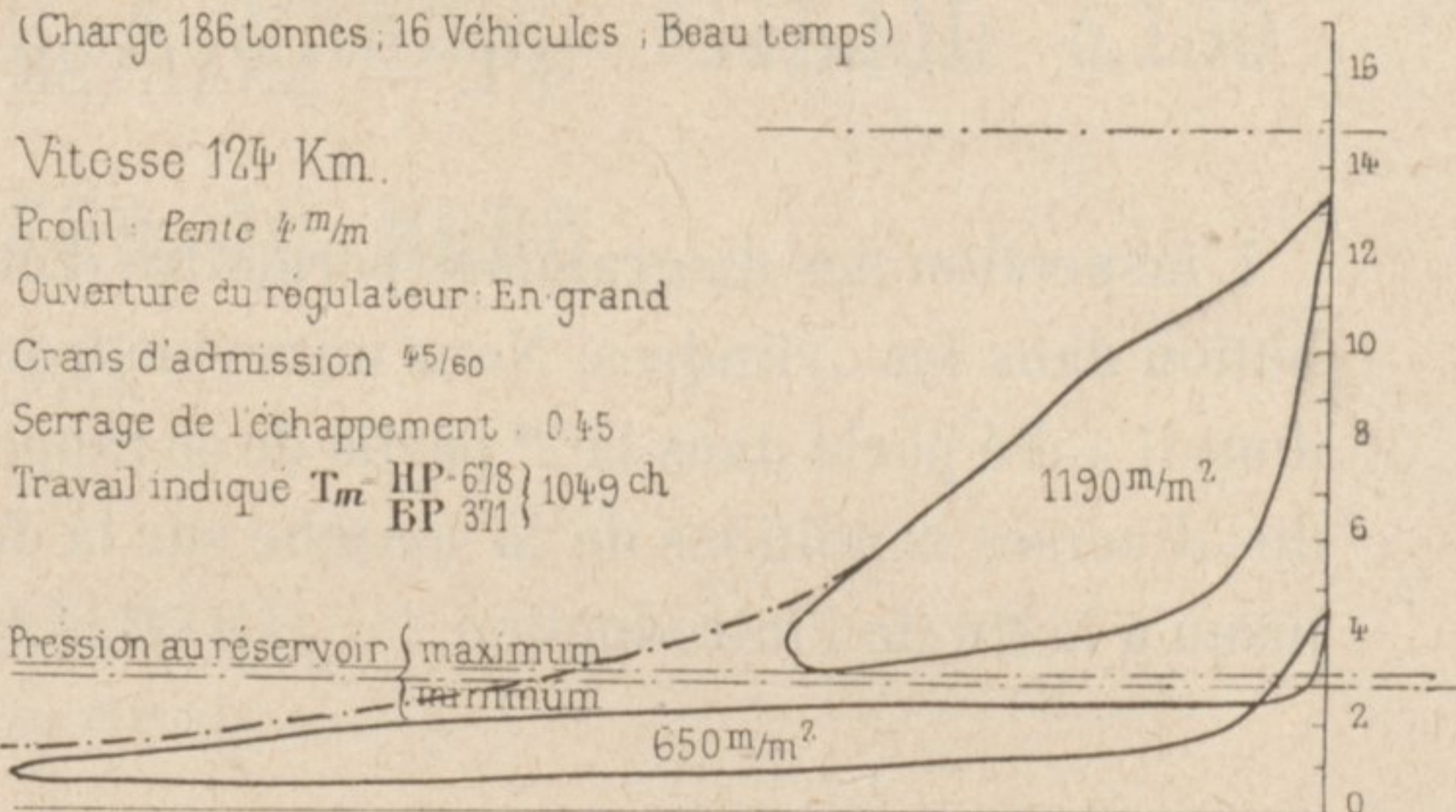
Crans d'admission 45/60

Serrage de l'échappement : 0.45

Travail indiqué T_m HP-678 / BP-311 } 1049 ch

Pression au réservoir (maximum)

(minimum)



L'échappement proprement dit donne lieu, dans les petits cylindres, à une contrepression qui n'est pas constante. Sa valeur est minima (voir les diagrammes de la Pl. I), lorsque les lumières ont leur ouverture la plus grande ; à ce moment, le piston se trouve encore à une faible distance du point mort. Mais l'augmentation de la vitesse, au fur et à mesure qu'il se rapproche du milieu de sa course, jointe à la fermeture progressive des orifices, ont pour effet de relever la courbe d'échappement au-dessus de l'horizontale, ce qui entraîne comme conséquence un accroissement de la compression, car la pression dans le cylindre, au début de cette dernière période, est alors plus élevée. Aux grandes vitesses, ce phénomène est très accentué, tandis que lorsque la marche est lente, la ligne d'échappement est à peu près horizontale ; on peut le voir par les deux diagrammes de la Fig. 1 ci-dessus. Toutefois, il convient de faire remarquer qu'à faible vitesse, et lorsque l'admission est très prolongée, on constate vers le milieu de la course, pendant l'émission, une surélévation de la pression due à la réaction du coup d'échappement du second cylindre H.P.

Valeur de la contrepression dans les petits cylindres.

Les éléments qui influent sur la contrepression H.P. sont le degré d'ouverture du régulateur, la vitesse et les crans d'admission dans les cylindres à haute et à basse pression. Nous avons éliminé, dans nos observations, l'influence de la pression dans la chaudière, en maintenant celle-ci, autant que possible, à 15 kilogrammes.

INFLUENCE
DU DEGRÉ
D'OUVERTURE
DU RÉGULATEUR.

En augmentant l'ouverture du régulateur, la pression initiale d'admission dans les petits cylindres devient plus grande et il en est de même de celle d'échappement (voir les diagrammes Fig. 1, Pl. I).

En mesurant les ordonnées des courbes, en traits mixtes, de la Fig. 1 (Pl. II), on a la valeur de la contrepression moyenne H. P. ; pour diverses vitesses et pour des admissions normales

de 45/60. Les ouvertures du régulateur, en centièmes de la course du levier sur le secteur, ont été portées en abscisses. De 0,29 à 0,45, le tiroir de démarrage est seul ouvert et aucune modification n'est apportée à la pression d'échappement entre ces deux limites. Au delà de 0,45, les ordonnées croissent d'abord rapidement, puis ne subissent plus que de faibles variations, au fur et à mesure que le régulateur se rapproche de la position d'ouverture maxima. La contrepression peut augmenter de 1,5 kilog., suivant que le régulateur est ouvert seulement à la première table ou en grand.

INFLUENCE
DE LA VITESSE.

L'augmentation de vitesse donne lieu à un accroissement correspondant de la contrepression, car alors la vapeur d'échappement subit des pertes de charge plus grandes dans son passage au travers des lumières, pour se rendre au réservoir. Mais cette influence est relativement faible, comme le montrent les courbes, en traits mixtes, de la Fig. 2 (Pl. II), dont les abscisses représentent les vitesses en kilomètres à l'heure et les ordonnées, les contrepressions pour diverses ouvertures de régulateur et avec une admission normale de 45/60. Entre les limites de vitesses de 60 et 120 kilom. la pression de la vapeur d'échappement peut présenter des différences de 1/5 de kilog., toutes les autres conditions de marche restant les mêmes.

INFLUENCE
DU DEGRÉ
D'ADMISSION H.P.

L'admission dans les cylindres H.P. a varié, pour les trains de voyageurs, de 30 à 52 %, suivant la charge et le profil. Toutefois, à titre expérimental, quelques observations ont été faites avec des admissions supérieures, ce qui nous a permis de tracer graphiquement, dans des limites plus étendues, la relation qui existe entre les degrés d'admission et les contrepressions H.P. pour différentes ouvertures de régulateur. Les courbes en traits mixtes de la Fig. 3 (Pl. II) se rapportent à une admission moyenne B.P. de 60 % et à une vitesse de 90 kilom. La pression moyenne d'échappement a évidemment une valeur d'autant plus élevée que la détente est plus faible. Ainsi, en passant du cran 30 au cran 52, la contrepression moyenne dans les petits cylindres s'accroît de près de 1 kilog.

INFLUENCE
DU DEGRÉ
D'ADMISSION B.P.

Dans les conditions les plus ordinaires de la marche, le degré d'introduction dans les grands cylindres a été maintenu entre 55 et 65 %. Mais, dans un but expérimental, nous avons fait varier l'admission entre le cran 45, qui est pratiquement le point critique, et le cran correspondant au fond de course du changement de marche. En portant en abscisses les admissions B.P. et en ordonnées, les contrepressions, on obtient pour diverses ouvertures de régulateur, à la vitesse moyenne de 90 kilom. et pour le cran H.P. 45 qui est le plus habituel, la représentation graphique de la variation de pression d'échappement dans les petits cylindres. Les lignes en traits mixtes de la Fig. 4 (Pl. II) montrent, aussi bien que les diagrammes de la Fig. 2 (Pl. III), que la contrepression H.P. décroît rapidement quand on allonge la marche B.P., parce qu'il se produit dans le réservoir intermédiaire une dépression d'autant plus grande que l'admission est plus prolongée dans les cylindres détenteurs. Pour chaque accroissement de 10 % dans la période d'introduction B.P. la pression moyenne de la vapeur d'échappement dans les petits cylindres s'abaisse de 0.60 kilog. environ.

Le tableau suivant donne, dans le cas des trains express, les valeurs moyennes de la contrepression H.P., tirées directement des diagrammes, pour diverses ouvertures de régulateur, différentes vitesses et des crans variables d'admission aux cylindres de haute et de basse pression. Ce tableau fait ressortir également l'influence de ces éléments et forme ainsi un complément aux graphiques de la Planche I.

VALEURS DE LA CONTREPRESSION MOYENNE DANS LES PETITS CYLINDRES, POUR DIVERSES OUVERTURES DE RÉGULATEUR, POUR DES VITESSES ET DES CRANS D'ADMISSION H.P. ET B.P. DIFFÉRENTS.

(La pression à la chaudière est de 15 kilog.)

DEGRÉS D'OUVERTURE du RÉGULATEUR en centièmes	VITESSE en KILOMÈTRES à l'heure	CRAN MOYEN D'ADMISSION H.P. : 45 et CRANS D'ADMISSION B.P. DE			CRAN MOYEN D'ADMISSION B.P. : 60 et CRANS D'ADMISSION H.P. DE		
		50	60	70	40	45	50
		k.	k.	k.	k.	k.	k.
0.29 à 0.45	60	2.90	2.30	1.70	2.05	2.30	2.60
	120	3.00	2.40	1.80	2.15	2.40	2.70
0.50	60	3.45	2.85	2.25	2.60	2.85	3.15
	120	3.55	2.95	2.35	2.70	2.95	3.25
0.60	60	3.85	3.25	2.65	3.00	3.25	3.55
	120	4.05	3.45	2.85	3.20	3.45	3.75
0.80	60	4.15	3.55	2.95	3.30	3.55	3.85
	120	4.40	3.80	3.20	3.55	3.80	4.10
1.00	60	4.30	3.70	3.10	3.45	3.70	4.00
	120	4.55	3.95	3.35	3.70	3.95	4.25

En résumé, la contrepression moyenne dans les petits cylindres a varié, en service courant, de 1.70 kilog à 4.55 kilog. Dans les conditions les plus ordinaires de marche des trains rapides, c'est-à-dire pour une ouverture de régulateur de 0.60, des crans d'admission de 45/60 et une vitesse de 90 à 95 kilom. à l'heure, elle atteint 3.4 kilog. environ, soit, par rapport à la pression moyenne de 12,5 kilog. (1) qui existe dans les petits cylindres, au commencement de l'admission :

$$\frac{3,4}{12,5} = 0.274.$$

Variations de pression dans le réservoir intermédiaire.

La pression dans le réservoir intermédiaire ne diffère de celle d'échappement dans les petits cylindres que par la perte de charge que subit la vapeur dans son passage au travers des lumières H. P., ainsi que dans le tuyau de communication avec les boîtes à vapeur B. P. Celles-ci forment avec le réservoir une capacité unique dont la contenance est de 220 litres, soit 1.95 fois le volume des deux petits cylindres réunis. Dans les premières machines compound du Nord (série 2.121-2.157) ce rapport était seulement de 1.25.

La perte de calorique par rayonnement extérieur et par condensation qu'entraîne généralement l'augmentation du *receiver* est, dans le cas des locomotives qui nous occupent, notablement atténuée, à cause de l'emplacement qu'occupe ce réservoir, sous la boîte à fumée et entre les deux grands cylindres. Il est protégé en outre à l'avant, contre le refroidissement

(1) Voir la 2^e partie de cette note : *Revue Générale*, N^o de Juin 1898, Pl. XXXVIII.

extérieur, par une couche d'air isolante. Il ne semble pas que, par suite de l'augmentation de volume du réservoir dans les machines 2.158-2.160, il soit nécessaire de purger les cylindres à basse pression de l'eau de condensation entraînée, plus fréquemment que ceux des locomotives de la série 2.121-2.157, dont le réservoir est beaucoup plus petit. Un *receiver* de grande capacité a l'avantage de produire l'office de séparateur de l'eau et de la vapeur avant l'entrée de cette dernière dans les cylindres B. P. et de régulariser le débit, tout en diminuant la dépression pendant l'admission. Nous étions arrivés à la même conclusion en ce qui concerne les boîtes à vapeur de grande capacité pour les petits cylindres. Les récentes expériences de laboratoire faites par M. Thurston, en Amérique, sur les machines compound, ont montré d'autre part, que les réservoirs intermédiaires de grand volume donnaient lieu à un fonctionnement plus économique.

La tension de la vapeur dans le réservoir a pour limites extrêmes la pression d'échappement dans le petit cylindre et celle d'admission dans le grand, abstraction faite, dans le passage de la vapeur de l'un à l'autre, des pertes de charge, qui sont d'autant plus faibles que la machine marche plus lentement, et qui tendent d'ailleurs à s'annuler lors du démarrage.

Les écarts maxima de pression dans le réservoir, qui ont été relevés pendant un tour de roues sur les diagrammes, sont de 0.30 kilog. La moyenne est ordinairement de $\frac{1}{8}$ de kilog. Dans les locomotives de la série 2.121-2.157, qui possèdent un *receiver* de plus faible capacité, la différence moyenne entre les pressions maxima et minima était de $\frac{1}{3}$ et même de $\frac{1}{2}$ kilog.

Les éléments qui font varier la pression dans le réservoir intermédiaire sont les mêmes que ceux qui influent sur la contrepression dans les cylindres H.P., à savoir : le degré d'ouverture du régulateur, la vitesse et les crans d'admission. Les ordonnées des courbes en traits pleins des Fig. 1 à 4 (Pl. II) nous fourniront les différentes valeurs de cette pression, en fonction des variables précédentes, la tension de la vapeur dans la chaudière étant de 15 kilog.

La pression dans le réservoir croît quand on augmente le degré d'admission H.P. ainsi que l'ouverture du régulateur (voir les diagrammes Fig. 1, Pl. I).

Elle décroît au contraire avec l'augmentation de la vitesse (Fig. 1, Pl. III), ou du degré d'admission B.P. (Fig. 2, Pl. III).

L'influence de la vitesse est relativement faible : lorsque celle-ci passe de 60 à 120 kilom., la pression dans le réservoir, toutes choses égales d'ailleurs, ne subit en moyenne qu'une réduction de 0.3 kilog., ce qui représente à peu près 12% de la pression moyenne dans le réservoir, à la vitesse de 60 kilom. La dépression qui se manifeste dans le *receiver*, au fur et à mesure de l'augmentation de la vitesse, provient en partie des condensations plus actives dues à l'action refroidissante de l'air. Nous avons constaté un phénomène du même ordre en étudiant les variations de pression dans les boîtes à vapeur des petits cylindres (1). Lorsqu'on passe de la vitesse de 60 celle de à 120 kilom., il se produit en effet dans ces boîtes, une dépression de 1,8 kilog., soit environ 13% de la pression moyenne qu'y possède la vapeur, à la vitesse de 60 kilom.

Le tableau suivant donne les diverses valeurs de la pression au réservoir intermédiaire, qui ont été mesurées sur les diagrammes concernant les trains express, dans des conditions diverses d'ouvertures de régulateur, de vitesses et d'admissions dans les cylindres.

(1) *Revue Générale*, N° de Juin 1898.

VALEURS DE LA PRESSION AU RÉSERVOIR INTERMÉDIAIRE, POUR DIVERSES OUVERTURES DE RÉGULATEUR, POUR DES VITESSES ET DES CRANS D'ADMISSION DIFFÉRENTS.

(La pression dans la chaudière est de 15 kilogr.).

DEGRÉS D'OUVERTURE du RÉGULATEUR en centièmes	VITESSES on KILOMÈTRES à l'heure	CRAN D'ADMISSION MOYEN H.P. : 45 et CRANS D'ADMISSION B.P. DE :			CRAN D'ADMISSION MOYEN B.P. : 60 et CRANS D'ADMISSION H.P. DE :		
		50	60	70	40	45	50
		k.	k.	k.	k.	k.	k.
0.29 à 0.45	60	2.70	2.10	1.50	1.85	2.10	2.40
	120	2.30	1.70	1.10	1.45	1.70	2.00
0.50	60	3.20	2.60	2.00	2.35	2.60	2.90
	120	2.85	2.25	1.65	2.00	2.25	2.55
0.60	60	3.65	3.05	2.45	2.80	3.05	3.35
	120	3.35	2.75	2.15	2.50	2.75	3.05
0.80	60	4.00	3.40	2.80	3.15	3.40	3.70
	120	3.70	3.10	2.50	2.85	3.10	3.40
1.00	60	4.15	3.55	2.95	3.30	3.55	3.85
	120	3.85	3.25	2.65	3.00	3.25	3.55

En résumé, la pression au réservoir intermédiaire a varié, aux trains rapides, de 1,1 à 4,15 kilog. Dans les conditions les plus ordinaires de la marche, correspondant à une vitesse moyenne de 90 à 95 kilom. à l'heure, avec une ouverture de régulateur de 0.60 et des admissions de 45/60, cette pression a été de 2,9 kilog. soit environ le 1/5 de celle de la chaudière.

Chute de pression au réservoir intermédiaire.

Cette chute est mesurée par la différence des pressions, qui existent entre le cylindre H.P. à la fin de la détente, et dans le réservoir intermédiaire. Elle croît avec la pression initiale de la vapeur dans le petit cylindre, c'est-à-dire avec le degré d'ouverture du régulateur, et aussi avec l'augmentation de l'admission soit H.P., soit B.P.; enfin, elle décroît un peu avec la vitesse.

A titre d'exemple, permettant de se rendre compte des écarts considérables que peut présenter cette chute au réservoir pour des conditions de marche très différentes, nous rappellerons les diagrammes de la Fig. 1 du texte. Le premier a été relevé à un train de marchandises à la vitesse de 18 kilom. et avec des admissions de 70/72; le second à un train rapide de voyageurs à la vitesse de 124 kilom., et aux crans 45/60. Dans ce dernier cas, la chute n'est que de 3^{kg},5 tandis qu'elle atteint 6,5 dans le premier.

En portant en ordonnées les chutes de pression relevées sur les diagrammes, et en abscisses l'une des variables précédentes (degrés d'ouverture du régulateur, admissions dans les cylindres, vitesses), les autres étant supposées constantes et ayant une valeur moyenne, indiquée dans chaque cas sur les figures, on obtient les courbes Fig. 5 à 8 (Pl. II).

Les conditions moyennes de marche, pour les trains express, à la vitesse de 90 à 95 kilom., correspondent à des crans d'admission de 45/60 et à une pression initiale d'introduction dans les petits cylindres d'environ 12,5 kilog., ce qui implique une pression à la chaudière de 15 kilog., et une ouverture de régulateur de 0.60.

La Fig. 5 (Pl. II) montre l'influence de la vitesse, qui est relativement faible, puisque la chute de pression varie à peine de 0,25 kilog. entre 60 et 120 kilomètres.

Dans la Fig. 6, on voit que lorsque la pression initiale d'admission dans les petits cylindres s'élève de 9,5 à 14,5 kilog., la chute au réservoir croît de 3 à 4,25 kilog. ; elle est à peu près égale en moyenne aux $\frac{3}{10}$ de cette pression initiale.

La Fig. 7 indique que, pour des degrés d'admission H. P. compris entre 30 et 55 %, la différence des ordonnées est de 0,90 kilog. L'augmentation de chute de pression au réservoir qui est corrélative de l'accroissement de la pression initiale ou du degré d'admission dans les petits cylindres, provient dans ces deux cas du relèvement de la courbe de détente H.P.

En dernier lieu, la Fig. 8 fait voir que lorsque l'admission B.P. varie de 45 à 70 %, la chute s'accroît d'environ 1 kilog., ce qui s'explique par l'abaissement de la pression au réservoir intermédiaire.

Le tableau suivant donne la valeur des chutes de pression au réservoir pour diverses conditions de marche.

CHUTES DE PRESSION AU RÉSERVOIR POUR DES PRESSIONS INITIALES H.P. ET DES CRANS D'ADMISSION DIFFÉRENTS, A LA VITESSE MOYENNE DE 90 KILOMÈTRES.

PRESSIONS INITIALES D'ADMISSION DANS LE CYLINDRE H.P.	CRAN D'ADMISSION MOYEN H.P. : 45 et CRANS D'ADMISSION B.P. DE :			CRAN D'ADMISSION MOYEN B.P. : 60 et CRANS D'ADMISSION H.P. DE :		
	50	60	70	40	45	50
	k.	k.	k.	k.	k.	k.
10	2.60	3.10	3.50	2.90	3.10	3.30
12	3.00	3.50	3.90	3.30	3.50	3.70
14	3.60	4.10	4.50	3.90	4.10	4.30

En moyenne, aux trains rapides, à la vitesse de 90 ou 95 kilom. à l'heure, la chute au réservoir intermédiaire est de 3,60 kilog., la pression à la chaudière étant de 15 kilog., le régulateur ouvert à 0,60 et les crans d'admission de 45/60.

**Différence entre la pression d'échappement aux cylindres H. P.
et la pression d'admission aux cylindres B.P.**

L'écart entre la contrepression moyenne dans les petits cylindres et la pression initiale d'admission dans les grands, a pour cause principale les deux pertes de charge que subit la vapeur dans son parcours depuis les cylindres H.P. jusqu'au réservoir et de celui-ci aux

cylindres B.P. Ces chutes de pression croissent avec la vitesse, comme le montrent les diagrammes Fig. 1, (Pl. III); elles paraissent indépendantes des autres conditions de la marche.

Les ordonnées des courbes *a* et *b* de la Fig. 9 (Pl. II) donnent séparément, entre les limites de vitesses de 30 et 125 kilom., les deux chutes de pression sus-mentionnées. Celles de la ligne *b*, en particulier, ont été obtenues en faisant la différence des ordonnées des courbes, en traits pleins et en traits mixtes, représentées Fig. 2 (Pl. II).

Les ordonnées de la ligne *c* (Fig. 9, Pl. II) représentent la somme des courbes *a* et *b*; leur valeur indique la chute totale de pression entre les petits et les grands cylindres, ainsi qu'on l'a définie précédemment.

Le tableau suivant résume les indications de ce graphique pour différentes vitesses :

VITESSES EN KILOMÈTRES A L'HEURE	PERTE DE CHARGE ENTRE LE CYLINDRE H.P. ET LE RÉSERVOIR	PERTE DE CHARGE ENTRE LE RÉSERVOIR et le CYLINDRE B.P.	CHUTE TOTALE de PRESSION ENTRE LES CYLINDRES H.P. et B.P.
30	k. 0.16	k. 0.11	k. 0.27
60	0.22	0.15	0.37
90	0.43	0.23	0.66
120	0.74	0.44	1.18

On voit que la différence entre la pression moyenne d'échappement H.P. et celle qui existe dans le cylindre B.P. au commencement de l'admission, a varié de $\frac{1}{4}$ à $\frac{6}{5}$ de kilog., pour des écarts de vitesses de 30 et 120 kilom. Elle atteint environ 0,7 kilog. à la vitesse moyenne de 90 à 95 kilomètres dans les trains rapides. La perte de charge que subit la vapeur dans son trajet depuis le réservoir jusqu'aux grands cylindres n'entrerait dans ce dernier nombre que pour 0,25 kilog. soit, par rapport à la pression moyenne (2,9 kilog.), au réservoir : $\frac{0.25}{2.9} = 0.086$. Pour les cylindres H.P., nous avons trouvé, à la même vitesse, une chute de pression de 0,75 kilog. entre la boîte et le commencement de l'admission, soit $\frac{0.75}{13.1} = 0.057$ par rapport à la pression dans la boîte à vapeur.

Compression dans les petits cylindres.

La valeur finale de la compression dépend : 1° *du cran d'admission H.P.*, qui règle toutes les autres phases de la distribution. Aux trains de voyageurs, cet élément a une influence secondaire, car les limites entre lesquelles varient les admissions dans les petits cylindres sont assez rapprochées ;

2° De la *vitesse* et de la *pression au réservoir* qui, toutes les deux, ont pour effet de modifier la valeur de la pression initiale de la vapeur dans les petits cylindres, au début de la période de compression. On a vu, en effet, que l'augmentation de la vitesse donnait lieu à un accroissement de la contrepression, par suite des résistances supplémentaires que la vapeur rencontre dans son écoulement. L'élévation de la pression au réservoir, due particulièrement au relèvement de la marche dans les grands cylindres, conduit également à l'augmentation de la contrepression et par conséquent de la compression dans les cylindres H.P.

L'examen des diagrammes de la Planche III montre l'influence de la vitesse (Fig. 1) et de la pression au réservoir (Fig. 2) sur la compression dans les petits cylindres. Dans les conditions habituelles de marche, cette dernière a une valeur normale qui ne dépasse pas la pression de la vapeur au commencement de l'admission, même aux grandes vitesses; ce qui semble indiquer que dans les cylindres H.P. les espaces morts (12,6%), les découverts intérieurs ($3^m/m$) des tiroirs et l'avance linéaire sont suffisants.

Toutefois, nous avons constaté aux trains express, particulièrement à l'avant des petits cylindres où les espaces morts sont un peu plus faibles qu'à l'arrière, une exagération de compression, dans deux cas spéciaux qui d'ailleurs ne se rapportent qu'à des conditions de marche purement expérimentales et non usitées en service courant. C'est d'abord lorsque la pression au réservoir est relativement trop élevée (Fig. 2 ci-après), ce qui est la conséquence d'une admission peu prolongée dans les grands cylindres. En second lieu, c'est lorsque la pression initiale d'admission dans les cylindres H.P. est très réduite, par suite d'un étranglement trop grand des lumières du régulateur (Fig. 3 ci-après). On peut conclure de ces deux

COMPRESSION EXAGÉRÉE DANS LES PETITS CYLINDRES.

Fig. 2.

(Faces A V).

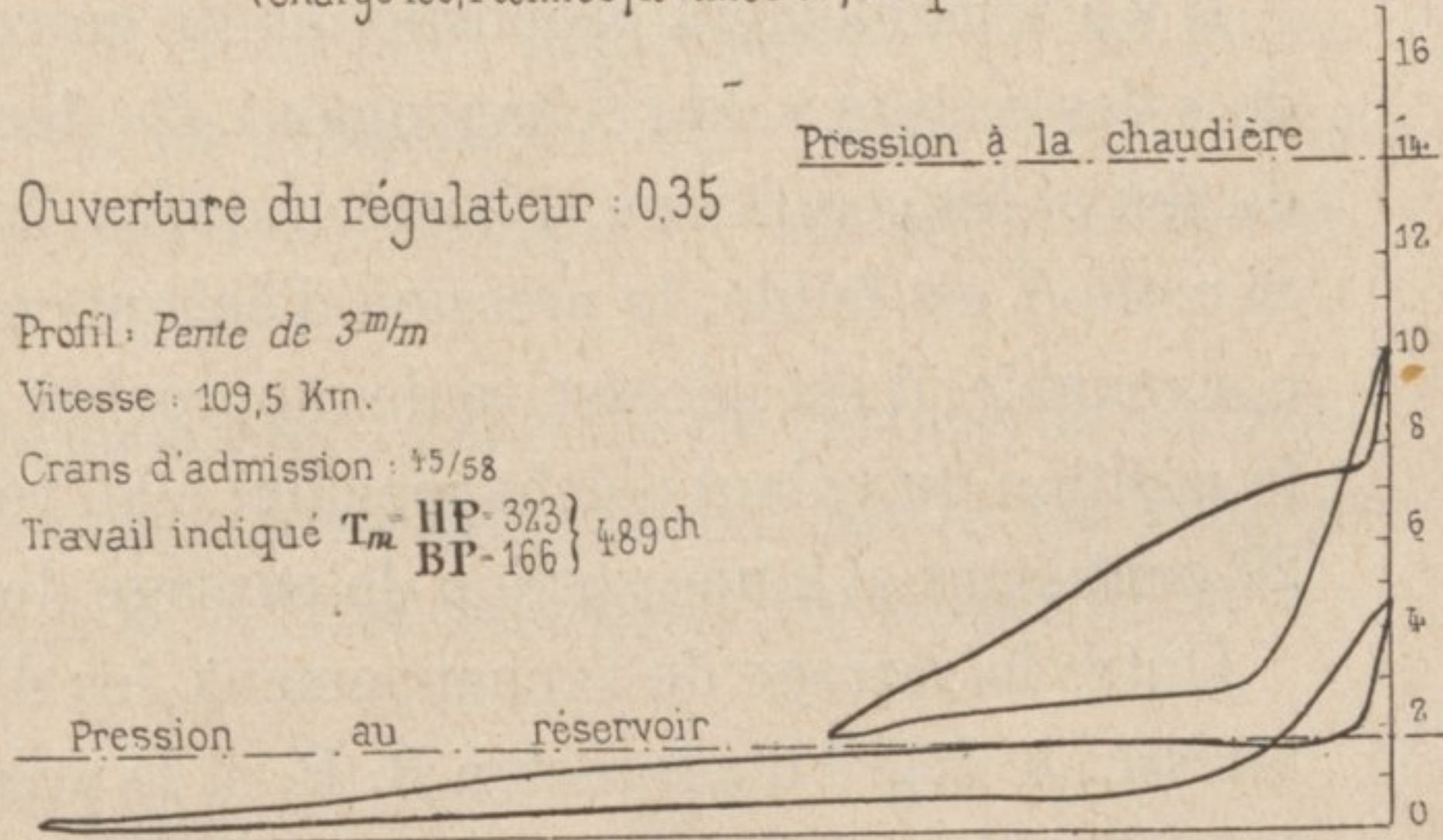
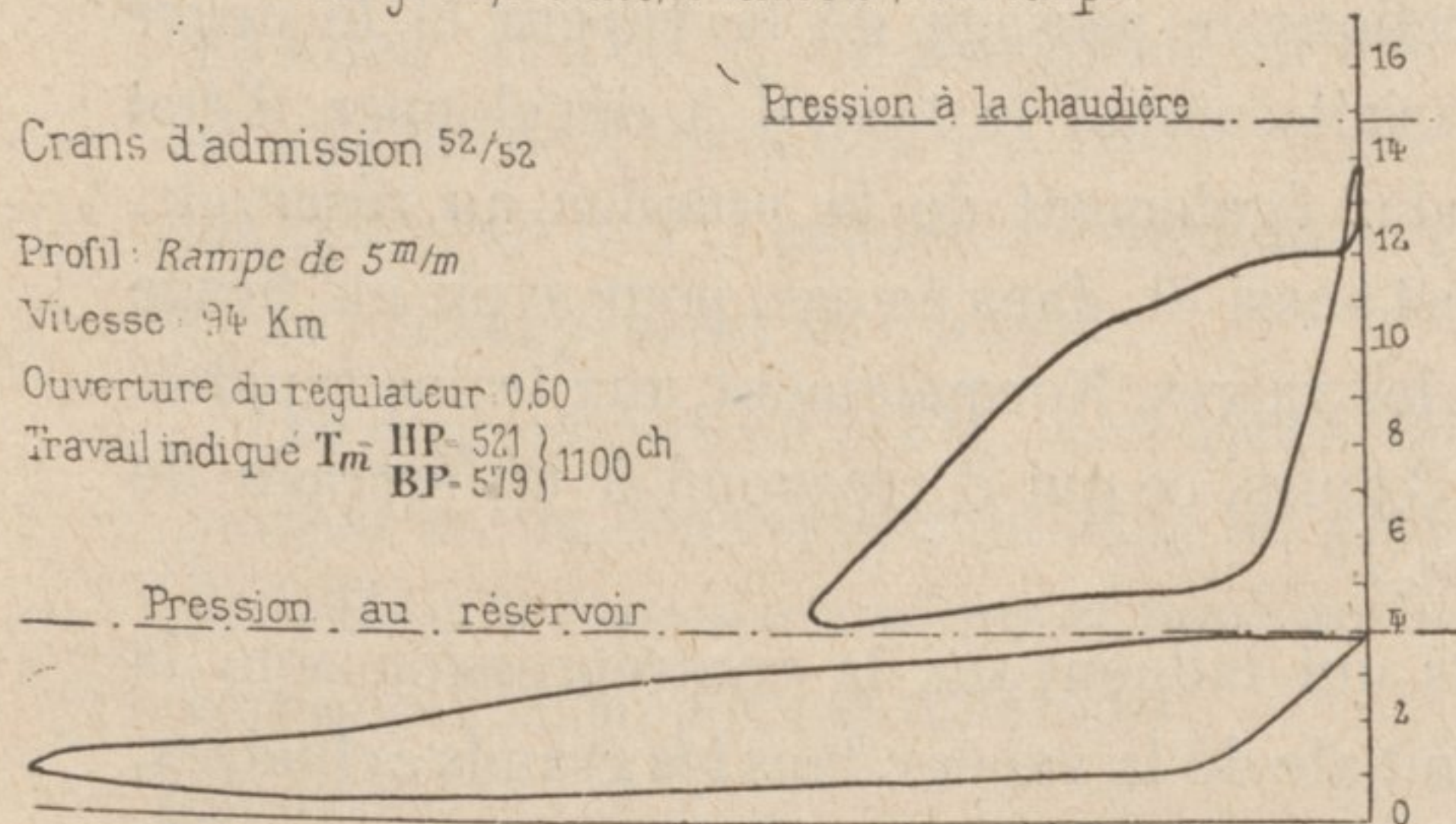
Fig. 3.

Train 12 du 22 Mars 1897. Diag N° 25

Train 9 du 25 Janvier 1897. Diag. N° 19

(Charge 151,2 tonnes, 13 Véhicules, Beau temps)

(Charge 189,4 tonnes, 15 Véhicules; Temps humide)



remarques que pour éviter les compressions exagérées dans les petits cylindres, il convient de ne pas adopter, dans la marche à grande vitesse, des degrés d'ouverture du régulateur et des crans d'admission B.P. trop faibles.

Valeur de la contrepression dans les grands cylindres.

La majeure partie de la contrepression dans les grands cylindres provient des résistances qu'opposent à l'écoulement de la vapeur la colonne et la tuyère d'échappement. Les lumières du cylindre n'ont, à ce point de vue, qu'une influence secondaire, ainsi qu'il appert d'observations spéciales faites à ce sujet, au chemin de fer de l'Ouest, avec l'auto-indicateur.

L'échappement variable à valves est généralement appliqué sur les machines du Nord; la contrepression sera d'autant plus importante que la contraction de la veine fluide, provoquée par l'étranglement de l'orifice de sortie, sera plus grande.

Il convient d'examiner tout d'abord la relation qui existe entre la section offerte à l'écoulement de la vapeur par les valves et le « serrage de l'échappement ». C'est ce qu'indique le tableau suivant. Les sections, évaluées en centimètres carrés varient de 40 à 212; le degré de serrage de l'échappement est exprimé le plus généralement en centièmes de la course de la tringle de commande ou, quelquefois, en nombre de tours du volant de manœuvre.

DEGRÉ DE SERRAGE DE L'ÉCHAPPEMENT		SECTIONS DE PASSAGE de la VAPEUR EN CM.Q.
EN NOMBRE DE TOURS du VOLANT DE MANŒUVRE	EN CENTIÈMES DE LA COURSE de la TRINGLE DE COMMANDE	
0 (échappement complètement desserré).	0	212
1	0.09	198
2	0.18	183
3	0.27	168
4	0.36	151
5 (limite pratique observée en cours des essais).	0.45	135
11 (échappement complètement serré).	1.00	40

Il y a sensiblement proportionnalité entre les sections de passage de la vapeur et le degré de « desserrage » de l'échappement. Ce dernier variait suivant le travail à développer, l'état du feu et les conditions atmosphériques ; il dépendait également de la pression au réservoir. Si celle-ci est faible, la pression d'échappement l'est aussi et, dans ce cas, pour avoir un tirage convenable, il est nécessaire de rapprocher un peu les valves. Normalement, aux trains rapides, la position du volant d'échappement était réglée à 3 tours, ce qui correspond à un serrage de 27 centièmes et à une section de passage de 168 cmq.

Outre le serrage de l'échappement, les éléments qui influent sur la contrepression sont la vitesse, le degré d'admission B. P. et la pression initiale de la vapeur dans les grands cylindres, laquelle dépend de la pression au réservoir. Nous supposons, bien entendu, qu'aucune modification n'est apportée aux *découvrements* des tiroirs, lesquels sont de 3 mm de chaque côté, pour nos locomotives compound à grande vitesse des premières séries.

Les Fig. 1 à 4 de la Pl. IV, montrent l'influence de chacun des facteurs énumérés ci-dessus — dont les différentes valeurs ont été portées en abscisses — sur la contrepression, représentée par les ordonnées, en kilogrammes par centimètre carré.

INFLUENCE
DE LA VITESSE.

On conçoit que la vitesse donne lieu, comme nous l'avons déjà constaté pour les petits cylindres, à un accroissement des résistances que rencontre la vapeur à son passage dans les lumières. Les courbes de la Fig. 1 (Pl. IV) ont été tracées pour des vitesses variant de 30 à 120 kilom. et avec divers degrés de serrage de l'échappement, l'admission dans les grands cylindres et la pression au réservoir étant, en moyenne, respectivement égales à 60 % et 3 kilog.

La contrepression a généralement, aux démarrages, une valeur négligeable. A la vitesse de 30 kilom. l'échappement étant complètement desserré, elle est seulement de 1/10 de kilog. ; mais à 120 kilom., avec un serrage de 5 tours, elle peut atteindre près de 1 kilog. En moyenne, la contrepression s'accroît de 3/5 de kilog. lorsque la vitesse passe de 30 à 120 kilom.

L'influence de la vitesse sur la contrepression B. P. est mise également en évidence par les diagrammes de la Fig. 1 (Pl. III).

INFLUENCE
DU DEGRÉ
D'ADMISSION B. P.
ET DE
LA PRESSION
AU RÉSERVOIR.

A ces deux éléments est subordonnée la pression que possède la vapeur à la fin de la détente et, par suite, la pression d'échappement dans les grands cylindres. Cette dernière croîtra lorsqu'on allongera la marche dans les grands cylindres, tout en maintenant constante la pression au réservoir, ainsi que le montre la Fig. 2 (Pl. IV), dont les courbes ont été tracées pour des degrés d'admission B. P. variant de 45 à 70 % et pour une pression au réservoir de 3 kilog. en moyenne.

La contrepression augmentera également avec la pression au réservoir, comme l'indiquent les courbes de la Fig. 4 (Pl. IV), l'admission B. P. ayant une valeur fixe de 60 %. Les abscisses varient de 1, 5 à 4, 5 kilog.

Ces deux séries de courbes (Fig. 2 et 4) se rapportent à divers degrés de serrages de l'échappement et à une vitesse moyenne de 90 kilom., pour les trains express.

On voit, d'après ces figures, que la contrepression s'accroît d'environ 0.54 kilog. quand l'admission B. P. passe de 45 à 70 % et d'une valeur à peu près égale, lorsque la pression au réservoir varie de 1, 5 à 4, 5 kilog.

INFLUENCE
DU SERRAGE
DE
L'ÉCHAPPEMENT.

Les courbes de la Fig. 3 (Pl. IV) mettent cette influence en évidence entre les limites de serrage de l'échappement de 0 et 5 tours du volant de manœuvre et pour diverses vitesses ; la pression au réservoir et l'admission B. P. ayant des valeurs moyennes respectivement égales à 3 kilog. et à 60 %. Un serrage de un tour ne produit qu'un effet négligeable ; ce n'est guère qu'à partir de 3 tours que son action devient sensible. La pression moyenne de la vapeur dans les cylindres B. P., pendant l'évacuation, peut subir un accroissement de 0.22 kilog. lorsqu'on serre l'échappement de 5 tours.

Les diagrammes de la Fig. 4, ci-après, montrent également l'influence du serrage de l'échappement sur la contrepression dans les grands cylindres. Le tableau suivant donne les valeurs de celle-ci à diverses vitesses et pour des admissions B. P., des pressions au réservoir et des serrages d'échappement différents.

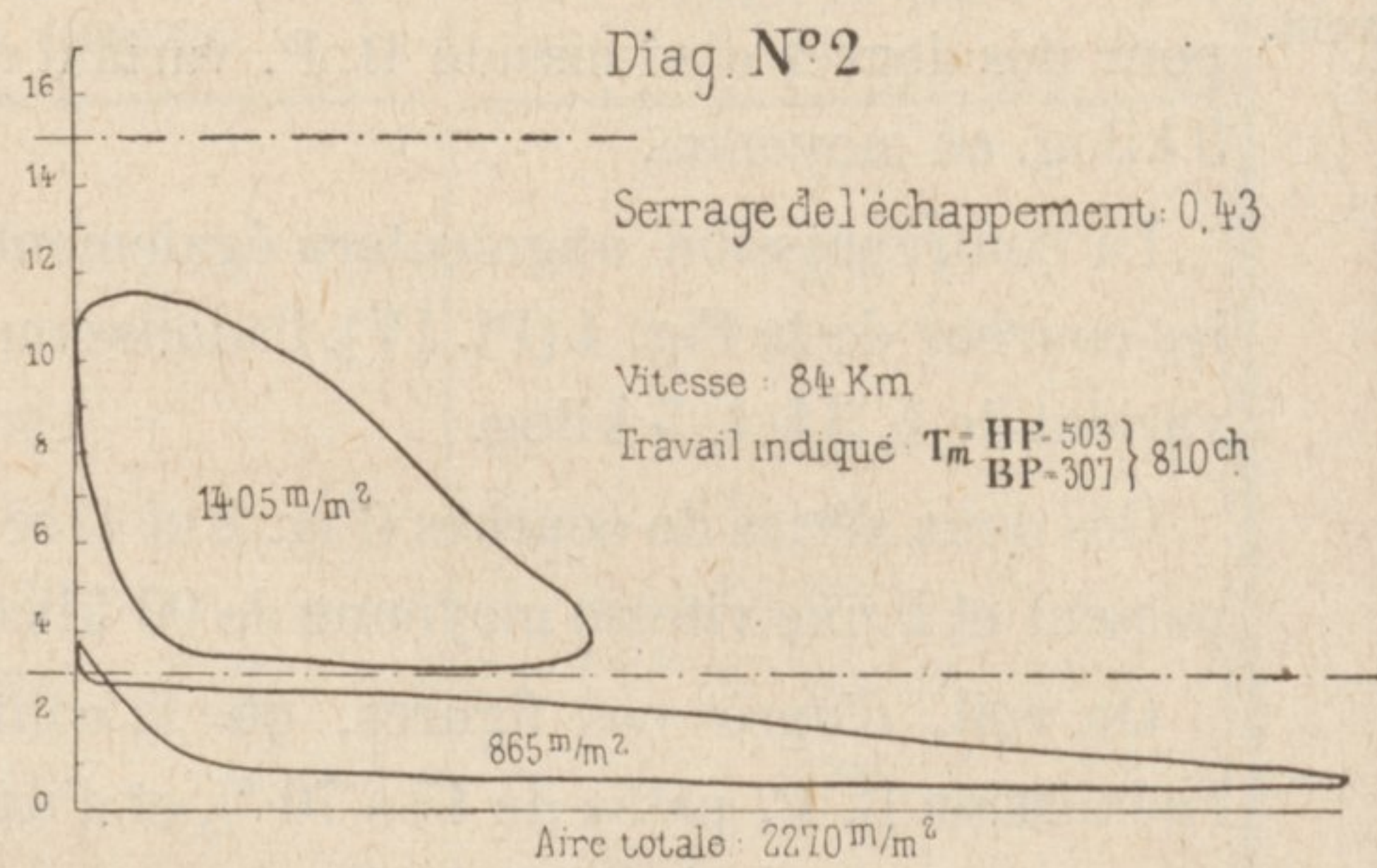
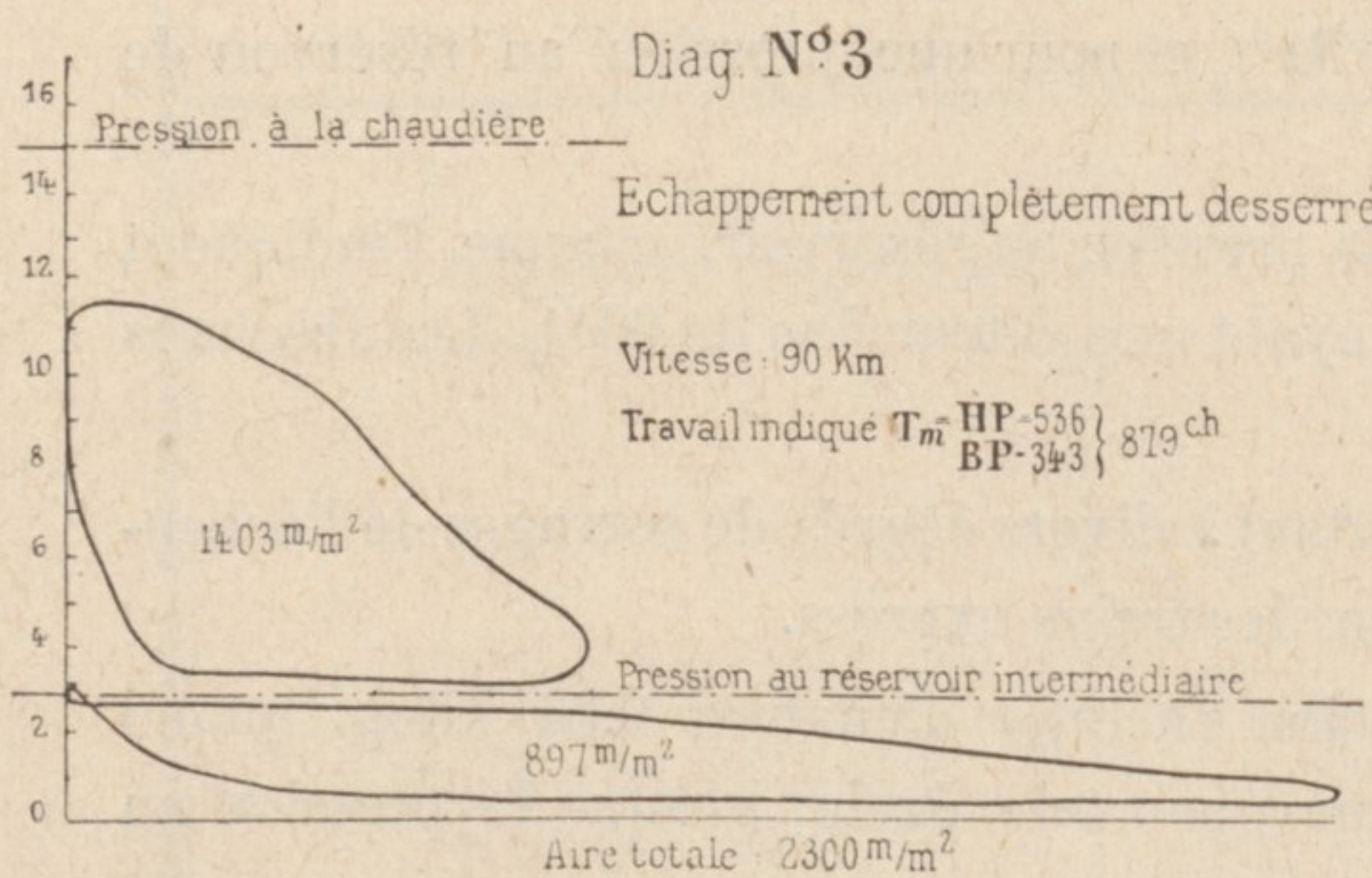
SERRAGE de L'ÉCHAPPEMENT	VITESSES en KILOMÈTRES à L'HEURE	VALEURS DE LA CONTREPRESSION EN KG. PAR CM.Q. DANS LES CYLINDRES B.P.					
		pour une pression moyenne au réservoir de 3 kg. et un cran d'admission B.P. de :			pour une admission moyenne B.P. de 60 et une pression au réservoir de :		
		50	60	70	2k	3k	4k
0 tour	60	k. 0.14	k. 0.26	k. 0.39	0.10	0.26	0.42
	90	0.35	0.47	0.60	0.31	0.47	0.63
	120	0.58	0.71	0.84	0.55	0.71	0.87
3 tours ou 0.27	60	0.19	0.32	0.47	0.15	0.32	0.49
	90	0.39	0.52	0.67	0.35	0.52	0.69
	120	0.65	0.78	0.93	0.61	0.78	0.95
5 tours ou 0.45	60	0.29	0.45	0.64	0.23	0.45	0.67
	90	0.53	0.69	0.88	0.47	0.69	0.91
	120	0.81	0.97	»	0.75	0.97	»

Fig. 4. — MODIFICATION DU SERRAGE DE L'ÉCHAPPEMENT.

Train 12 du 20 Janvier 1897

(Charge: 152 tonnes, 13 Véhicules, Beau temps)

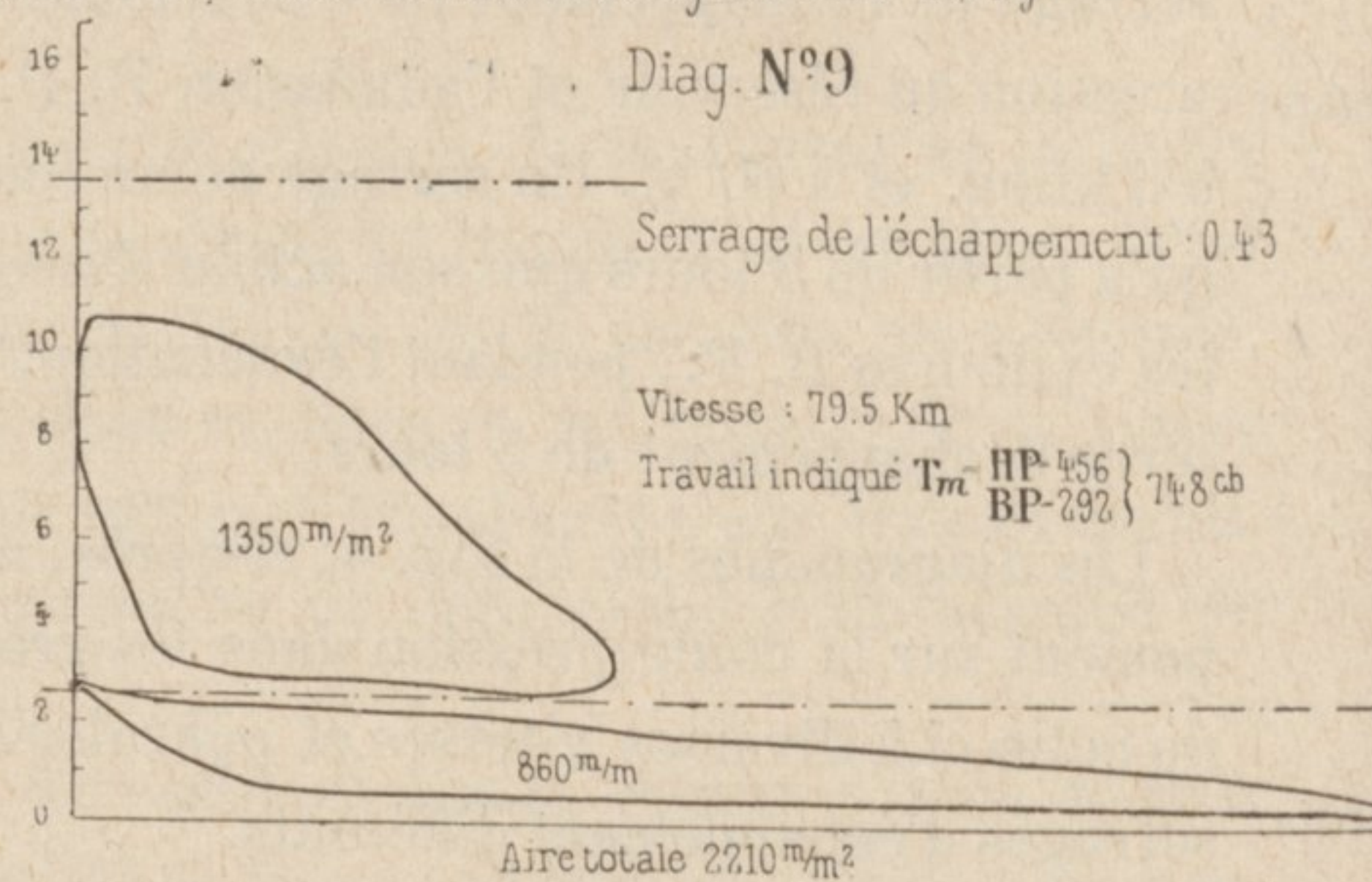
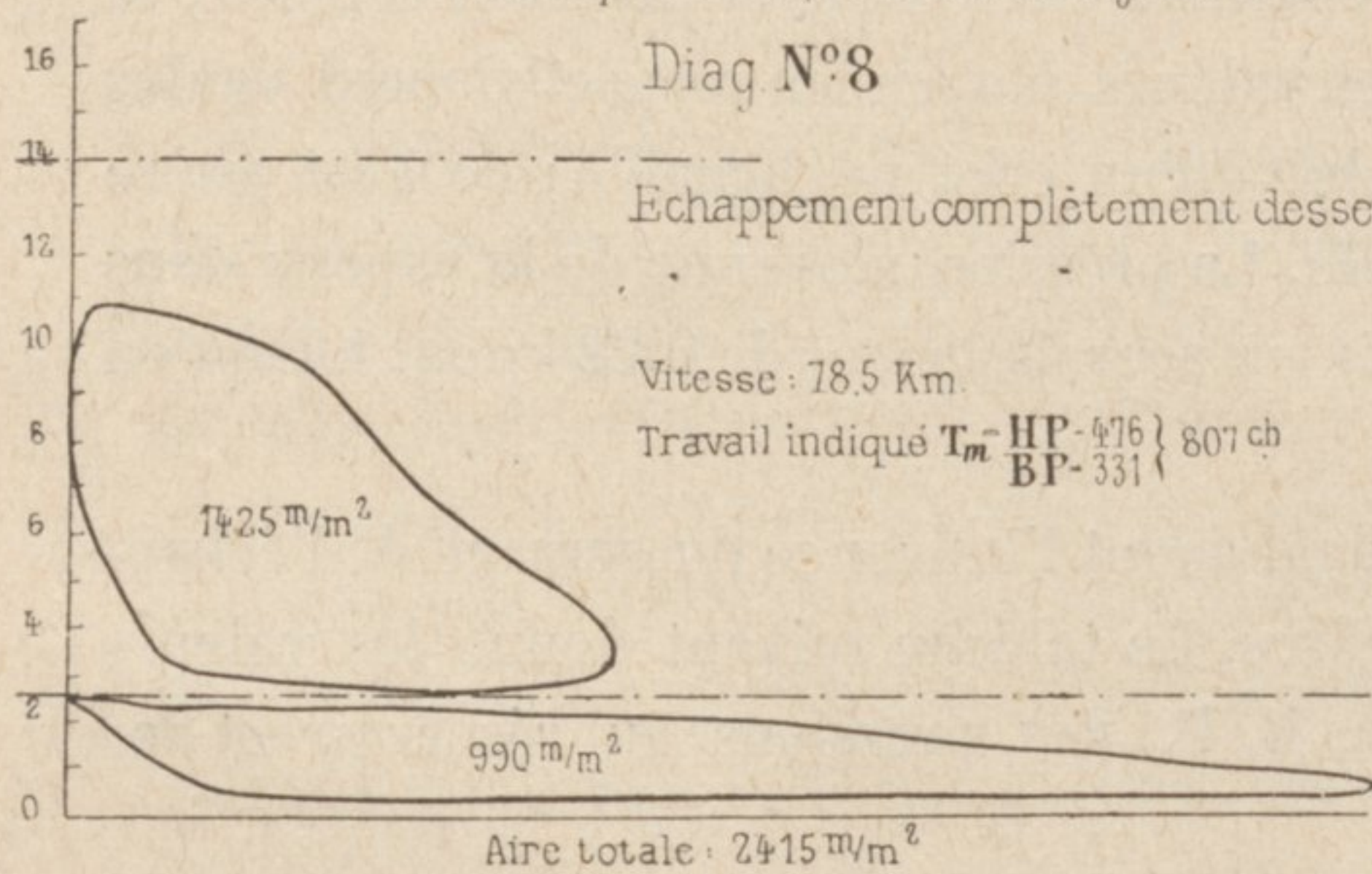
Profil: Rampe de 3^m/m; Ouverture du régulateur: 0,52; Crans d'admission: ⁴⁵/₆₀; Pression initiale dans les cylindres HP: 11,5 Kg.



Train 13 du 18 Janvier 1897

(Charge: 128,5 tonnes, 12 Véhicules, Beau temps)

Profil: Rampe de 3^m/m; Ouverture du régulateur: 0,50; Crans d'admission: ⁴⁵/₆₀; Pression initiale dans les cylindres HP: 10,8 Kg.



Aux trains express, la contrepression a varié de 1/10 à 1 kilog. environ.

Cette dernière valeur n'a été atteinte qu'exceptionnellement. Dans les conditions moyennes de marche, c'est-à-dire avec une pression au réservoir de 3 kilog., un degré d'introduction B. P. de 60 %, un serrage de l'échappement de 3 tours ou 27 centièmes, la contrepression dans les grands cylindres est à près de 1/2 kilog., soit 1/6 de la pression initiale d'admission dans ces derniers, à la vitesse de 90 kilom. A 120 kilom., elle serait de 3/4 de kilog.

Travail dû à la contrepression dans les grands cylindres.

Le travail résistant, dû à la contrepression proprement dite, sans y comprendre celui qui est relatif à la compression, a une importance plus considérable qu'on ne pourrait le supposer, particulièrement aux grandes vitesses et lorsqu'on est obligé de serrer quelque peu les valves d'échappement. L'expression de ce travail en chevaux est, pour les deux cylindres à basse pression :

$$\frac{c \times \pi d^2 \times \omega \times 2}{4 \times 75}$$

en désignant par c la contrepression moyenne en kil. par cm. q., par d le diamètre en centim. des grands cylindres, soit 53^{cm}. et par ω , la vitesse des pistons en mètres par seconde.

En appliquant la formule précédente aux vitesses de 60, 90 et 120 kilom., on peut dresser le tableau suivant, donnant les valeurs du travail résultant de la contrepression, pour des conditions moyennes de pression au réservoir et d'admission B. P., c'est-à-dire respectivement 3 kil. et 60 %.

SERRAGE de L'ÉCHAPPEMENT	VITESSES en KILOMÈTRES à l'heure	VITESSES DU PISTON EN MÈTRES PAR 1" ω	CONTREPRESSIONS EN KG. PAR CM. Q. c	TRAVAIL EN CHEVAUX ABSORBÉ par la CONTREPRESSION B.P.
	km.	m.	k.	ch.
0	60	3.188	0.26	49
	90	4.251	0.47	133
	120	5.313	0.71	266.5
3 tours ou 0.27	60	3.188	0.32	60
	90	4.251	0.53	146
	120	5.313	0.78	293
5 tours ou 0.45	60	3.188	0.45	84.5
	90	4.251	0.69	194
	120	5.313	0.97	363

Le travail dû à la contrepression dans les grands cylindres n'atteint qu'accidentellement 300 chevaux. Normalement, avec un serrage d'échappement de 27 centièmes, la contrepression dans les cylindres B.P. absorbe environ 150 chevaux, à la vitesse moyenne de 90 kilom., et près de 300 chevaux à 120 kilom. Dans ces deux cas, soit à la vitesse de 90 kilom., en palier, soit à celle de 120 kilom., en pente de 5^m/_m, la puissance développée, pour une charge remorquée de 160 tonnes est, ainsi que nous l'avons vu dans la première partie de cette note (1), respectivement de 770 et de 1.040 chevaux. Le rapport du travail absorbé par la contrepression, au travail total indiqué, sera de :

$$\frac{146}{770} = 19 \% \text{ à la vitesse de 90 kilom.},$$

et de

$$\frac{293}{1040} = 28 \% \text{ à la vitesse de 120 kilom.}$$

En moyenne, ce rapport est de 1/5 et il croît très rapidement avec la vitesse. C'est une des causes pour lesquelles la puissance des locomotives est nécessairement limitée aux allures très rapides.

Compression dans les grands cylindres.

Les espaces morts, dans les cylindres à basse pression, ont un volume relatif plus faible que dans ceux à haute pression (5,5 au lieu de 12, 6%); aussi, l'on constate, dans les premiers,

(1) *Revue Générale*, N° de Mars 1898.

particulièrement sur les faces AV. des pistons, une exagération manifeste de la compression, mais seulement *aux grandes vitesses*, ainsi que le montre la comparaison des deux diagrammes de la Fig. 1 du texte, pris respectivement aux vitesses de 18 et de 124 kilom. à l'heure.

Les causes qui peuvent influencer cette phase de la distribution sont, outre la vitesse, la pression au réservoir, le degré d'admission B.P., enfin le serrage de l'échappement.

La vitesse et le serrage de l'échappement donnent lieu à une augmentation de la contrepression, et par conséquent de la pression initiale de la vapeur au début de la compression, ce qui entraîne un relèvement de la pression à la fin de cette dernière période (voir les diagrammes de la Fig. 1, Pl. III et ceux de la Fig. 4 du texte).

La pression au réservoir, ainsi que le degré d'admission B.P., lequel modifie la durée de la compression, influent également mais dans une plus faible proportion sur la valeur relative de la pression à la fin de cette phase de la distribution.

En résumé, dans la marche à grande vitesse, le relèvement de la pression au réservoir et le desserrage de l'échappement sont favorables à la diminution de la compression dans les grands cylindres. L'augmentation du volume des espaces morts, ainsi que du découvrément intérieur des tiroirs, seraient des palliatifs à l'inconvénient d'une compression exagérée. Dans le paragraphe suivant, nous examinerons l'influence produite par cette dernière modification, la seule qui ait pu être effectuée au cours des expériences.

Modification des tiroirs B. P.

Tous les résultats précédents, concernant les phases de la distribution dans les grands cylindres, se rapportent à des tiroirs dont les recouvrements intérieurs négatifs ont, comme ceux des tiroirs à haute pression, 3 ^m/_m de chaque côté. Dans le but d'étudier l'influence que pourrait avoir, particulièrement aux grandes vitesses, une modification de ce *découvrément* sur les périodes d'échappement et de compression dans les cylindres B. P., on le porta successivement à 5 et à 7 ^m/_m, en diminuant la largeur des bandes des tiroirs, à l'intérieur. De nombreux diagrammes ont été relevés comparativement, en se plaçant chaque fois, autant que possible, dans les mêmes conditions de marche.

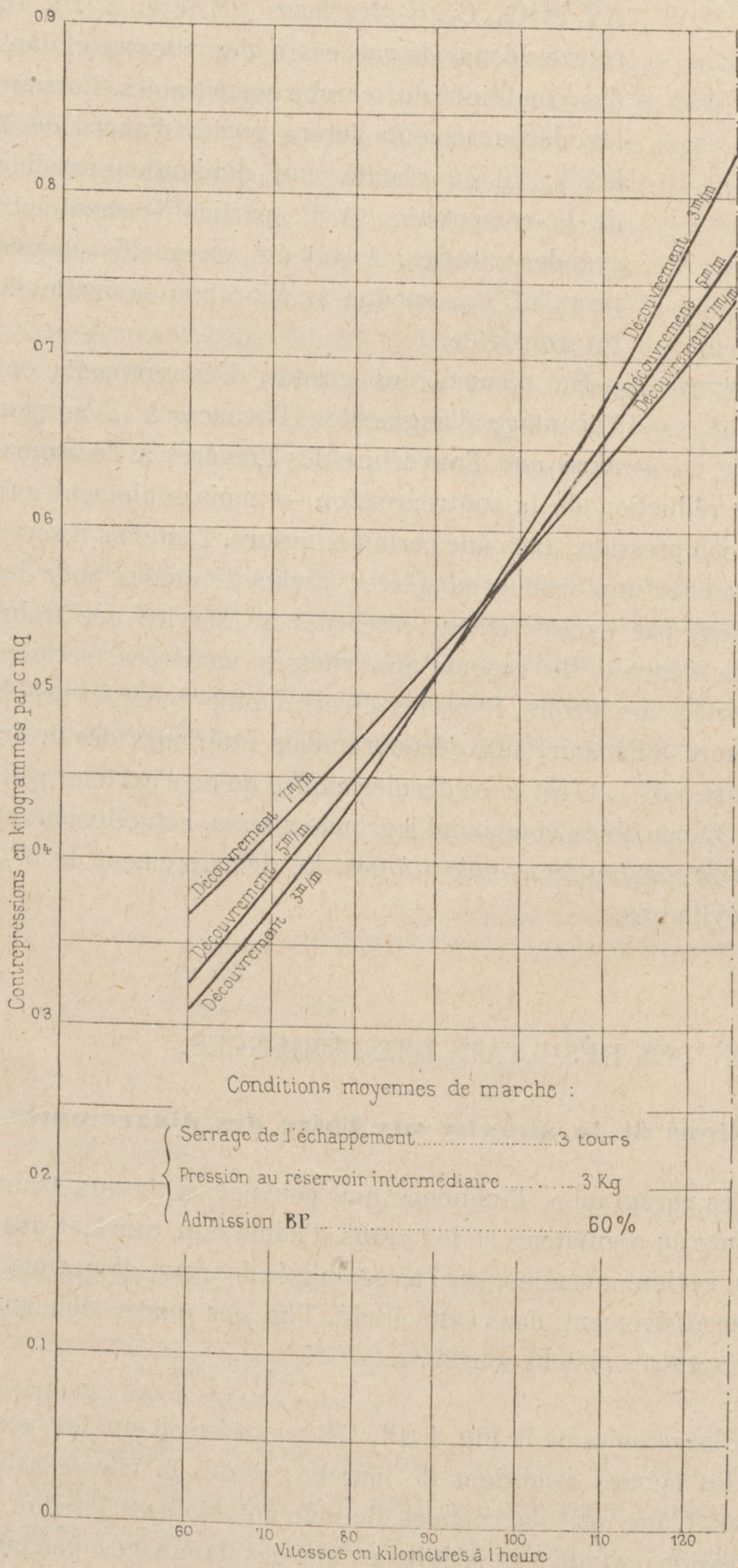
Les *compressions moyennes*, en kilog. par cm. q., mesurées sur les diagrammes dans ces différents cas, sont représentées par les ordonnées des courbes de la Fig. 5 ci-après ; les vitesses ont été portées en abscisses. Le serrage de l'échappement était en moyenne de 3 tours, l'admission dans les grands cylindres, de 60 % et la pression au réservoir de 3 kil.

Il ressort tout d'abord de l'examen de ces trois courbes, relatives aux découvréments de 3, 5 et 7 ^m/_m, qu'entre les limites de vitesses de 60 et de 125 kilom., elles diffèrent assez peu l'une de l'autre : on en conclut que la valeur de la contrepression n'a subi que des modifications insignifiantes. On remarque en outre que ces courbes se croisent entre 90 et 110 kilom. ; au-dessous de ces vitesses, l'augmentation du découvrément paraît avoir produit un accroissement de contrepression contrairement à ce qu'on pouvait en attendre. Ce n'est qu'aux très grandes vitesses, au-dessus de 100 kilom. que les découvréments de 5 et de 7 ^m/_m présentent, sur celui de 3 ^m/_m quelque supériorité.

Toutefois, même dans ce cas, le gain est peu important ; il est au maximum de 7 ou de 10 % de la valeur de la contrepression primitive, suivant qu'on augmente les découvréments de 2 ou de 4 ^m/_m.

Il est facile de se rendre compte qu'à des vitesses modérées, la communication qui existe momentanément entre les deux compartiments du cylindre, quand le tiroir est dans les

Fig. 5. — INFLUENCE SUR LA CONTREPRESSION B.P. DU DÉCOUVREMENT INTÉRIEUR AUX TIROIRS DES GRANDS CYLINDRES.



environs de sa position moyenne, permet à la vapeur qui commence à être évacuée d'un côté Z du cylindre (Fig. 6) de passer en partie, par les lumières, de l'autre côté Z', où la pression *co* de la vapeur sur cette face du piston, vers la fin de l'échappement, est ordinairement plus faible que celle *ao* du début de cette période, s'exerçant au même moment sur l'autre face. Aux grandes vitesses, la communication n'a pas le temps de s'établir, de sorte que la contrepression moyenne ne subit pas d'accroissement, résultant d'un afflux intempestif de vapeur dans le cylindre, vers la fin de l'échappement.

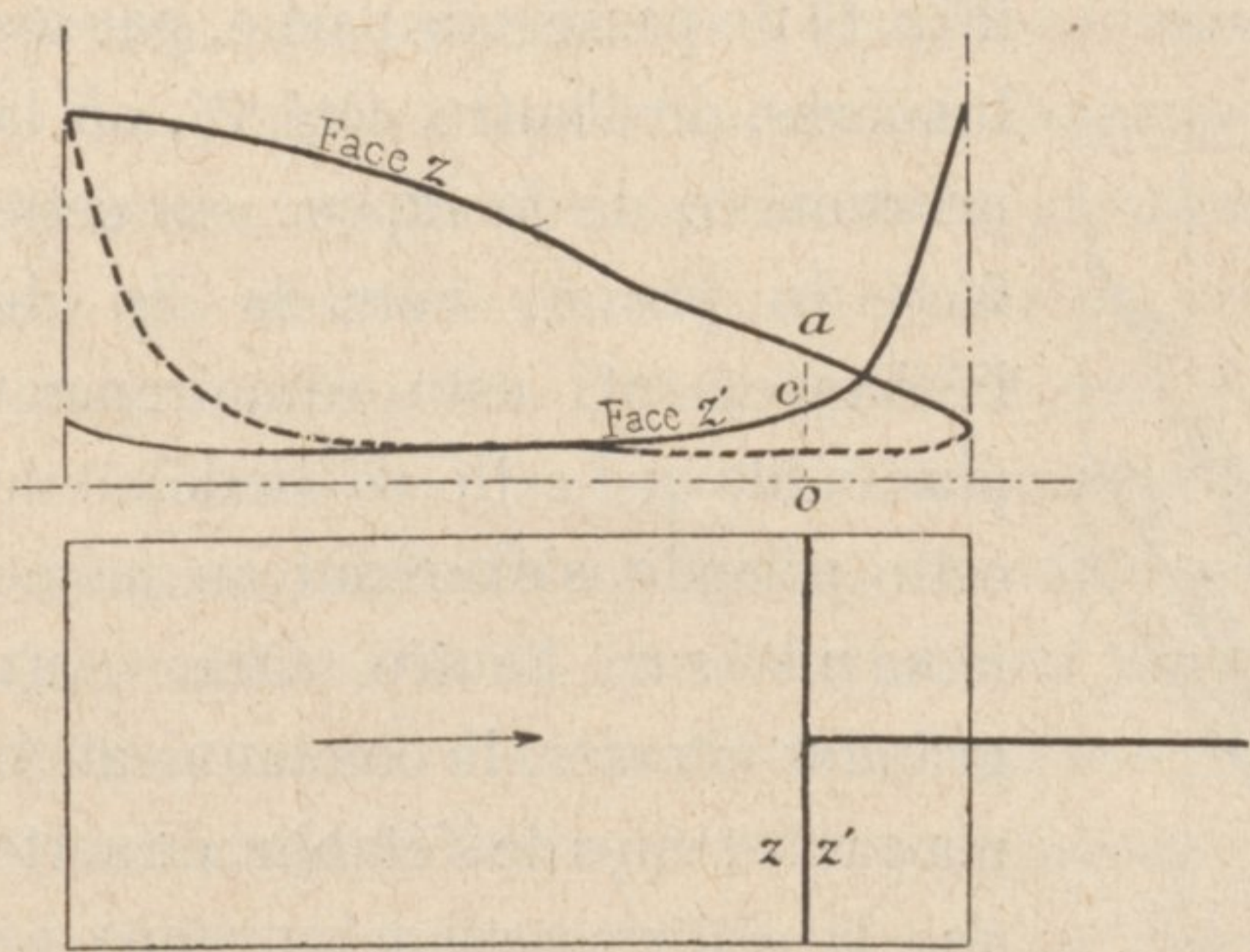
L'augmentation des découverts intérieurs des tiroirs B. P. de la Locomotive 2.158, a eu aussi pour conséquence de modifier un peu la durée relative des phases de la distribution, ainsi que l'a fait voir d'ailleurs leur relevé fait à froid à l'atelier, après chaque changement apporté aux bandes des tiroirs. Les périodes de détente et de compression ont été légèrement diminuées, tandis que celles d'avance à l'échappement et d'évacuation proprement dite se sont trouvées accrues. De ce fait, l'écoulement de la vapeur par la cheminée se faisait d'une façon plus régulière, mais le tirage, particulièrement avec les découverts de 7^m/_m paraissait être un peu moins actif, parce que les coups d'échappement étaient plus *doux*. Pour obtenir alors la même dépression moyenne

dans la boîte à fumée, il était nécessaire de serrer l'échappement d'environ 1/2 tour de volant en plus ; on perdait ainsi partiellement le bénéfice résultant aux grandes vitesses

d'une diminution de la contrepression et qui est donné par une ouverture plus large des orifices d'évacuation.

L'influence des découplements intérieurs de 3, de 5 et de 7^m/_m sur la *compression* dans les grands cylindres, se dégage de l'examen des diagrammes A₃, A₅, A₇ — B₃, B₅, B₇, des faces

Fig. 6.



AV et C₃, C₅, C₇ des faces AR (Fig. 2, Pl. I), relevés dans chaque cas à des vitesses et dans des conditions de marche comparables. Lorsque les découplements furent portés d'abord de 3 à 5^m/_m, il en résulta une diminution sensible de la compression B. P., particulièrement aux grandes vitesses. Ayant été augmentés ensuite jusqu'à 7^m/_m, aucune amélioration nouvelle ne fut constatée.

En résumé, les grands découplements ont l'avantage d'augmenter l'avance à l'émission ainsi que l'ouverture des lumières à l'échappement ;

il s'ensuit conséquemment une réduction de la contrepression — mais seulement aux grandes vitesses — ainsi que de la compression, dans une certaine mesure. Toutefois il serait nuisible de donner à ces découplements une valeur exagérée, particulièrement pour les machines à voyageurs qui ne seraient pas exclusivement réservées au service des trains express, car la contrepression et la dépense de vapeur, aux vitesses modérées, seraient accrues par cette modification apportée aux tiroirs. Pour les divers motifs énoncés précédemment, il convenait de ne pas donner à l'avenir, aux découplements intérieurs des tiroirs à basse pression, une valeur supérieure à 5^m/_m. C'est à ce dernier chiffre qu'on s'est tenu pour l'établissement des tiroirs B. P. des 20 machines compound à grande vitesse, actuellement en construction à la *Société Alsacienne de constructions mécaniques*. Le découplement de 3^m/_m a été conservé aux tiroirs des petits cylindres.

§ II. — DISCUSSION DES RÉSULTATS D'EXPÉRIENCES.

Influence des diverses conditions de la marche sur l'aire des diagrammes.

Nous examinerons d'abord, dans ce paragraphe, l'influence que peuvent avoir aux trains express la vitesse, le degré d'ouverture du régulateur et les crans d'admission, sur le travail indiqué par coup de piston, ou ce qui revient au même, sur l'aire totalisée des deux diagrammes H. P. et B. P. Nous ferons varier successivement, dans cette étude, l'un des quatre éléments précédents, en supposant que les trois autres restent constants.

INFLUENCE
DE LA VITESSE.

Elle est mise en évidence par les diagrammes de la Fig. 1 (Pl. III), relevés soit sur les faces AV., soit sur les faces AR., dans les mêmes conditions de marche ; seule, la vitesse avait une valeur différente dans chaque cas. L'aire des diagrammes diminue notablement lorsque la vitesse augmente, parce que la pression initiale est réduite et que les laminages pendant l'admission, ainsi que les compressions et la contrepression à l'échappement, ont une importance relative plus grande.

Dans la Fig. 5 (Pl. IV) nous avons donné une traduction graphique de cette influence. La ligne *a*, dont les abscisses représentent les vitesses *V* en kilom. à l'heure, et les ordonnées *y*, les aires des deux diagrammes totalisés (1), est sensiblement une droite d'équation :

$$y = 3.700^{mmq} - 13,3 V (1).$$

Les valeurs de *y* sont les moyennes des nombres relatifs aux faces AV et AR; elles se rapportent à un degré d'ouverture de régulateur de 0.60 et à des crans d'admission usuels de 45/60. Quant à la pression dans la chaudière et au degré de serrage de l'échappement, ils ont été maintenus respectivement à 15 kilog. et à 27 centièmes.

La portion utile de la courbe s'étend entre les limites de vitesses de 60 et 125 kilom.; toutefois, la ligne *a* a été prolongée au delà, ce qui permet de suivre la loi présumée de décroissance du travail avec la vitesse, jusqu'à 170 kilom. Si, dans l'équation (1) on fait *V* successivement égal à 60, 90, 120 et 150 kilom., les aires des diagrammes, et par suite les travaux par coup de piston, seraient proportionnels aux nombres 1.16 — 1.00 — 0.84 — 0.67, en prenant pour unité le travail développé à la vitesse de 90 kilom. Ainsi, quand on passe de 90 soit à 60, soit à 120 kilom., l'aire des diagrammes est respectivement augmentée ou diminuée de 16 %.

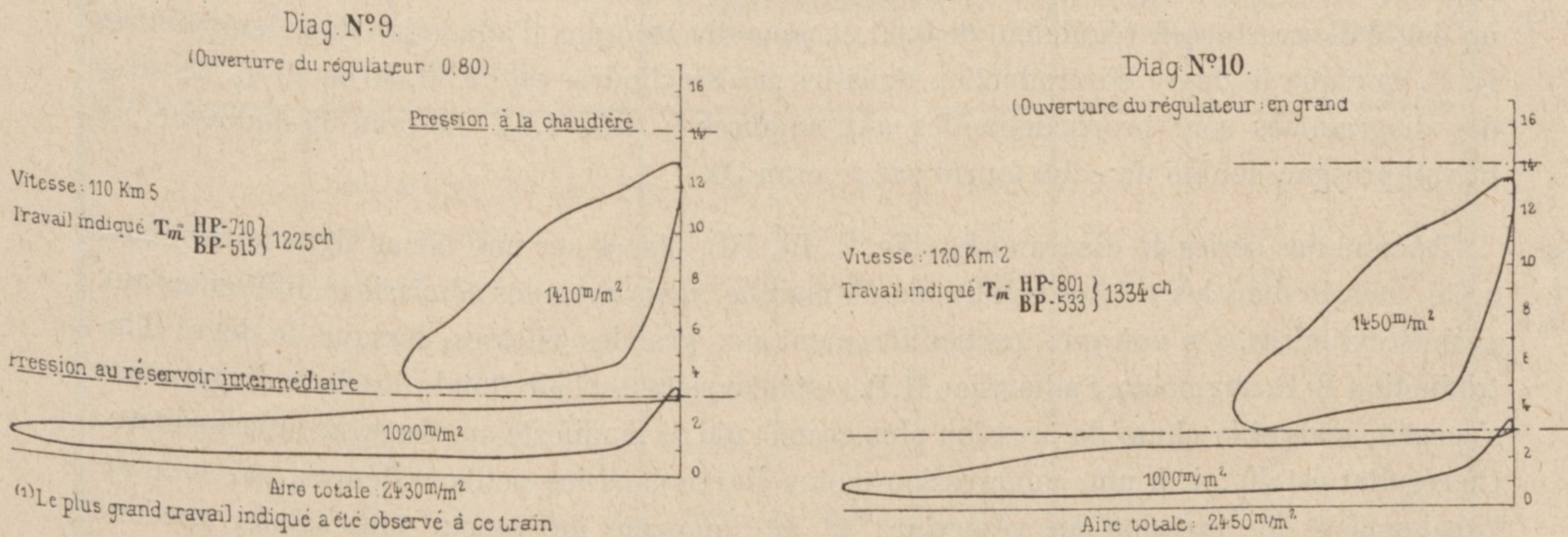
Les diagrammes de la Fig. 1 (Pl. I) indiquent l'augmentation progressive des aires, au fur et à mesure qu'on ouvre le régulateur, toutes les autres conditions de la marche restant les mêmes. Ce résultat est dû, en majeure partie, à l'élévation de la pression initiale dans les cylindres et probablement aussi à une vaporisation, pendant la détente, de l'eau entraînée, laquelle se trouve mélangée à la vapeur en plus grande proportion, lorsque le régulateur est largement ouvert.

Fig. 7. — MODIFICATION DE L'OUVERTURE DU RÉGULATEUR.

Train 9 du 22 Mars 1897⁽¹⁾

(Charge: 2248 tonnes, 17 Véhicules, Beau temps.)

Profil: Pente de 5^m/m, Crans d'admission 50/60, Serrage de l'échappement 0.27



⁽¹⁾ Le plus grand travail indiqué a été observé à ce train

L'augmentation de l'aire des diagrammes est d'autant plus faible que le levier du régulateur se rapproche davantage de sa position d'ouverture maxima. Nous en donnons comme exemple les deux diagrammes ci-dessus (Fig. 7) relevés sur le même profil, l'un après l'autre, avec les

(1) L'évaluation, de ces aires, a été faite au moyen du planimètre. Les unités de surface ont été transformées en unités de travail à raison de 1^{mmq} pour 2 kilogrammètres.

mêmes conditions de pression dans la chaudière, d'admission et de serrage de l'échappement, mais avec des ouvertures de régulateur différentes (0.80 et 1.00). Pour 0.80 l'aire des diagrammes était de 2.430^{mmq} et la vitesse sensiblement constante de 110,5 kilom. ; en ouvrant ensuite le régulateur en grand, la vitesse de régime a atteint 120,2 kilom. ; la superficie des diagrammes était de 2.450^{mmq}. La puissance indiquée dans l'un et l'autre cas, a été de 1.225 et 1.334 chevaux. Ce dernier travail est le plus considérable qui ait été observé, et seulement d'une façon momentanée, au cours des expériences.

D'après la mesure des ordonnées de la courbe Fig. 6 (Pl. IV), on voit que pour une vitesse moyenne de 90 kilom. et des crans d'admission de 45/60, lorsque le levier du régulateur occupe successivement les positions 0.29, 0.45, 0.60, 0.80 et 1.00 sur le secteur, les aires des diagrammes sont proportionnelles aux nombres 0.67, 1.00, 1.10, 1.15, en prenant pour terme de comparaison, c'est-à-dire pour unité, le travail correspondant à l'ouverture du régulateur la plus ordinaire de 0.60. On en conclut que si le régulateur est ouvert à la première table, l'aire des diagrammes sera d'environ 1/3 plus faible que lorsqu'il se trouve à la position moyenne 0.60 ; quand il est ouvert en grand, l'augmentation de travail qui en résulte, par rapport à ce dernier cas, est seulement de 15 %. C'est là un avantage relativement faible qui ne compense pas les inconvénients que présentent les grandes ouvertures de régulateur et dont les principaux sont, particulièrement aux grandes vitesses, une dépense de vapeur par cheval plus élevée, un entraînement d'eau plus considérable et, comme on l'a vu dans la 2^e partie de cette note (1), des variations de pression et des surpressions exagérées dans les boîtes à vapeur H. P., ce qui favorise l'intermittence de l'écoulement de la vapeur et accroît l'usure des tiroirs des petits cylindres. Il ne semble pas qu'il y ait intérêt à ouvrir le régulateur au delà des 2/3 de sa course sur le secteur, ce qui correspond à une section de lumières de 45^{cmq} environ ; c'est d'ailleurs la règle suivie intuitivement par la plupart de nos mécaniciens de machines compound à grande vitesse.

INFLUENCE
DU DEGRÉ
D'ADMISSION H.P.

Dans la Fig. 7 (Pl. IV), les aires ont été portées en ordonnées et les degrés d'admission H.P. (depuis 30 à 55 %) en abscisses. On a tracé les courbes pour une vitesse moyenne de 90 kilom., un degré d'ouverture de régulateur de 0.60 et pour divers crans d'admission dans les cylindres B. P. Lorsque le degré d'introduction dans les petits cylindres est de 30, 40 ou 50 %, les aires des diagrammes sont proportionnelles aux nombres 1, 1.5, 1.84. Le cran 55 donnerait un travail presque double de celui fourni par le cran 30.

INFLUENCE
DU DEGRÉ
D'ADMISSION B.P.

Chacune des séries de diagrammes (Fig. 2, Pl. III), placés sur une même ligne horizontale, a été relevée dans les mêmes conditions de marche, mais avec des admissions différentes aux grands cylindres. On voit que, particulièrement aux grandes vitesses, lorsque le degré d'introduction B. P. augmente, l'admission H.P. restant constante, l'aire totale des deux diagrammes s'accroît, malgré la chute de pression plus grande qui se manifeste au réservoir intermédiaire. Ce résultat est dû : 1^o à une compression moins élevée dans les petits cylindres, par suite de l'abaissement de pression au réservoir ; 2^o au laminage de vapeur plus faible, pendant l'admission B.P., qui résulte d'une ouverture plus grande des lumières ; comme conséquence, la courbe de détente se relève dans les grands cylindres ; 3^o à la diminution de la période de compression B.P. ; on sait que dans la distribution Walschaert, la durée de cette phase varie en raison inverse de celle de l'admission.

(1) *Revue Générale*, N^o de Juin 1898.

Il est facile également de se rendre compte, par le graphique de la Fig. 8 (Pl. IV) de l'influence que peut avoir l'augmentation du degré d'admission dans les grands cylindres, sur l'accroissement de l'aire totalisée les diagrammes H.P. et B.P. Ces courbes ont été tracées pour diverses admissions H.P., pour une vitesse moyenne de 90 kilom. et une ouverture de régulateur de 0.60. Lorsqu'on allonge la marche dans les grands cylindres, le travail par coup de piston s'accroît dans des proportions d'autant plus grandes que l'admission dans les petits cylindres est plus faible. Si l'on suppose celle-ci fixe et si l'on prend pour unité, le travail développé avec un degré d'introduction B. P. de 45 %, ce qui correspond *pratiquement au point critique*, les aires des diagrammes, relevés avec des admissions dans les grands cylindres, de 55 et de 65 %, seraient en moyenne proportionnelles aux nombres 1,10 et 1,15.

Une admission de 70 % dans les grands cylindres donnerait, toutes choses égales d'ailleurs, un accroissement de travail par coup de piston d'environ 17 %, relativement à celui qui serait fourni par une admission de 45 %.

Le tableau suivant permet d'embrasser dans son ensemble les diverses influences que peuvent avoir, sur le travail par coup de piston, chacun des éléments passés en revue précédemment, c'est-à-dire la vitesse, le degré d'ouverture du régulateur et les crans d'admission H. P. et B. P., en supposant constante la pression à la chaudière et le serrage de l'échappement. Nous avons rapporté toutes les aires à celle qui est relative aux conditions moyennes de la marche, pour les trains rapides, et qui nous servira d'unité ou de terme de comparaison (1). Les autres aires seront exprimées en fractions centésimales de la première.

TABLEAU MONTRANT L'INFLUENCE DE LA VITESSE, DU DEGRÉ D'OUVERTURE DU RÉGULATEUR ET DES CRANS D'ADMISSION SUR LE TRAVAIL PAR COUP DE PISTON DANS LES CYLINDRES H.P. ET B.P.

(Le travail pris pour unité se rapporte aux conditions moyennes de marche suivantes : pression à la chaudière : 15 kilog. ; — serrage de l'échappement : 0.27 ; — vitesse : 90 kilom. ; — degré d'ouverture du régulateur : 0.60 ; — crans d'admission 45|60).

VITESSES en KILOMÈTRES à l'heure	DEGRÉ D'OUVERTURE du RÉGULATEUR	CRAN D'ADMISSION H.P. : 45			CRAN D'ADMISSION B.P. : 60		
		CRANS D'ADMISSION B.P. DE			CRANS D'ADMISSION H.P. DE		
		50	60	70	40	45	50
60	0.29 à 0.45 (1 ^{re} table)	0.74	0.78	0.81	0.67	0.78	0.86
	0.60 (moyenne)	1.10	1.16	1.21	1.00	1.16	1.29
	1.00 (en grand)	1.26	1.35	1.39	1.15	1.35	1.48
90	0.29 à 0.45	0.63	0.67	0.69	0.57	0.67	0.74
	0.60	0.94	1.00	1.03	0.85	1.00	1.10
	1.00	1.08	1.15	1.18	0.98	1.15	1.26
120	0.29 à 0.45	0.53	0.58	0.56	0.48	0.56	0.62
	0.60	0.79	0.83	0.87	0.71	0.83	0.92
	1.00	0.91	0.97	1.00	0.82	0.97	1.06

(1) D'après les graphiques Fig. 5 à 8 (Pl. IV), cette aire est en moyenne de 2.470 m^2 ; ce qui correspond, avec les unités choisies, à 4.940 kilogrammètres pour le travail par coup de piston H. P. et B. P., ou $4.940 \times 4 = 19.760 \text{ kgm.}$ par tour de roues.

Dans le tableau précédent on voit que, pour une vitesse déterminée, le travail par coup de piston peut varier du simple au double dans les conditions les plus habituelles d'admission et d'ouverture du régulateur. En modifiant convenablement ces trois derniers éléments, on peut obtenir l'invariabilité du travail indiqué, pour chaque vitesse. Afin de conserver aux diagrammes la même aire il faut, si l'on réduit le degré d'ouverture du régulateur, allonger la marche soit à la haute, soit à la basse pression. Une ouverture plus grande du régulateur nécessitera, au contraire, le relèvement de la marche dans les petits ou dans les grands cylindres. En un mot, si l'on modifie la pression initiale, au moyen du régulateur, on devra faire subir au volume de vapeur admis une variation en sens contraire, ce qui revient à dire qu'il faudra introduire sensiblement le même poids de vapeur dans les cylindres, pour obtenir un travail déterminé.

Du tableau ci-dessus, on peut déduire les conditions de marche qui donneront l'équivalence du travail total par coup de piston ; ce sont celles qui correspondent à peu près aux mêmes fractions centésimales de travail, pour chacune des vitesses figurant dans ledit tableau. L'exemple ci-après se rapporte à une vitesse moyenne de 90 kilom. à l'heure.

CONDITIONS DE MARCHE DONNANT L'ÉQUIVALENCE DU TRAVAIL PAR COUP DE PISTON.

DEGRÉ D'OUVERTURE du RÉGULATEUR	ADMISSION H. P.	ADMISSION B. P.	OBSERVATIONS
{ 0.60 0.50	45	60	} Diminution de l'ouverture du régulateur. Augmentation de l'admission H. P. <u>Admission B. P. fixe.</u>
	50	60	
{ 0.60 0.50	45	50	} Diminution de l'ouverture du régulateur. Augmentation de l'admission B. P. <u>Admission H. P. fixe.</u>
	45	60	
{ 0.60 0.80	50	60	} Augmentation de l'ouverture du régulateur. Diminution de l'admission H. P. <u>Admission B. P. fixe.</u>
	45	60	
{ 0.60 0.80	45	70	} Augmentation de l'ouverture du régulateur. Diminution de l'admission B. P. <u>Admission H. P. fixe.</u>
	45	50	

Nous verrons plus loin quelles sont, parmi ces conditions de marche, celles qu'il convient de choisir, en se plaçant plus particulièrement au point de vue économique.

Limitation de la puissance indiquée du fait de la vitesse.

Dans la première partie de cette étude, nous avons donné la loi de variation, avec la vitesse, du travail indiqué par 1'', en palier, eu égard aux résistances de toutes sortes que la locomotive

devait vaincre. Ce travail est une fonction du cube de la vitesse ; on conçoit donc qu'on se heurte à de grandes difficultés lorsqu'on veut accélérer la marche, surtout quand celle-ci est déjà rapide. Pour une charge donnée, il y a nécessairement une limite de vitesse, variable suivant le type de machine, qui sera subordonnée à la puissance maxima de la locomotive. A des conditions de marche déterminées correspond un maximum de travail indiqué, et par suite de vitesse, sur chaque profil. Cette puissance est donc variable dans chaque cas particulier. Prenons pour exemple celle qui a été développée par la locomotive 2.158, à différentes vitesses, lorsque l'ouverture du régulateur et les crans d'admission avaient respectivement les valeurs moyennes de 0.60 et de 45/60 ; la pression à la chaudière était de 15 kilog. et le serrage de l'échappement 0.27. Ce sont ces conditions de marche qui nous ont servi à déterminer le travail moyen, par coup de piston dans les deux cylindres, représenté graphiquement, pour chaque vitesse, par la courbe *a* de la Fig. 5 (Pl. IV). Le quadruple produit de ce travail par le nombre de tours de roues motrices en une seconde, permettra d'évaluer, avec une approximation suffisante, la puissance totale indiquée que la machine développera à chaque vitesse, dans les conditions de marche précitées et quel que soit le profil. La traduction analytique de ces résultats, d'ailleurs sensiblement conformes à ceux que nous a donnés le dépouillement des diagrammes, puisqu'ils ont pour base dans l'un et dans l'autre cas la connaissance des aires figurées par la ligne *a*, a été faite au moyen de la courbe *b*, dont les ordonnées sont proportionnelles au produit des deux coordonnées des divers points de la ligne *a*. L'observation directe nous a fourni des renseignements entre les limites de vitesses de 60 et 125 kilom. ; le calcul indiqué ci-dessus nous a permis de faire, jusqu'à 170 kilom., l'extrapolation de la courbe *b*. Cette dernière présente un maximum, égal à 1.150 chevaux environ, vers 140 kilom.

Si l'on avait adopté d'autres ouvertures du régulateur et des crans d'admission différents, la puissance indiquée maxima, ainsi que la vitesse correspondante auraient eu une autre valeur. Il y a donc, dans chaque cas, une *vitesse critique*, pour laquelle le travail indiqué atteint sa plus grande valeur. Avec les machines express à grandes roues, cette vitesse limite est assez reculée et n'est généralement pas atteinte en pratique.

Toutefois, il y a intérêt à s'en rapprocher le plus possible, autant que le permettra la production de la chaudière, car c'est à cette vitesse que correspond la meilleure utilisation de la machine, le travail produit étant alors maximum. Il est toujours avantageux de faire donner à une locomotive toute la puissance qu'elle est susceptible de fournir, car le capital de premier établissement est ainsi mieux utilisé, lors même que l'usure plus rapide des organes de la machine nécessiterait un entretien plus coûteux.

Relation entre les crans de marche des distributions à haute et à basse pression.

Les crans d'admission, pour un régime de marche déterminé, doivent être réglés de façon à se rapprocher des conditions de fonctionnement les plus rationnelles et les plus économiques.

Au point de vue de la conservation des organes et de la diminution des chances de patinage, on choisira les crans qui donnent lieu à une répartition convenable des travaux entre les deux groupes de cylindres, ainsi qu'aux variations les plus faibles d'efforts tangentiels. Sous le rapport de la puissance, il y aura lieu de chercher les combinaisons de degrés d'admission qui, pour chaque régime, conduisent au plus grand travail indiqué, compatible avec la production de la chaudière. Enfin, la meilleure utilisation de la vapeur aura pour principales caractéristiques, une dépense de vapeur spécifique réduite et un rendement élevé au crochet de

traction. On comprend qu'il soit difficile de satisfaire à la fois à toutes ces exigences qui, le plus souvent, sont inconciliables et l'on devra, dans la plupart des cas, en sacrifier quelques-unes et se borner à avoir les conditions de marche les moins défavorables.

1° HYPOTHÈSE
DE L'ÉGALITÉ
DES TRAVAUX
DANS
LES CYLINDRES

En nous plaçant dans les conditions les plus ordinaires de pression à la chaudière (15 kilog.), d'ouverture de régulateur (0.60) et de serrage de l'échappement (0.27), nous avons déterminé, pour chaque diagramme analysé, la *répartition des travaux entre les cylindres*. Les crans d'admission et les vitesses sont donc les seules variables à considérer. Le tableau ci-après donne les valeurs moyennes du rapport du travail dans les cylindres à basse pression, au travail total indiqué, dans le cas des trains de voyageurs et de marchandises, et pour des conditions de marche différentes.

VALEURS MOYENNES DU RAPPORT DU TRAVAIL DANS LES CYLINDRES B.P., AU TRAVAIL TOTAL.

1° Trains de voyageurs.

VITESSES en KILOMÈTRES à l'heure	CRANS DE MARCHÉ										
	40/45	40/50	40/60	40/70	45/45	45/50	45/60	45/70	50/50	50/60	50/70
60	0.484	0.456	0.398	0.337	0.522	0.496	0.435	0.373	0.546	0.487	0.426
80	0.470	0.442	0.384	0.323	0.508	0.482	0.422	0.360	0.533	0.473	0.413
100	0.438	0.409	0.351	0.291	0.479	0.453	0.393	0.331	0.507	0.446	0.387
120	0.389	0.360	0.301	0.242	0.435	0.409	0.348	0.286	0.465	0.405	0.346

2° Trains de marchandises

	55/50	55/60	55/70	60/50	60/60	60/70	65/50	65/60	65/70
20	0.553	0.509	0.452	0.580	0.533	0.475	0.613	0.568	0.504
40	0.548	0.504	0.447	0.575	0.528	0.470	0.608	0.563	0.499

De l'examen des nombres précédents, on conclut que l'écart des travaux dans les deux groupes de cylindres est d'autant plus notable que la vitesse est plus élevée, et que la différence des admissions dans les cylindres est plus grande. Aux trains express, la puissance indiquée sur les petits pistons est presque toujours supérieure à celle qui est relative aux grands pistons. C'est l'inverse que l'on constate aux trains de marchandises; le plus grand travail relatif qu'aient donné les cylindres à basse pression à ces derniers trains dépasse les 3/5 de la puissance totale.

D'après le tableau ci-dessus, l'écart le plus considérable des travaux, dans les deux groupes de cylindres, se rapporte à la vitesse la plus élevée (120 kilom.) simultanément à la différence

la plus grande entre les crans d'admission H.P. et B.P. (40/70). Néanmoins dans ce cas, qui peut être considéré comme l'un des plus défavorables en service courant, les grands cylindres fournissent encore près du quart de la puissance totale, ce qui est très appréciable; on ne saurait donc en conclure qu'aux très grandes vitesses les locomotives compound fonctionnent à peu près comme des machines à simple expansion. Normalement, avec les crans les plus habituels de 45/60 et à la vitesse de 90 à 100 kilom.-heure, les cylindres à basse pression donnent à peu près les $\frac{2}{5}$ et ceux à haute pression les $\frac{3}{5}$ de la puissance totale. Dans ces conditions de marche qui correspondent à un travail indiqué d'environ 1.000 chevaux, les diagrammes accuseraient respectivement 600 et 400 chevaux sur les pistons H.P. et B.P.

L'examen que nous venons de faire de la répartition de la puissance dans les cylindres conduit à rechercher quelles sont les *conditions de marche qui donnent l'égalité des travaux sur les pistons*, afin que les efforts soient partagés également entre les mécanismes H.P. et B.P., ce qui est favorable à la conservation des organes, diminue les frottements et l'usure et, par suite, la dépense d'entretien. En outre, les écarts de température dans les cylindres H.P. sont moins grands, par conséquent les condensations y sont diminuées.

Nous avons déduit de l'analyse des diagrammes les conditions moyennes de marche qui, aux trains express, donneraient sensiblement l'égalité des travaux dans les cylindres; elles sont consignées dans le tableau suivant. En service courant, elles ne sont guère réalisées, le degré d'admission B.P. n'ayant généralement pas en pratique des valeurs aussi faibles que celles qui sont indiquées ci-après. A ce point de vue il y aurait intérêt à augmenter le diamètre des grands cylindres, le rapport (2,43) du volume de ces derniers à celui des petits cylindres paraissant un peu faible. L'abaissement du point critique est également, au point de vue économique, un *desideratum* qu'on devra chercher à satisfaire, ainsi qu'il résulte des recherches expérimentales sur la machines à expansion multiple, faites récemment en Amérique par le professeur Thurston.

TABLEAU DES CONDITIONS DE MARCHÉ QUI CONDUISENT SENSIBLEMENT A L'ÉGALITÉ DES TRAVAUX
DANS LES CYLINDRES A HAUTE ET A BASSE PRESSION, A DIFFÉRENTES VITESSES.

VITESSES EN KILOMÈTRES A L'HEURE	CRANS D'ADMISSION
60	42/45 — 43/46 — 44/47 — 45/49 — 46/50 — 47/52 — 48/54 — 49/56 — 50/58 — 51/60 — 52/62
80	44/45 — 45/46 — 46/48 — 47/50 — 48/52 — 49/54 — 50/55 — 51/57 — 52/60
100	47/45 — 48/47 — 49/49 — 50/52 — 51/55 — 52/57
120	50/47 — 51/48 — 52/48

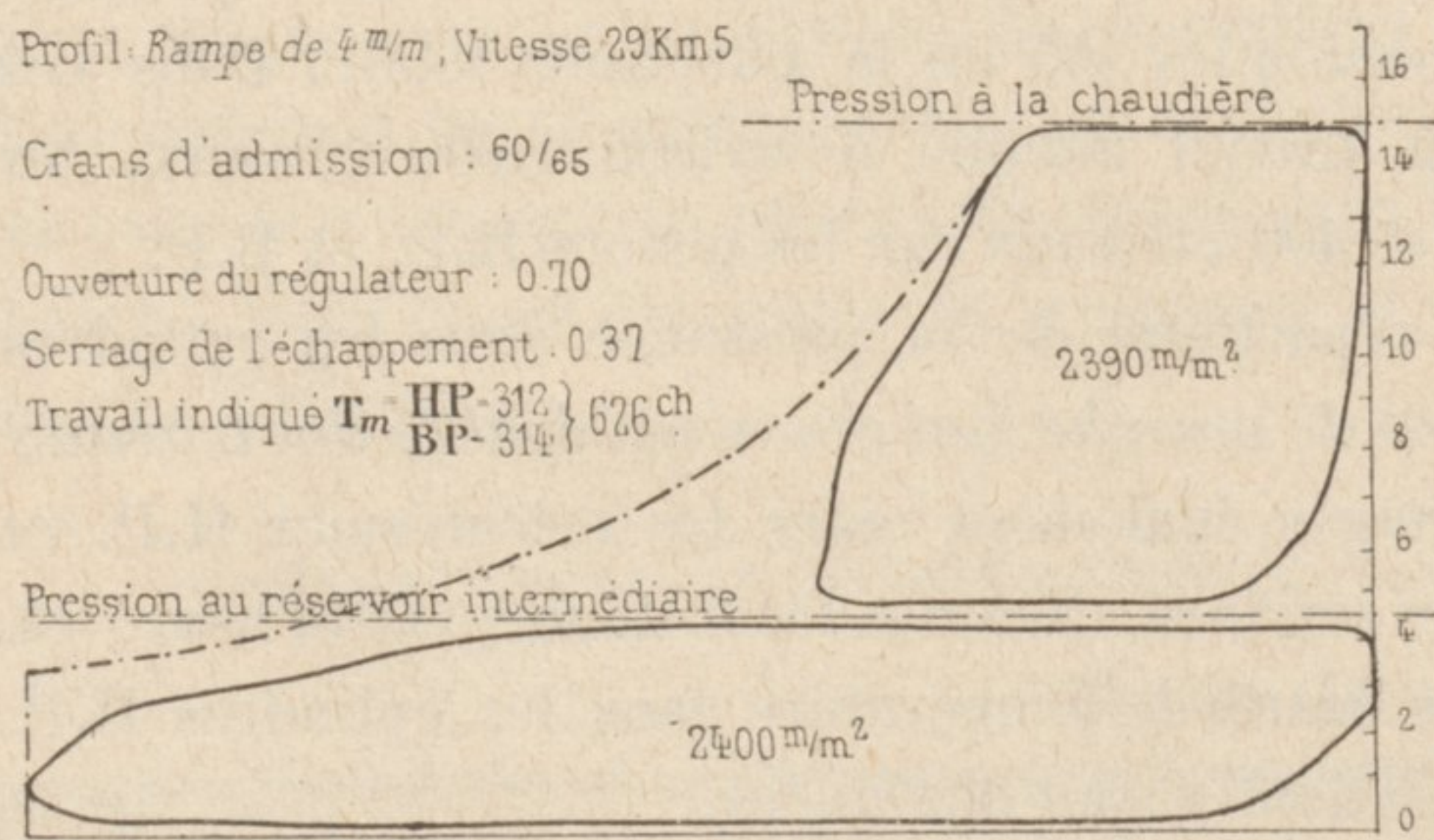
Il a été constaté que la valeur de la pression initiale d'admission avait une faible influence sur la répartition des travaux dans les cylindres. Des résultats ci-dessus, qui s'appliquent à une ouverture moyenne de régulateur de 0.60 et à une pression de 15 kilog. dans la chaudière, on conclut: 1° que l'égalité des travaux peut être obtenue avec des crans dont la corrélation est différente suivant la vitesse. Au fur et à mesure que celle-ci augmente, on devrait

tout en conservant le même degré d'admission H.P. relever la marche B. P. Ainsi, avec le cran H.P. : 50, lorsque la vitesse passe successivement de 60 à 80, 100 et 120 kilom., les crans B.P. correspondants doivent être 58, 55, 52, 47

Fig. 8. — ÉGALITÉ DES TRAVAUX DANS LES CYLINDRES.

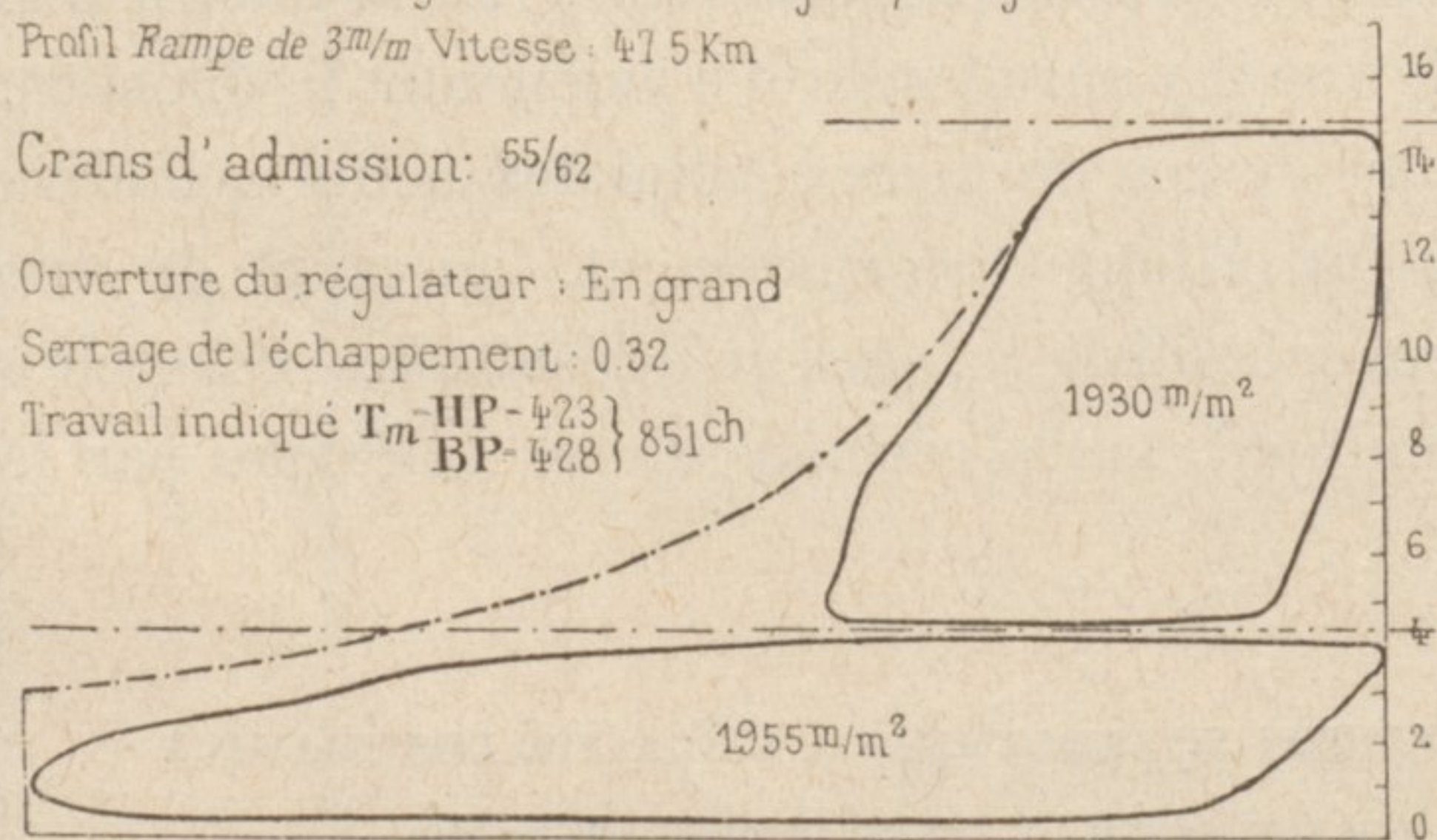
Train 4070 du 27 Janvier 1897. Diag. N°26.

(Charge 682 tonnes; 45 Wagons; Beau temps.)



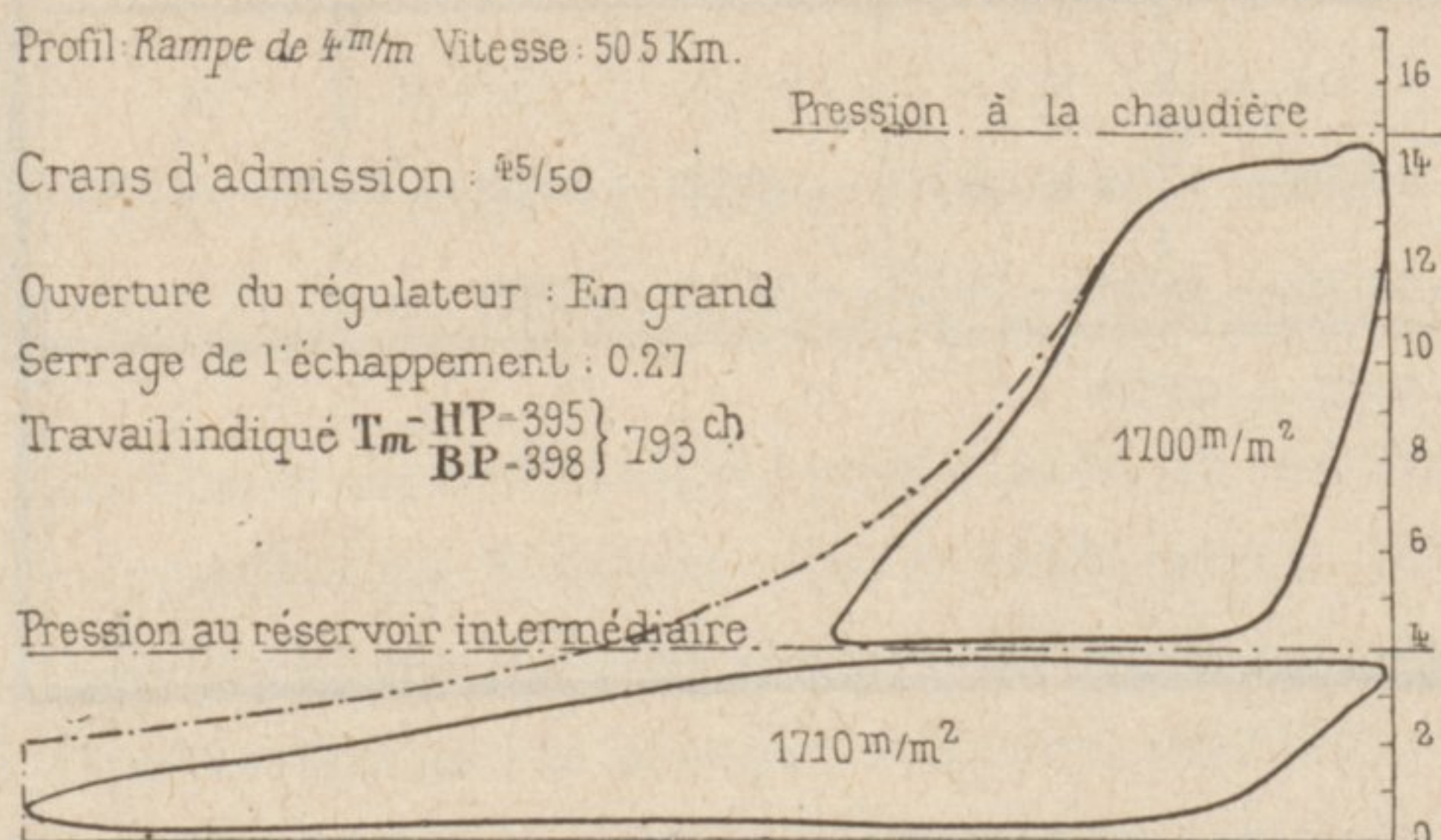
Train 4070 du 13 Janvier 1897. Diag. N°8

(Charge 695 tonnes; 45 Wagons; Rail gras)



Train 4071 du 12 Janvier 1897. Diag. N°17

(Charge 270 tonnes; 49 Wagons vides; Rail un peu gras)



de la basse pression devrait être également 45. Une augmentation du diamètre des grands cylindres permettrait d'allonger davantage la marche de ces derniers, ce qui est avantageux.

correspondants doivent être 58, 55, 52, 47 si l'on a seulement pour objectif l'égalité des travaux.

2° Il existe, pour chaque vitesse, un cran de marche H. P. au-dessous duquel il ne conviendrait pas de descendre, si l'on voulait que la puissance fût également répartie entre les cylindres à haute et à basse pression. Ce cran limite H.P. varie de 42 à 50% suivant que la vitesse se trouve comprise entre 60 et 120 kilom. Le cran le plus faible qui avait été adopté pour les grands cylindres est 45: c'est le minimum pratique d'admission, lequel est assez voisin du point critique (environ 42%).

Dans le tableau précédent, nous n'avons pas donné la corrélation des crans de marche qu'il y aurait lieu d'adopter au-dessus de 52 pour la haute pression, parce qu'aux trains express, on ne fait guère usage d'admissions plus prolongées. Toutefois, nous avons pu constater qu'aux trains de marchandises, ainsi que l'indiquent les diagrammes de la Fig. 8, ci-contre, un écart de 5% entre les admissions donnait à peu près l'égalité des travaux dans les cylindres; la vitesse, qui est généralement assez faible, n'a ici qu'une faible influence sur la modification de ce rapport.

3° Les crans B. P. doivent être le plus souvent supérieurs à ceux H.P. En général, la différence entre les degrés d'admission est assez faible; ainsi, aux trains de marchandises, elle a été de 5 centièmes; aux trains de voyageurs, par exemple à 90 kilom., si l'on fait usage, à la haute pression, du cran 45 le plus habituel, celui

HYPOTHÈSE
DES VARIATIONS
MINIMA
D'EFFORTS
TANGENTIELS.

Nous nous proposerons d'abord d'évaluer l'effort tangentiel *moyen* à la jante des roues motrices, dans les conditions les plus habituelles de la marche, aux trains rapides. Cet effort se déduira de celui qui agit *sur les pistons* et dont la valeur moyenne est: $E_p = \frac{T_m \times 75}{\omega}$

T_m étant le travail indiqué en chevaux et ω , la vitesse des pistons, en mètres par seconde. Avec une charge remorquée de 160 tonnes, $T_m = 970$ chevaux, en palier, à la vitesse de 100 kilom. environ et $\omega = 4^m,15$. Dans ces conditions, qui se rencontrent fréquemment aux trains rapides, $E_p = 17.530$ kilog.

Rapporté à la jante des roues, cet effort deviendra :

$$E = \frac{T_m \times 75^{kgm.}}{\omega} \times \frac{l}{D}$$

Le rapport $\frac{l}{D}$ de la course des pistons au diamètre des roues motrices étant de 0.30, on aura pour l'exemple précédent, comme valeur de l'effort tangentiel pratique :

$$E = \frac{970 \times 75 \times 0.30}{4,15} = 5.259 \text{ kg}$$

Quant à l'effort maximum théorique E_1 rapporté comme le précédent à la jante des roues motrices, il aurait pour expression :

$$E_1 = \frac{pd^2l}{D} + \frac{p'd'^2l}{D} = \frac{l}{D}(pd^2 + p'd'^2)$$

p' et d' sont respectivement égaux à 6 kilog. et à 53 cm., pour les grands cylindres; pour les petits, $d = 34$ cm. et la valeur de p sera soit de 15 kilog., soit de $15 - 6 = 9^{kg.}$, suivant qu'on marchera avec échappements séparés ou en compound. Pour avoir le coefficient d'adhérence moyen, il suffirait de déterminer le rapport de l'effort tangentiel E au poids adhérent (31 t.) soit $\frac{5.259}{31.000} = 0.17$ ou $1/6$ environ.

Nous ferons observer que l'effort tangentiel E n'est pas celui qui, en réalité, est utilisable à la jante des roues, puisqu'il n'a pas été tenu compte des résistances dues au mécanisme qui réduiraient la valeur de E de 10 à 15 % environ.

Cet effort tangentiel doit vaincre la *résistance totale du train*, laquelle serait représentée par le quotient du travail indiqué, exprimé en kilogrammètres, par la vitesse de la machine, exprimée en mètres par seconde, soit dans notre cas :

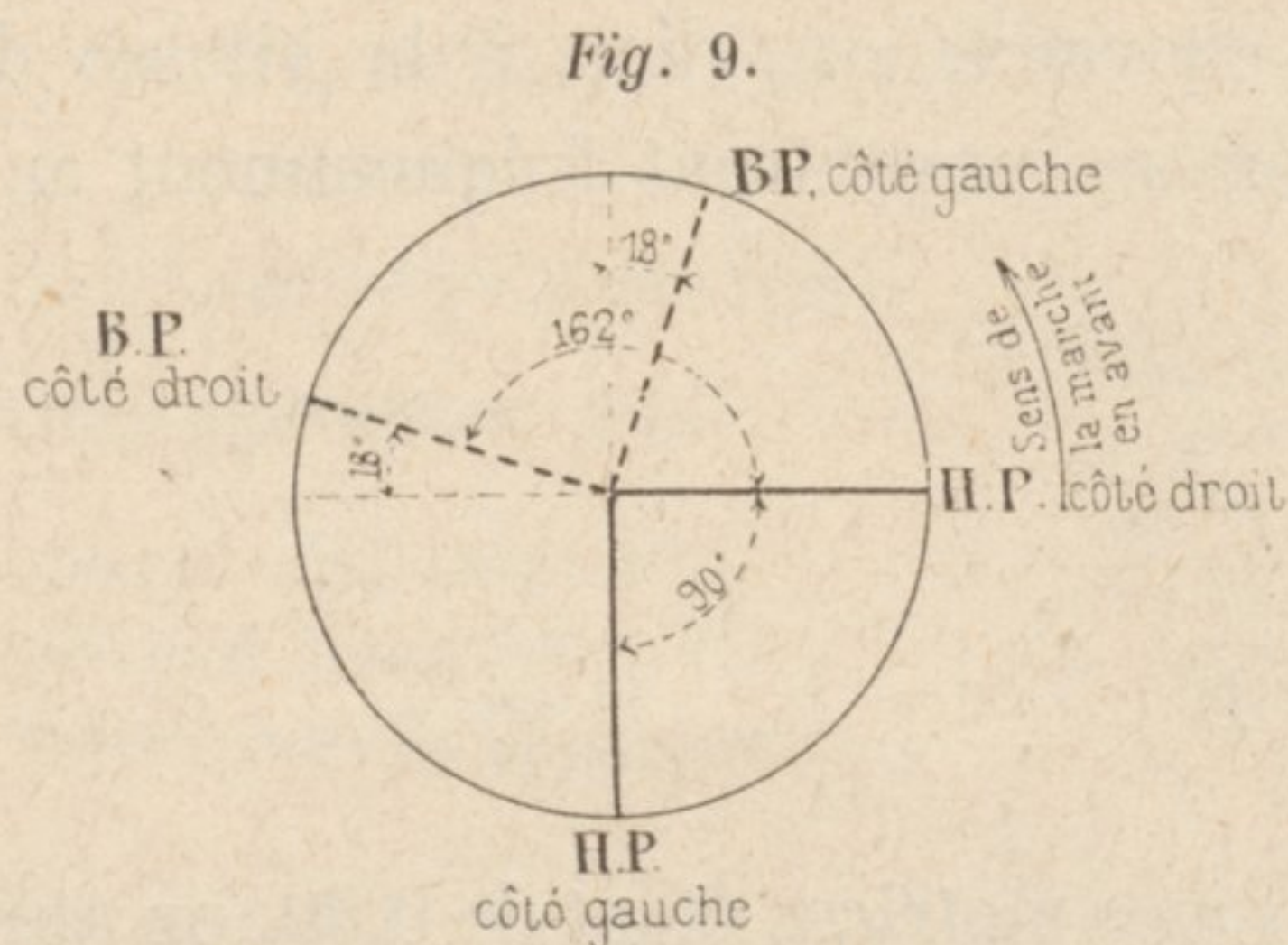
$$\frac{970^{ch.} \times 75^{kgm.} \times 3.600''}{100^{km.} \times 1.000} = 2.619^{kg.}$$

sur lesquels 1.360 kilog. (d'après les moyennes relevées expérimentalement) sont à attribuer au train proprement dit et le reste, soit 49 % environ, à la locomotive et au tender.

Après avoir déterminé la valeur moyenne des efforts qui agissent, soit sur les pistons, soit à la jante des roues, nous nous proposerons d'examiner la variation que subissent ces mêmes efforts pendant un tour de roues, en analysant en particulier l'un des diagrammes qui ont été relevés aux trains express, dans les conditions de marche les plus habituelles. Nous avons choisi le diagramme n° 8 face AV (train 12 du 22 Mars 1897), représenté Fig. 1 (Pl. V). Pour plus de simplicité, nous admettrons que les conditions de travail sont les mêmes de chaque

côté des pistons, ce qui n'offre aucun inconvénient, puisque les indications que nous donnons ici n'ont qu'un caractère relatif.

Les pressions effectives par centim. carré, qui s'exercent pendant la durée des courses directe et rétrograde sur les pistons H. P. et B. P., sont représentées par les ordonnées, positives ou



négatives, comprises dans l'intérieur des aires hachurées de la Fig. 2 (Pl. V). Les lignes *ab* et *cd* figurent les pressions motrices, et les lignes *ef* et *gh*, les pressions résistantes, tracées d'après le diagramme Fig. 1. La mesure directe de ces ordonnées permet d'en déduire la valeur des efforts totaux sur chacun des pistons, que nous représenterons graphiquement, en coordonnées polaires. Les rayons vecteurs figure-

ront les positions des manivelles correspondant à celles des pistons, eu égard aux obliquités de bielles et aux situations respectives qu'occupent, l'un par rapport à l'autre, chacun des boutons moteurs, et qui sont indiquées par le schéma ci-dessus, Fig. 9.

Les pressions totales effectives sur chaque piston, pour les diverses positions des manivelles, seront mesurées sur le diagramme polaire Fig 3, Pl. V, par les portions de rayons vecteurs, positives ou négatives, comprises entre la circonférence des efforts nuls, tracée arbitrairement, et la courbe des efforts relative à chacun des quatre cylindres. En totalisant algébriquement ces forces élémentaires, on obtient une courbe résultante qui montre les variations de l'effort total moteur sur les pistons. Pendant un tour de roues, ce dernier passe quatre fois par des valeurs négatives, à cause de la prépondérance qu'atteignent, pour ces positions des pistons, les compressions, soit dans les petits soit dans les grands cylindres ; il présente également quatre maxima correspondant aux points morts AV et AR des cylindres à haute pression. Si, avec le pôle pour centre, on trace la circonférence de l'effort moyen E_p , on voit, sur la Fig. 3, que le rapport de celui-ci à l'effort maximum est à peine $\frac{1}{2}$. Cette fraction diminue de valeur quand la vitesse devient plus grande et lorsque l'admission dans les cylindres est moins prolongée.

Cette irrégularité dans les efforts sur les pistons se manifeste à un degré beaucoup moindre pour les efforts tangentiels, de sorte qu'en réalité le couple moteur est assez constant, ainsi que le montre le diagramme polaire de la Fig. 4, Pl. V, tracé pour chacune des quatre roues motrices, d'après les données de la Fig. 3 (1).

La totalisation des rayons vecteurs, mesurés positivement ou négativement à partir de la circonférence des efforts nuls, tracée arbitrairement, permet d'avoir la valeur de l'effort tangentiel résultant, pour chaque position des manivelles. Celui-ci passe, pendant un tour de roues, par quatre maxima et par quatre minima. En traçant le cercle de l'effort moyen E , on peut comparer ce dernier au plus grand et au plus petit effort tangentiel ; les rapports qui en résultent sont respectivement égaux à 1,15 et 0,82, de sorte que l'écart, relativement à l'effort moyen, est de 15% en dessus et de 18% en dessous, pour les conditions de marche qui nous ont servi de point de départ. Avec une machine à deux cylindres, la différence eût été notablement plus grande.

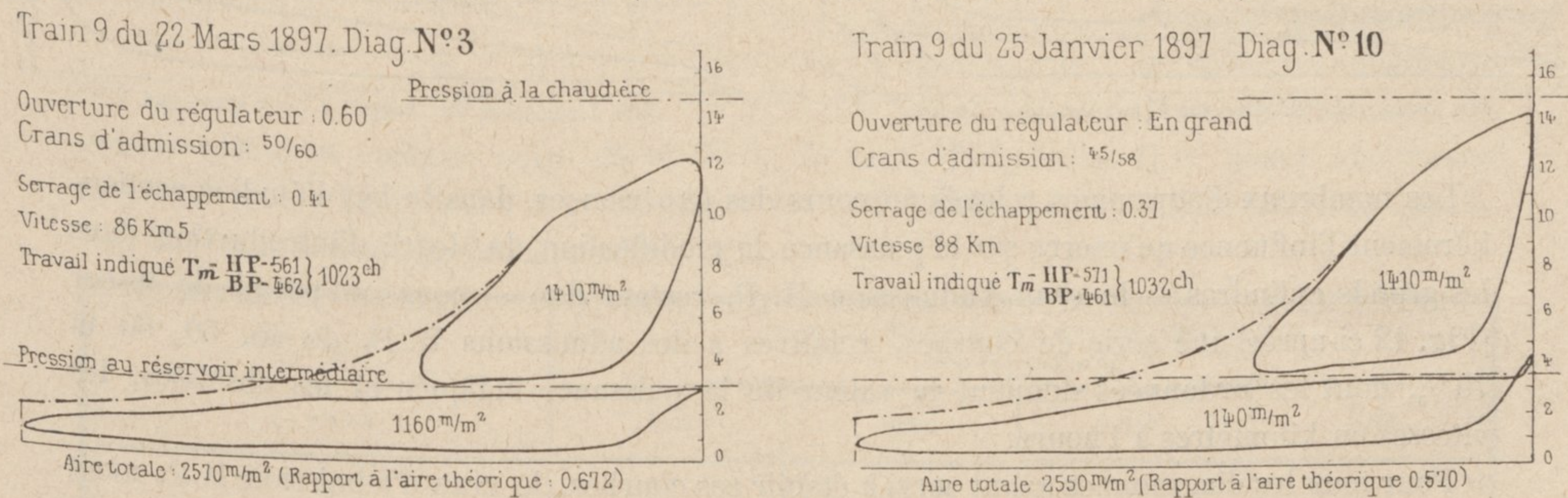
(1) Pour chaque position de l'une des manivelles, l'effort tangentiel peut se déduire graphiquement ou algébriquement de l'effort sur le piston, lequel est donné par la mesure directe des rayons vecteurs, Fig. 3, Pl. V.

Les diagrammes polaires des efforts tangentiels permettent de déterminer facilement, au moyen de quelques tâtonnements, la position la plus favorable qu'il y a lieu de donner aux manivelles les unes par rapport aux autres, pour arriver à régulariser autant que possible les efforts tangentiels. Il suffit de décaler séparément les courbes de la Fig. 4 relatives aux roues motrices H. P. et B. P., d'un certain nombre de degrés dans le sens du mouvement ou dans le sens contraire et de voir le résultat donné par chaque combinaison, en totalisant dans chaque cas les rayons vecteurs des quatre lignes ainsi déplacées ; on comparera alors la nouvelle courbe résultante, à la ligne primitive. Cette étude nous a montré que la position relative des manivelles, qui est indiquée dans la Fig. 9 ci-dessus, donnait les meilleurs résultats, particulièrement dans la marche à grande vitesse. Elle convient également bien pour la facilité des démarrages. Toutefois, elle ne permet pas de donner à l'équilibrage des pièces en mouvement une solution aussi satisfaisante que si les mécanismes H. P. et B. P., de chaque côté de la machine, avaient un calage de 180° au lieu de 162° .

Nous allons appliquer la méthode qui vient d'être exposée pour le tracé des diagrammes polaires d'efforts tangentiels, aux conditions de marche suivantes :

1^{er} CAS : *Modification simultanée de l'ouverture du régulateur et du degré d'admission H.P.*, de manière à n'apporter aucun changement appréciable à la vitesse, à l'aire des diagrammes et par suite à l'effort tangential *moyen*, tout en conservant sensiblement la même admission dans les grands cylindres. Les courbes des efforts tangentiels tracées Fig. 5 et 6 (Pl. VII), sont relatives aux diagrammes représentés Fig. 10 ci-après et relevés, soit avec une ouverture de régulateur de 0.60 et une admission H.P. de 50, soit avec le régulateur ouvert en grand et un degré d'introduction dans les petits cylindres de 45. On constate, dans le premier cas, qu'il y a un écart de 9,3% en plus et 9,8% en moins entre les efforts maxima ou minima pendant un tour de roues, et l'effort moyen, tandis que, dans le second cas, la différence est respectivement de + 11,3% et - 23,5%. Il y a donc intérêt, au point de vue de la régularité du couple moteur, à réduire un peu la section d'ouverture du régulateur et à allonger la marche dans les cylindres H.P.

Fig. 10. — MODIFICATION DE L'OUVERTURE DU RÉGULATEUR CONCURRENTMENT AVEC LA MODIFICATION DES CRANS D'ADMISSION (SANS CHANGEMENT NOTABLE DU TRAVAIL INDIQUÉ).



2^e CAS : *Diminution de l'admission B. P. concurrentement avec l'augmentation de l'admission H.P.*, tout en conservant le même degré d'ouverture du régulateur, de manière à n'apporter aucune modification appréciable à l'aire des diagrammes, ainsi qu'à la vitesse.

Les courbes des efforts tangentiels, tracées Fig. 7 et 8 (Pl. V), se rapportent aux deux diagrammes F et F' représentés dans la Fig. 3 (Pl. 1) et relevés avec des admissions de 45/60 et 47/50. Dans le premier cas, le couple moteur est un peu plus régulier que dans le second, pendant un tour de roues. Quoique la différence soit peu notable, l'allongement de la marche B.P. simultanément avec le relèvement de celle H.P., paraît plus avantageux sous le rapport spécial qui nous occupe.

3^o HYPOTHÈSE
DU PLUS GRAND
TRAVAIL RELATIF
INDIQUÉ.

On a vu précédemment que l'augmentation ou la diminution du degré d'admission dans les grands cylindres avait pour effet — toutes les autres conditions de marche restant les mêmes — de modifier dans le même rapport l'aire totalisée des deux diagrammes de haute et de basse pression. Il en résulte évidemment un accroissement ou une diminution correspondante du travail indiqué, qui se traduit par une accélération ou un ralentissement dans la marche.

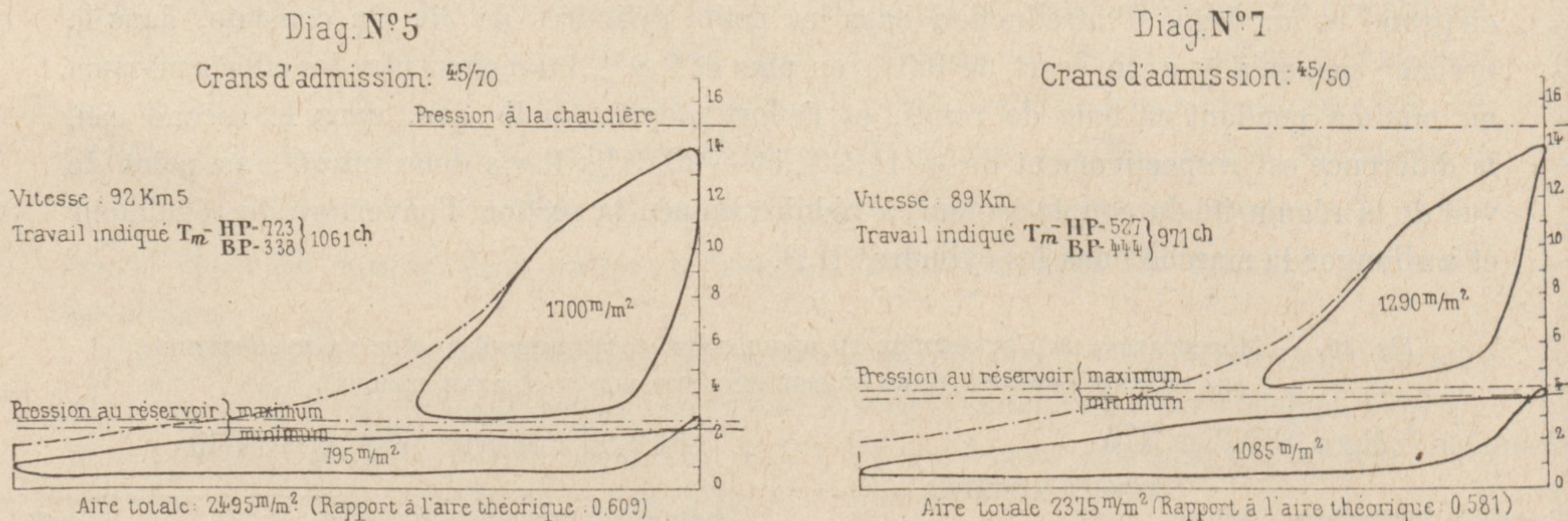
Nous donnerons comme exemple les diagrammes Fig. 11, ci-après, qui ont été pris l'un après l'autre, dans les mêmes conditions de marche, mais avec des degrés d'admission B. P. différents. Le premier a été relevé aux crans 45/70; la vitesse était alors de 92, 5 kilom. et le travail indiqué de 1.061 chevaux. Après avoir ramené le degré d'admission B.P. à 50 sans changer celui H.P., on constata que la nouvelle vitesse de régime, lorsqu'elle fut établie, était descendue à 89 kilom. et le travail sur les pistons à 971 chevaux.

Fig. 11. — RELÈVEMENT DE LA MARCHÉ B. P.

Train 12 du 22 Mars 1897

(Charge 151,2 tonnes, 13 Véhicules, Beau temps.)

Profil: Rampe de 3^m/m; Régulateur ouvert en grand, Serrage à l'échappement: 0,45



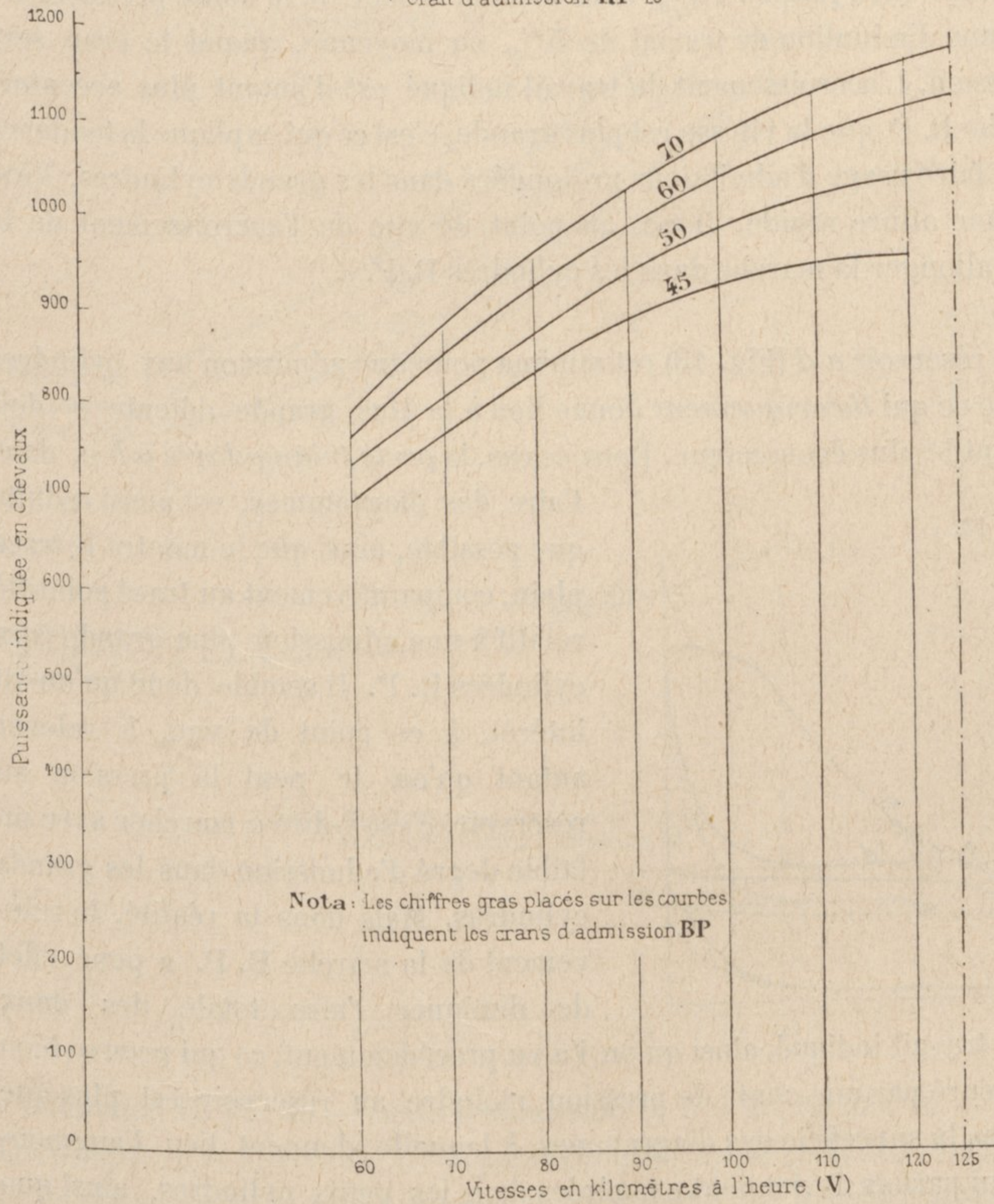
Les nombreux diagrammes relevés au cours des expériences, dans le but d'étudier particulièrement l'influence qu'exerce sur la puissance la modification du degré d'introduction dans les grands cylindres — le cran d'admission H. P. restant fixe — nous ont permis de tracer (Fig. 12 ci-après) une série de courbes, relatives à des admissions B. P. de 45, 50, 60 et 70 %, dont les ordonnées donnent la valeur de la puissance indiquée et les abscisses, les vitesses en kilomètres à l'heure.

Pour tous les diagrammes ayant servi à établir ces courbes, le cran d'admission H.P. avait une valeur moyenne de 45, la pression à la chaudière était de 15 kilog., le degré d'ouverture du régulateur de 0,60 et le serrage de l'échappement: 0,27. Il n'a été tenu compte, autant que possible, que des résultats obtenus à vitesse sensiblement constante; néanmoins la correction nécessitée par l'accélération a été faite dans chaque cas, s'il y avait lieu.

L'examen du graphique ci-dessus montre nettement l'accroissement de travail qui résulte de l'allongement de la marche B.P. pour toutes les vitesses comprises entre 60 et 125 kilom. à l'heure.

Fig. 12. — VARIATIONS DE LA PUISSANCE AVEC LE DEGRÉ D'ADMISSION AUX CYLINDRES B. P.

Conditions moyennes de marche { Pression à la chaudière 15 Kg.
Degré d'ouverture du régulateur : 0,60
Serrage de l'échappement : 0,27
Cran d'admission HP 45



de l'allongement de la marche B.P. pour toutes les vitesses comprises entre 60 et 125 kilom. à l'heure.

L'allure de ces courbes fait voir également que si elles étaient prolongées suffisamment, au delà de 120 kilom. de vitesse, elles présenteraient un maximum, ce qui corrobore la remarque faite précédemment au sujet de la courbe *b* (Fig. 5, Pl. IV). On se rend compte aussi que plus l'admission est prolongée dans les cylindres B. P. plus se trouve reculée la limite de la vitesse *critique*, pour laquelle le travail moteur ne croîtrait plus, même en supposant que la chaudière eût une production illimitée.

Le tableau suivant donne les variations de la puissance indiquée avec la vitesse, pour des degrés d'introduction dans les

grands cylindres compris entre 45 et 70%, le cran d'admission H.P. ayant une valeur moyenne de 45. La pression à la chaudière est de 15 kilog., le degré d'ouverture du régulateur 0.60 et le serrage de l'échappement 0.27.

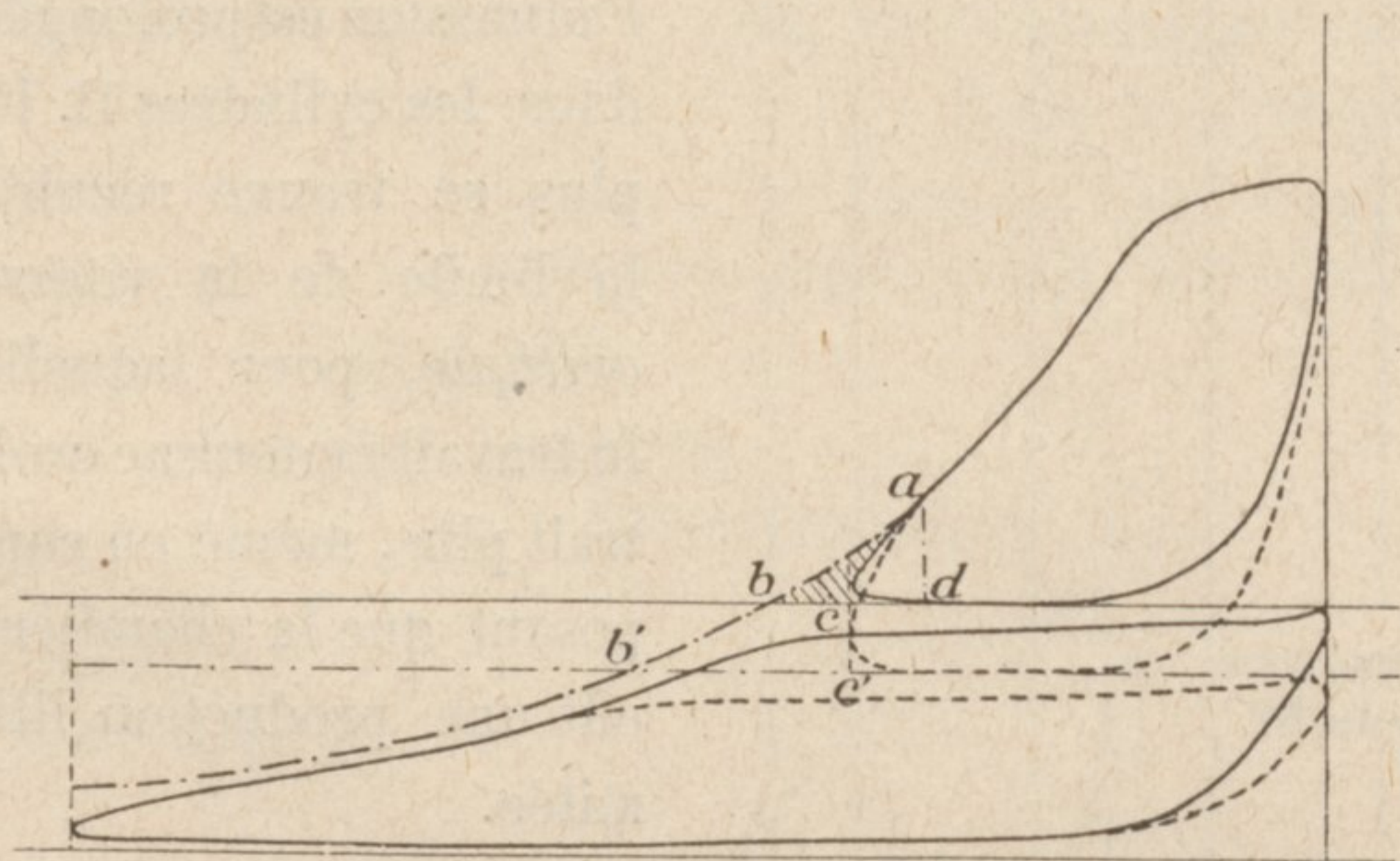
VITESSES EN KILOMÈTRES A L'HEURE	TRAVAIL INDIQUÉ MOYEN, EN CHEVAUX POUR DES CRANS DE			
	45/45	45/50	45/60	45/70
60	695	730	765	795
80	840	880	925	965
100	930	990	1035	1080
120	960	1045	1110	1165

Pour des admissions comprises entre 45/45 et 45/70, le travail indiqué a varié, suivant la vitesse, de 695 à 1.165 chevaux. Pour une même vitesse, on constate des différences notables dans la puissance, suivant le degré d'introduction dans les cylindres B.P. Ainsi, à 60 kilom., l'écart est de 100 chevaux et il peut atteindre 205 chevaux à 120 kilom., quand on passe des admissions 45/45 à 45/70. Si l'on prend pour terme de comparaison le travail développé aux crans habituels de 45/60, la puissance indiquée peut accuser une augmentation d'environ 4,5 %, lorsqu'on allongera la marche B.P. jusqu'à 70 %, sans toucher à celle de la haute pression. On constatera, au contraire, une diminution de travail de 5 %, en moyenne, quand le cran sera relevé à 50 à la basse pression. L'accroissement du travail indiqué est d'autant plus accentué, quand on allonge la marche B. P. que la vitesse est plus grande, c'est ce qui explique la tendance qu'ont les mécaniciens de faire usage d'admissions prolongées dans les grands cylindres, lorsqu'ils veulent marcher à une allure rapide. Donc, au point de vue de l'accroissement de la puissance, il y a intérêt à allonger la marche dans les cylindres B. P.

4^e HYPOTHÈSE
D'UNE CHUTE
DE PRESSION
MINIMA
AU RÉSERVOIR
INTERMÉDIAIRE.

La chute de pression au réservoir *a d* (Fig. 13) est minima pour une admission aux cylindres B.P égale au point critique ce qui *théoriquement* donne lieu à la plus grande détente et doit conduire au fonctionnement le plus économique. Dans ce cas, la *perte triangulaire a b c*, dans

Fig. 13.



l'aire des diagrammes, est aussi réduite que possible, ainsi que le montre le tracé plein, comparativement au tracé pointillé relatif à une admission plus grande aux cylindres B. P. Il semble donc qu'on ait intérêt, à ce point de vue, à relever autant qu'on le peut la pression au réservoir, c'est-à-dire à marcher avec un faible degré d'admission dans les grands cylindres. Mais dans la réalité, le relèvement de la marche B. P. a pour effet de diminuer l'aire totale des deux

diagrammes et par suite le travail indiqué, ainsi qu'on l'a vu précédemment, ce qui prouve bien que le gain de surface procuré par une chute de pression moindre au réservoir est plus que compensé par la perte, dans la superficie des diagrammes, à laquelle donnent lieu l'augmentation des compressions, qui parfois deviennent exagérées dans les petits cylindres, ainsi que l'accroissement du laminage pendant l'admission dans ceux B.P. D'ailleurs, une chute intentionnelle de pression au réservoir n'est pas défavorable à un fonctionnement économique, car la détente qui en résulte, se produisant sans travail externe, donne lieu à un léger surchauffage, qui sèche partiellement la vapeur avant son introduction dans les grands cylindres.

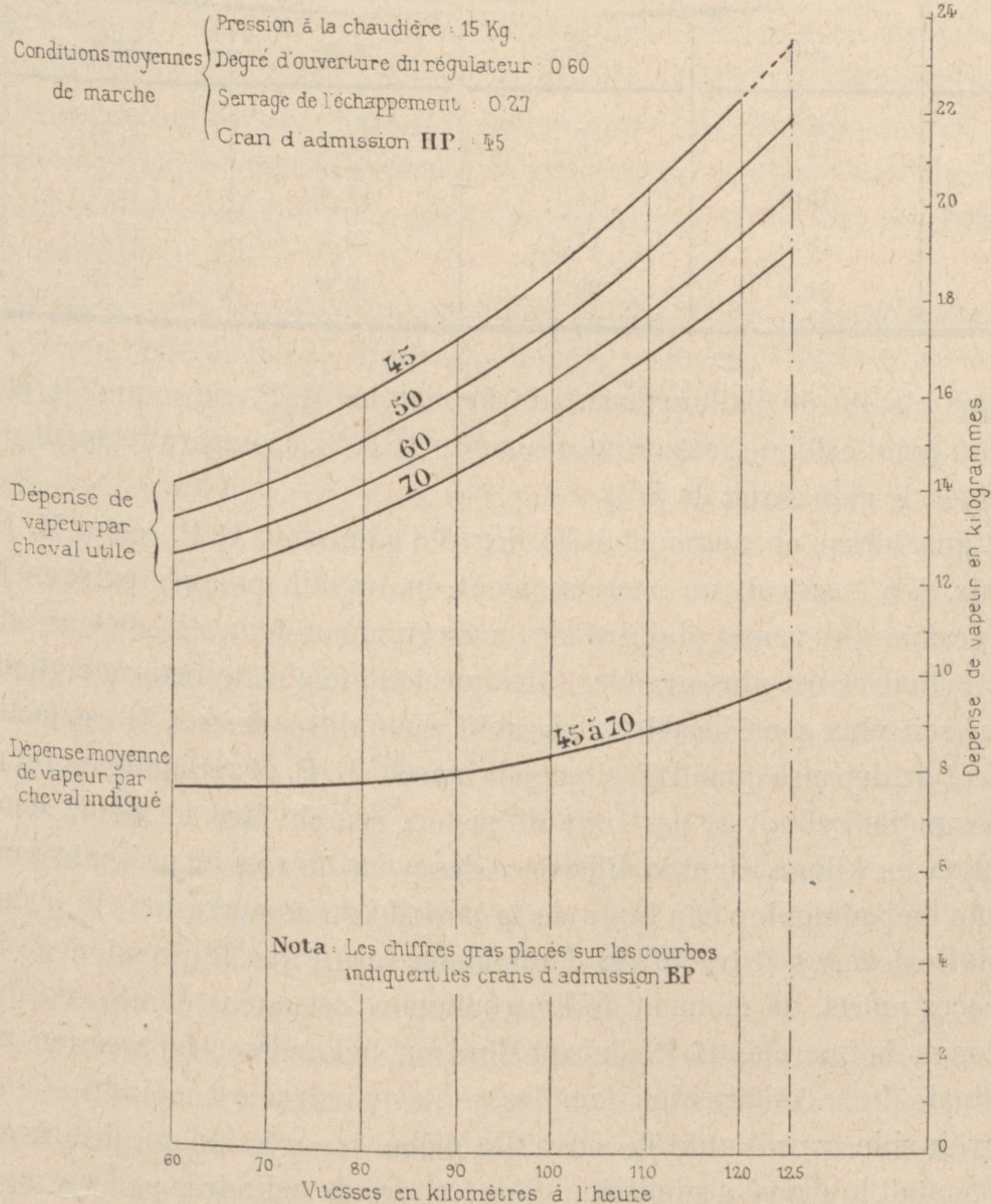
5^e HYPOTHÈSE
DU
FONCTIONNEMENT
LE PLUS
ÉCONOMIQUE.

Les conditions de marche qui conduiront au fonctionnement le plus économique devront donner la dépense de vapeur par cheval la plus faible et le rendement le plus élevé au crochet de traction.

Proposons-nous tout d'abord de déterminer *la dépense de vapeur apparente*, lorsque le degré d'admission varie dans les grands cylindres, toutes les autres conditions de la marche ne subissant aucune modification. Le calcul de la consommation de vapeur, déduite de l'examen des diagrammes, et obtenue en défalquant du poids de vapeur présent dans chaque cylindre

H. P., au commencement de la détente, celui qui s'y trouve renfermé à la fin de la compression, ne peut donner une indication précise sur la dépense réelle, puisqu'on ne connaît ni la quantité

Fig. 14. — DÉPENSE DE VAPEUR APPARENTE PAR CHEVAL-HEURE.



d'eau entraînée, ni celle qui résulte de la condensation dans les cylindres. Toutefois, ce renseignement permet d'établir, dans certains cas, des comparaisons sur l'utilisation de la vapeur.

Le procédé de détermination de la dépense *sensible* est connu (1); nous avons seulement consigné graphiquement les résultats de nos calculs dans la Fig. 14 ci-dessus. Les vitesses ont été portées en abscisses et les consommations de vapeur par cheval-heure, en ordonnées. Les conditions de marche auxquelles se rapportent ces courbes de dépense de vapeur sont les suivantes : pression à la chaudière 15 kilog. — degré d'ouverture du régulateur 0.60 — cran

d'admission H. P. : 45 — crans d'admission B. P. : 45, 50, 60, 70 — vitesses de 60 à 125 kilom. On voit par cette figure que la consommation de vapeur croît très rapidement avec la vitesse et que le fonctionnement le plus économique correspond aux degrés d'admission B. P. les plus élevés, tout au moins en ce qui concerne la quantité de vapeur dépensée par cheval *utile* et c'est là surtout ce qu'il est intéressant de considérer. Les essais entrepris à la Compagnie P.-L.-M. sur les locomotives compound à grande vitesse et dont M. Privat a rendu compte dans la *Revue* (2) ont conduit aux mêmes conclusions. La consommation de vapeur par cheval

(1) Si Q' et Q représentent les volumes en mètres cubes qu'occupe la vapeur, en tenant compte des espaces morts, dans un des cylindres H.P., au commencement de la détente et à la fin de la compression; δ' et δ les poids de 1^{mc} de vapeur qui correspondent aux pressions absolues relevées sur les diagrammes aux points sus-mentionnés, le poids de vapeur consommé, par coup de piston, sera $Q' \delta' - Q \delta$ et, par heure : $P = 4 (Q' \delta' - Q \delta) n$, étant le nombre de tours de roues motrices en une heure. Dans le cas qui nous occupe, V étant la vitesse de la marche en kilom. à l'heure, $D = 2^m 13$ le diamètre des roues motrices, on a :

$$n = \frac{1.000 V}{\pi D} = 149,44 V, \text{ d'où } P = 597,76 V (Q' \delta' - Q \delta).$$

(2) N° de Mars 1896.

indiqué paraît être constante, quel que soit le degré d'introduction dans les grands cylindres. Le tableau suivant complète les données fournies par le graphique de la Fig. 14.

VITESSES EN KILOMÈTRES A L'HEURE	DÉPENSE DE VAPEUR APPARENTE PAR CHEVAL-HEURE UTILE			
	CRANS D'ADMISSION			
	45/45	45/50	45/60	45/70
	k.	k.	k.	k.
60	14	13.1	12.4	11.7
80	15.8	14.9	14.0	13.3
100	18.6	17.4	16.3	15.5
120	22.2	20.7	19.3	18.2

L'économie de vapeur qui résulte de l'allongement de la marche B. P. au cran 70, par rapport au cran 45, voisin du point critique, est en moyenne de 16,5 %. Comparativement au cran 60 qui est le plus habituel, le gain serait de 5 %.

On a vu précédemment que lorsqu'on augmentait le degré d'admission B. P., celui H. P. conservant la même valeur, il s'ensuivait un accroissement du travail indiqué, puisque la surface totale des deux diagrammes devenait plus grande, mais en même temps la dépense de vapeur apparente dans les cylindres est plus grande, sans que toutefois cette consommation, rapportée au cheval indiqué soit plus considérable, ainsi qu'il a été dit ci-dessus. Il est facile d'expliquer cet accroissement de dépense quand on allonge la marche B. P. et quoique le volume de vapeur introduit dans les petits cylindres, par coup de piston, semble être le même dans tous les cas. La consommation en kilogr. étant la différence des poids de vapeur présents dans chaque cylindre H.P. à la fin de l'admission et à la fin de la période de compression, le terme additif reste le même, mais le terme soustractif est d'autant plus petit que la pression de la vapeur qui remplit les espaces morts, au moment de l'introduction, est moins élevée, ce qui se produit quand on allonge la marche B. P. puisqu'alors on fait baisser la pression au réservoir et que la valeur finale de la compression dans les petits cylindres est moindre.

Il était intéressant de savoir si le travail utile T_u suivait la même progression que le travail indiqué T_m lorsqu'on augmentait le degré d'admission dans les grands cylindres ; en un mot, quelles étaient les variations que subissait le rendement brut $\frac{T_u}{T_m}$.

Nous avons constaté que, dans ces conditions, T_u s'accroissait un peu plus rapidement que T_m , de sorte que le rapport ci-dessus se trouvait quelque peu augmenté pour les admissions B.P. prolongées. Ainsi, lorsqu'on passe du cran 45 au cran 70, le rendement est porté, en moyenne, de 53 à 54,6 % à la vitesse de 60 kilom. et de 46,6 à 47 à 120 kilom.

Dans les conditions les plus habituelles de la marche, il y aurait donc une augmentation de rendement d'environ 1 %. Il convient d'attribuer ce résultat uniquement à la différence des résistances du mécanisme de la machine, selon que le cran de marche B.P. a une valeur plus ou moins grande, puisque les autres éléments de résistance restent les mêmes, à égalité de vitesse. Il a été constaté maintes fois que lorsqu'on adoptait un degré d'admission, dans les grands cylindres, voisin du point critique, l'excès de compression qui en résultait dans les cylindres H.P. donnait lieu à des réactions très sensibles sur les pièces du mécanisme et par répercussion sur le châssis, par l'intermédiaire des boîtes à huile. On éprouvait nettement le sentiment que la machine ne pouvait *courir* avec facilité et que son allure n'avait pas la douceur que lui aurait donnée une marche B. P. plus allongée, ce qui confirme la remarque

faite plus haut au sujet de l'augmentation de résistance du mécanisme avec le relèvement de la marche B.P., M. von Borries conseille également (1), pour les machines compound, de ne pas faire usage de crans trop faibles afin de ne pas exagérer l'importance de la compression dans les cylindres H.P. et aussi, pour réduire au minimum les frottements du mécanisme, par conséquent, permettre à la locomotive de marcher avec aisance. Nos mécaniciens savent intuitivement que pour marcher à grande vitesse, il est nécessaire d'augmenter le degré d'introduction dans les grands cylindres, tout en restant cependant dans des limites convenables afin de proportionner la dépense de vapeur, qui devient alors plus grande, à la production de la chaudière, et aussi pour éviter un arrachement du feu, résultant d'un tirage un peu plus énergique.

D'autre part, si l'on compare l'aire totalisée des deux diagrammes H.P. et B.P. à l'aire théorique limitée par la courbe de détente isotherme tracée à partir du point de fermeture de la ligne d'admission dans le petit cylindre, ainsi qu'on l'a fait pour les diagrammes de la Fig. 11 du texte, dans lesquels les crans B.P. sont différents (70 et 50), toutes les autres conditions de la marche restant les mêmes, on voit que le rapport ρ des surfaces est de 0,609 dans le premier cas et de 0,581 dans le second. Ces nombres donnent la mesure du coefficient d'utilisation du travail théorique, ainsi qu'une indication sur l'imperfection de la marche, laquelle sera d'autant plus économique que le diagramme réel se rapprochera plus du diagramme théorique. On arrive au même résultat en ce qui concerne les diagrammes D,D' — E,E' — F,F' de la Fig. 3 (Pl. I) comparés deux à deux, et pour lesquels on a cherché à réaliser le même travail indiqué, avec les combinaisons de crans 50/60 et 52/52, 45/60 et 47/60, c'est-à-dire en allongeant un peu la marche H. P. tout en relevant celle B. P. D'après les valeurs du rapport ρ portées sur les diagrammes, il est aisé de se rendre compte que l'avantage reste toujours aux crans d'admission les plus élevés dans les grands cylindres, ce qui corrobore les conclusions que nous avons déjà tirées précédemment en nous plaçant au point de vue de la dépense apparente de vapeur et du rendement au crochet de la traction.

En dernier lieu, si nous établissons la même comparaison pour des ouvertures de régulateur différentes, concurremment avec une modification des crans d'admission, notamment celui H.P. sans changement apporté au travail indiqué, on voit par les diagrammes Fig. 10 du texte, relevés avec des crans de 50/60 et 45/58, lorsque le régulateur était ouvert soit à 0,60, soit en grand, que le rapport de l'aire des diagrammes à l'aire théorique est respectivement dans ces deux cas de 0,672 et 0,570. Il y a donc intérêt à réduire la section d'ouverture du régulateur et à prolonger un peu plus l'admission dans les petits cylindres, ce qui diminue d'ailleurs les pertes thermiques dans ces derniers; ces conditions, jointes à l'emploi de crans d'admission élevés dans les cylindres B.P. sont celles du fonctionnement le plus économique.

RÉSUMÉ ET CONCLUSIONS.

L'étude précédente a permis de se rendre compte, particulièrement aux grandes vitesses, de l'utilisation de la vapeur dans les cylindres des locomotives compound du type de la machine 2.158; c'est, croyons-nous, à ces expériences que, pour la première fois, on a pu relever des diagrammes à des vitesses de 120 à 125 kilom. à l'heure.

(1) Voir l'*Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens*, 1897, cahier n° 6.

Le dépouillement des résultats a montré que, en résumé, dans les conditions de marche suivantes, qui sont les plus habituelles aux trains rapides : vitesse moyenne, 90 à 95 kilog. à l'heure — pression dans la chaudière 15 kilogr. — ouverture du régulateur 0.60 — crans d'admission 45/60 — serrage de l'échappement, 0.27, les *diagrammes H.P.* accusaient une pression initiale d'admission de 12,5 kil. et une contrepression moyenne de 3,4 kil. La tension de la vapeur dans le réservoir intermédiaire était de 2,9 kil. (avec des variations qui, dans un tour de roues, ne dépassaient guère 1/8 de kilog.) et la chute au réservoir de 3,6 kilog. La différence des pressions entre le petit cylindre, vers le milieu de la période d'échappement, et le grand cylindre au commencement de l'admission, atteignait 0,7 kilogr. environ. Les *diagrammes B. P.* ont donné comme valeur moyenne de la contrepression 1/2 kilogr., ce qui correspond à un travail résistant de près de 150 chevaux. La compression dans les cylindres H. P. n'avait généralement pas une valeur trop élevée, mais il n'en était pas de même pour les cylindres B. P., malgré un découverture intérieur de 3^m/_m pour chacune des bandes des tiroirs. En portant ce découverture à 5^m/_m, l'inconvénient d'une compression exagérée disparut en partie et la contrepression fut également diminuée, mais dans de faibles proportions. Avec 7^m/_m, on ne constata aucun avantage, relativement à la disposition précédente, tout au moins jusqu'à la vitesse de 100 kilom. à l'heure.

La discussion des résultats d'expériences a permis d'étudier l'influence de la vitesse, du degré d'ouverture du régulateur et des crans d'admission H.P. et B.P. sur l'aire des diagrammes, et de voir dans quelles limites on pourrait faire varier chacun des trois derniers éléments, soit pour conserver l'équivalence du travail dans les cylindres, soit pour accroître la puissance indiquée. Cette analyse nous a montré qu'avec une machine donnée et pour des conditions de marche déterminées, il existait une puissance limite et une vitesse maxima ou *critique*, généralement assez éloignée des vitesses habituellement atteintes en pratique et pour laquelle le travail indiqué atteint sa plus grande valeur.

Il restait à examiner quels étaient les degrés d'ouverture de régulateur et d'admission dans les cylindres les plus convenables à adopter, en se plaçant au point de vue de la conservation des organes, du plus grand travail développé et du fonctionnement le plus économique.

Considérons d'abord les deux hypothèses d'une grande ouverture de régulateur avec faible admission dans les petits cylindres ou d'une ouverture modérée (ne dépassant pas les 2/3) avec admission H. P. prolongée, le cran de marche B. P. ainsi que la puissance développée conservant la même valeur. Dans le premier cas, la chute de pression entre la chaudière et les boîtes à vapeur est plus faible que dans le second, par suite la pression dans les cylindres H. P. et B. P., au commencement de l'admission, a une valeur plus grande. Mais comme nous avons supposé que le travail indiqué restait le même, c'est-à-dire que la pression moyenne dans les cylindres ne subissait pas de modification, le laminage plus grand auquel donne lieu, pendant l'admission, l'ouverture plus réduite des lumières H. P., produit une diminution de l'aire des diagrammes, qui compense l'augmentation de leur surface résultant d'une pression initiale plus élevée.

Dans le second cas, on constate les avantages suivants : atténuation des variations de pression et des « coups de bélier » dans les boîtes à vapeur, ce qui donne un écoulement plus continu par les tuyaux pendant la période d'admission. La vapeur est aussi plus sèche, les entraînements d'eau moindres, les frottements et l'usure des tables et des tiroirs plus faibles, les efforts tangentiels sont plus réguliers. Enfin, le rapport de l'aire totalisée des deux diagrammes H. P. et B. P. à l'aire théorique est plus grand et la dépense de vapeur par cheval moins élevée. Il est donc préférable, sous tous les rapports, de marcher, par exemple, avec une ouverture de régulateur de 0.60 et des crans 50/60, plutôt qu'avec 0.80 et 45/60.

Envisageons en second lieu les deux hypothèses d'une admission B. P. soit modérée, soit prolongée, le degré d'introduction H. P. étant simultanément augmenté ou diminué, de telle façon que le travail total reste constant, le degré d'ouverture du régulateur ayant la même valeur dans les deux cas. Le seul intérêt qu'il y ait, aux trains rapides, à relever la marche B. P. réside dans la possibilité de se rapprocher, par ce moyen, de l'égalité des travaux dans les cylindres à haute et à basse pression, ce qui est certainement favorable à la conservation des organes (l'essieu coudé excepté) et ce qui répartit mieux en marche les actions sur la voie. Aux trains de marchandises, il a été constaté également que pour atteindre le même but, il fallait adopter des crans d'admission dans les cylindres très peu différents.

D'un autre côté, il y a intérêt à allonger la marche B. P., et par conséquent à abaisser la pression au réservoir, pour les motifs suivants : diminution des efforts moléculaires sur l'essieu coudé qui, dans les conditions de marche les plus habituelles, reçoit à peine en moyenne les $\frac{2}{5}$ du travail total — réduction de la compression dans les cylindres H. P., ainsi que du laminage pendant l'admission dans les grands cylindres — roulement de la machine plus aisé et plus doux aux grandes vitesses — rendement au crochet de traction légèrement augmenté, enfin meilleure utilisation de la vapeur, ainsi qu'il appert de la comparaison de l'aire totalisée des deux diagrammes H. P. et B. P. avec l'aire théorique et aussi du calcul de la dépense *apparente* de vapeur par cheval utile. Cette dernière est plus faible lorsque l'admission B. P. est prolongée, quoique les écarts de température soient moins bien répartis entre les petits et les grands cylindres.

En dernier lieu, si l'on maintient constant le degré d'admission H. P. et qu'on allonge la marche B. P., l'aire totale des diagrammes est accrue, malgré la chute de pression plus grande au réservoir ; par conséquent la vitesse et le travail indiqué sont augmentés, sans pour cela qu'on perde les avantages économiques qui viennent d'être énumérés. D'ailleurs, on a vu qu'il y avait avantage, en ce qui concerne les petits cylindres, à réduire intentionnellement, au moyen du régulateur, la pression initiale d'admission ; pourquoi n'en serait-il pas de même aux grands cylindres, pour lesquels le réservoir intermédiaire joue le rôle de boîte à vapeur ?

Donc, si l'on veut bien sacrifier la condition d'égalité des travaux dans les cylindres, qui en réalité n'influence pas le fonctionnement économique, il conviendrait d'adopter aux trains express, à égalité de puissance développée, la combinaison des crans de marche présentant le plus grand écart entre les admissions, par exemple 45/60 de préférence à 47/50, le travail indiqué étant sensiblement le même, dans l'une ou l'autre hypothèse.

En résumé, il y a intérêt, pour les locomotives compound à grande vitesse du type qui est en usage à la Compagnie du Nord, à ouvrir modérément le régulateur et à faire usage d'admissions prolongées dans les petits *et surtout dans les grands cylindres* ; la différence la plus convenable entre ces admissions paraît être d'environ 20% soit, pour les trains rapides, 40/60, 45/65, 50/70. Ces conditions de marche donnent lieu, il est vrai, à une répartition inégale de la puissance entre les deux groupes de cylindres, surtout aux très grandes vitesses, mais il est utile de retenir que, même alors, le travail sur les pistons B. P. représente encore les $\frac{3}{10}$ de la puissance totale.

En dehors de ces conclusions pratiques — intéressant particulièrement le fonctionnement des locomotives compound à grande vitesse — qui se dégagent des expériences dont nous venons de donner le compte rendu, nous en avons également tiré quelques remarques, concernant plus spécialement la construction et les proportions de certains organes de ces machines notamment, pour les cylindres à haute pression : l'augmentation du diamètre des tuyaux d'admission et

de la capacité des boîtes à vapeur, l'adjonction d'enveloppes isolantes aux fonds de ces cylindres ; pour ceux à basse pression : un accroissement de leur volume et de celui des espaces morts, ainsi qu'une augmentation modérée des découverts intérieurs des tiroirs . La plupart des modifications susdites ont été faites sur les 20 locomotives compound à voyageurs (série 2.161-2.180) dont la *Société Alsacienne* achève en ce moment la construction. Les premiers résultats donnés jusqu'ici par celles de ces machines qui sont actuellement en service, ont déjà confirmé les prévisions favorables que les essais effectués avec la locomotive 2.158 avaient suggérées. Toutes les améliorations reconnues nécessaires au cours de ces expériences, recevront également leur application dans la nouvelle machine à grande vitesse à 4 cylindres, à double expansion, d'une puissance de 1.500 chevaux que M. du Bousquet, Ingénieur en Chef, a fait mettre à l'étude à la Compagnie du Nord, d'après ses indications.

(Fin).

Graphiques de trains effectués

Fig.1

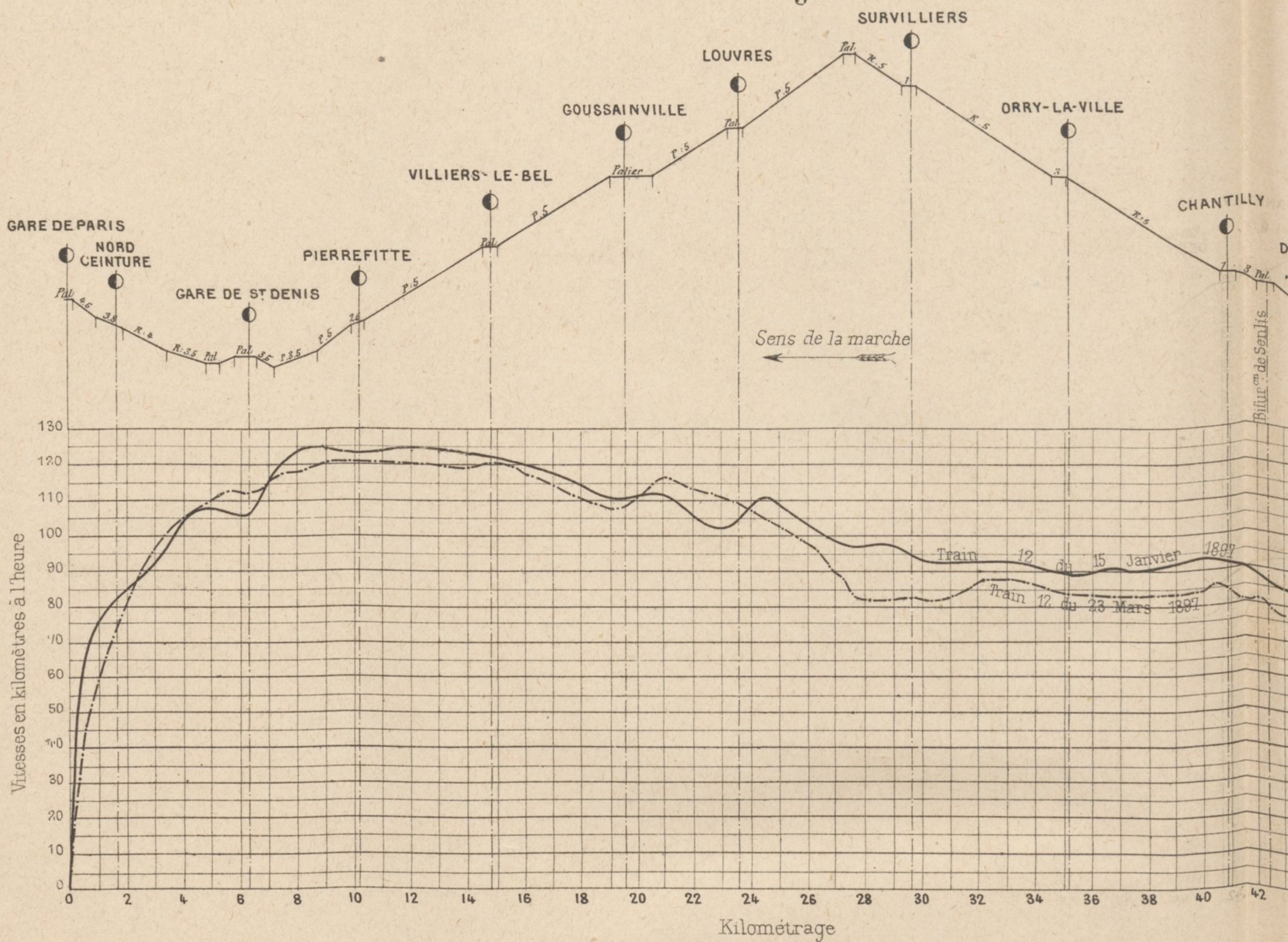
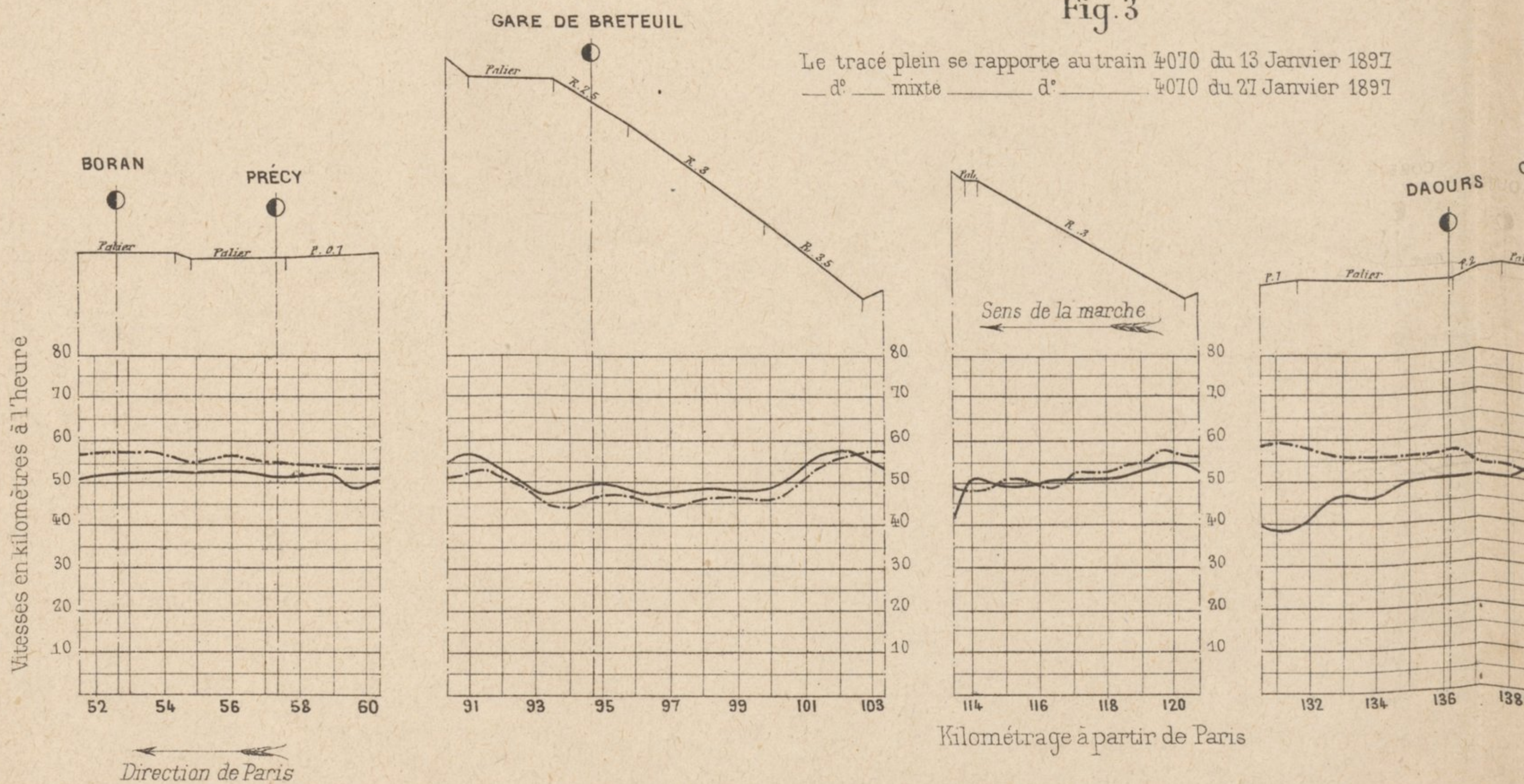
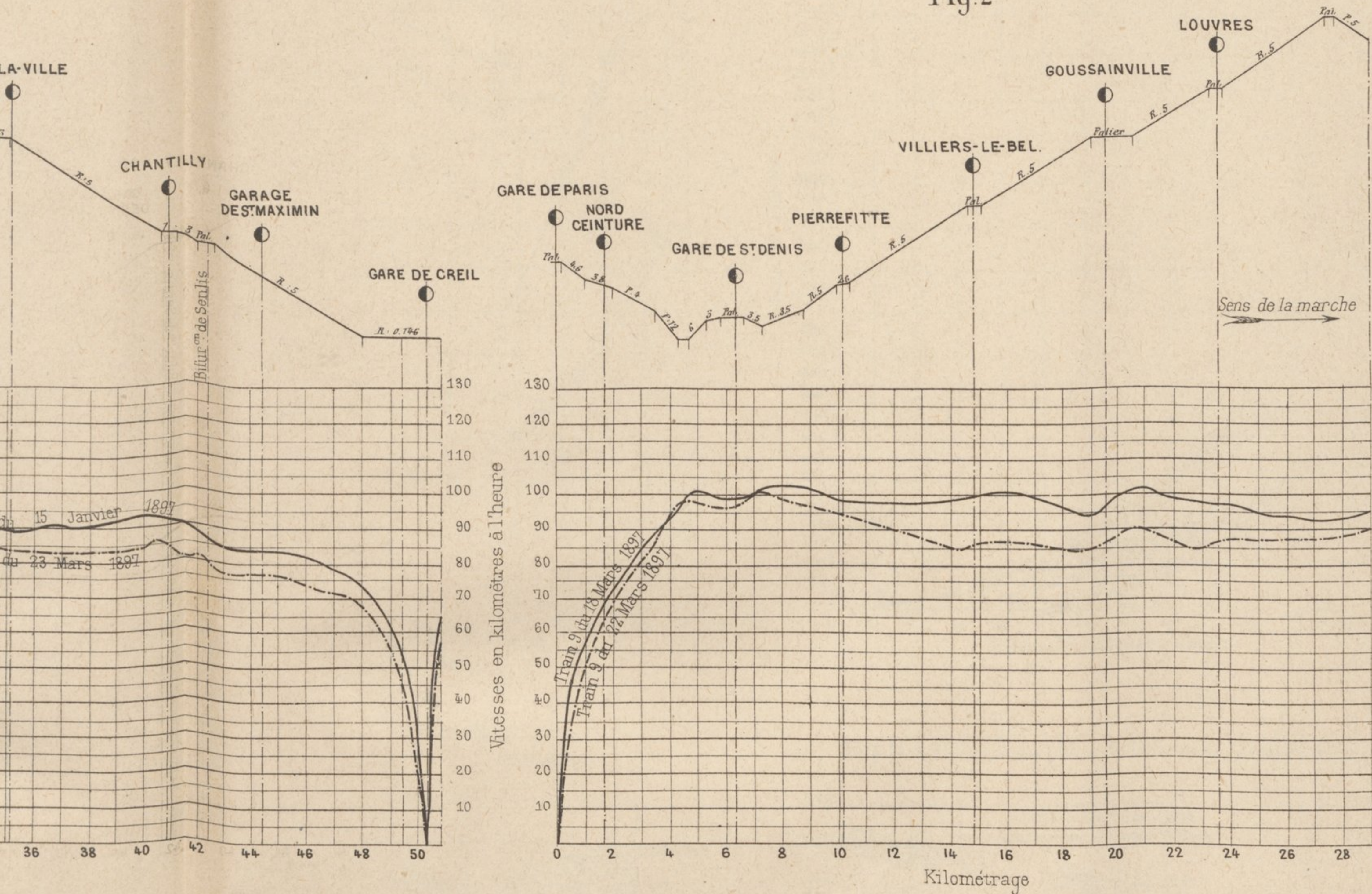


Fig.3

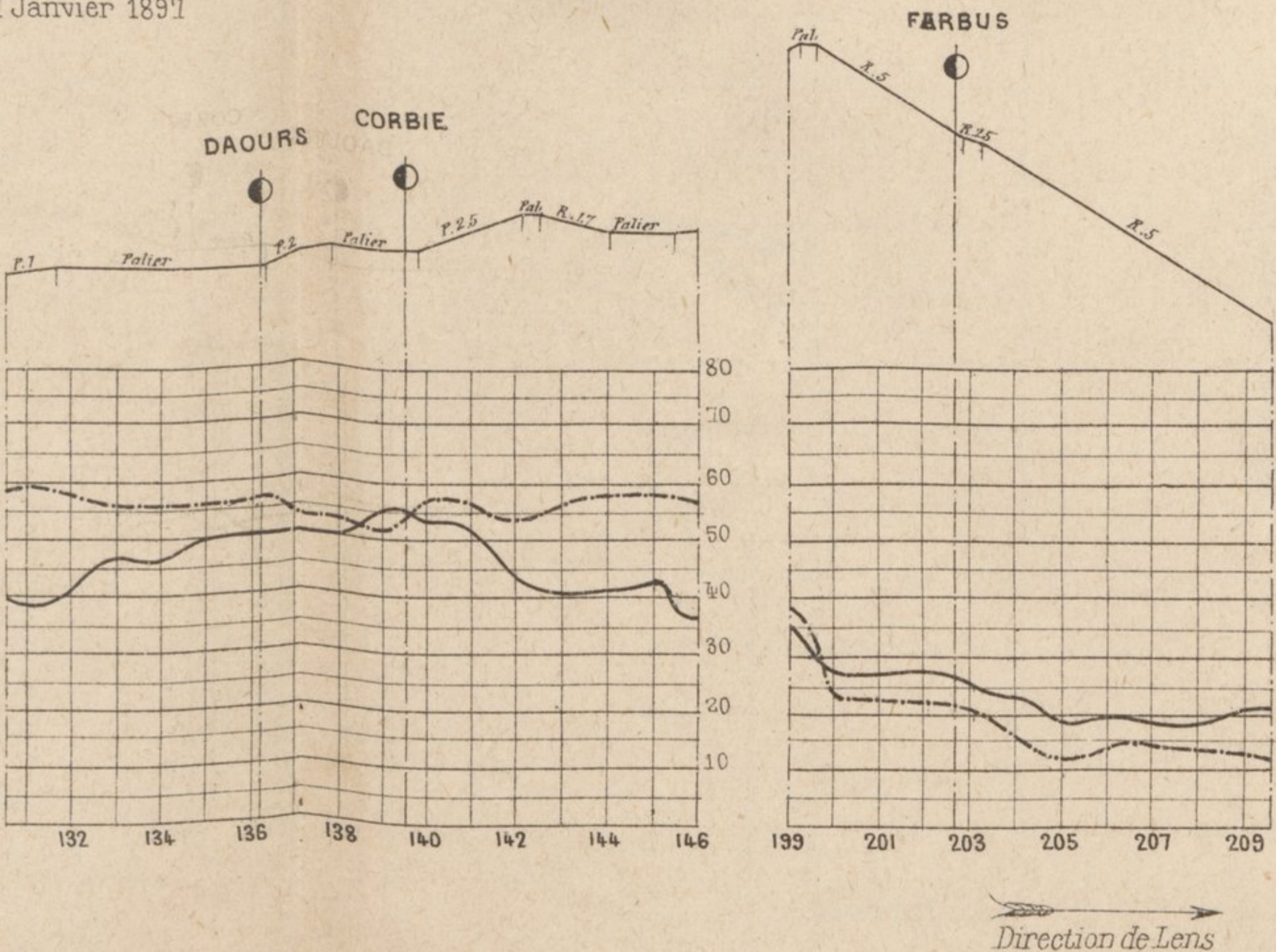


Diagrammes de trains effectués avec la Locomotive 2158

Fig. 2



13 Janvier 1897
21 Janvier 1897



Charges remorquées

	Charge	Nombre de Véhicules	Conditions atmosphériques
Trains de Voyageurs rapides	Train 12 du 15 Janvier 1897 d'Amiens à Paris	144 tonnes	13 Beau temps
	Train 12 du 23 Mars 1897 d'Amiens à Paris	100t	8 Temps froid et neigeux. Vent
	Train 9 du 18 Mars 1897 de Paris à Amiens	146t	12 Fort vent de front
	Train 9 du 22 Mars 1897 de Paris à Amiens	225t	17 Beau temps
	Trains de Marchandises rapides	Train 4070 du 13 Janvier 1897 de Lens à La Plaine	695t
Train 4010 du 27 Janvier 1897 de Lens à La Plaine		682t	45 Beau temps

Fig 1a4. Variations du travail indiqué suivant la vitesse et le profil
Charge moyenne remorquée 160 tonnes
(Poids moyen de la locomotive et du tender en ordre de marche 85,5 tonnes)

Fig 1 et 2. Charges maxima remorquées
correspondant à un travail indiqué de 1200 chevaux

Fig. 1. Relation entre la vitesse et la charge remorquée
(sur différents profils)

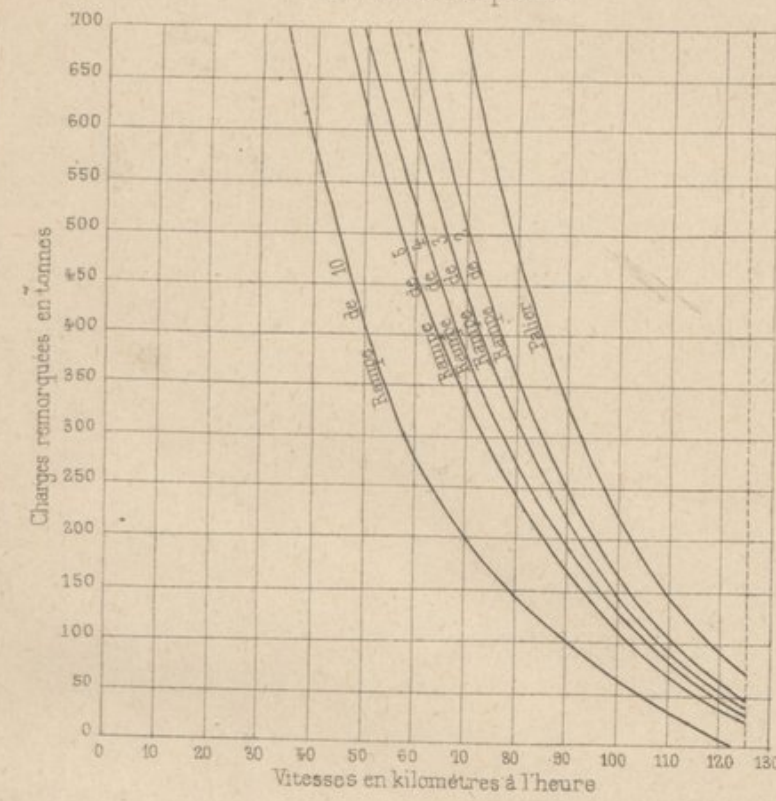


Fig 2. Relation entre la charge remorquée et le profil
(à différentes vitesses)

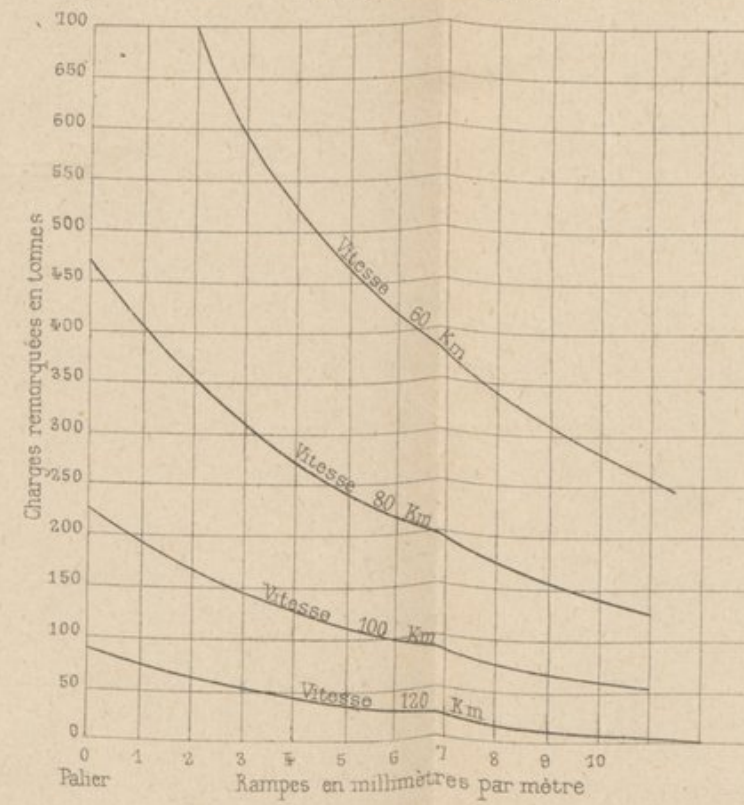


Fig 3. Influence du profil sur la variation de travail indiqué
(à différentes vitesses)

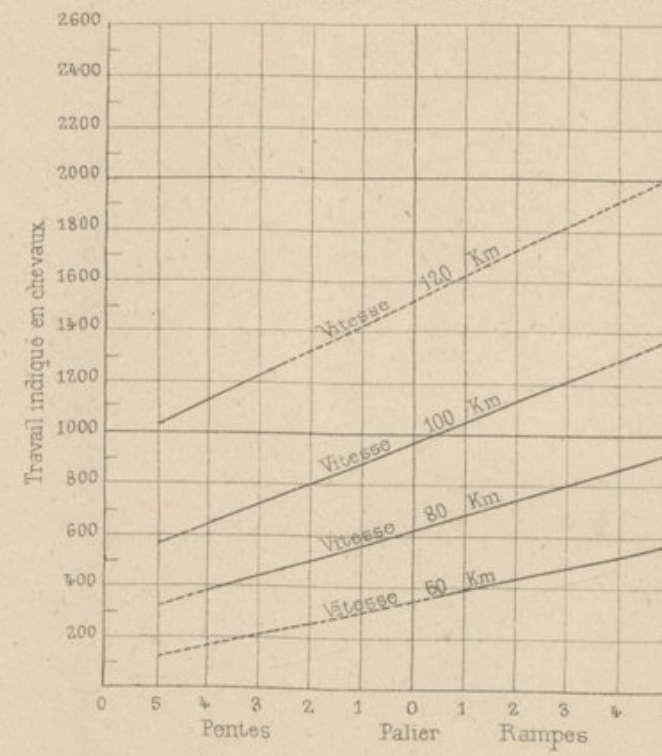


Fig 4. Influence du profil sur la vitesse
(pour différents travaux indiqués)

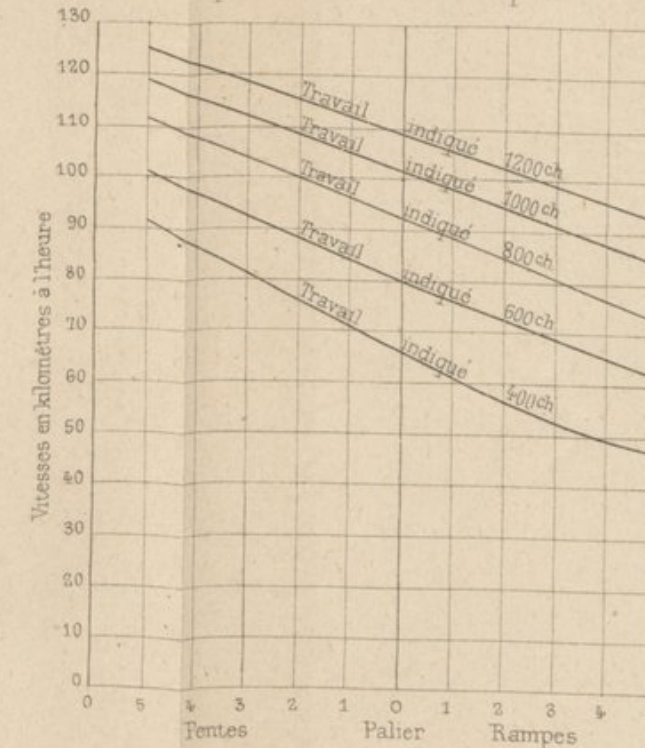


Fig 5. Courbes des travaux utiles et indiqués
pour une charge moyenne de 160 tonnes Trains de Voyageurs
680 tonnes Trains de Marchandises

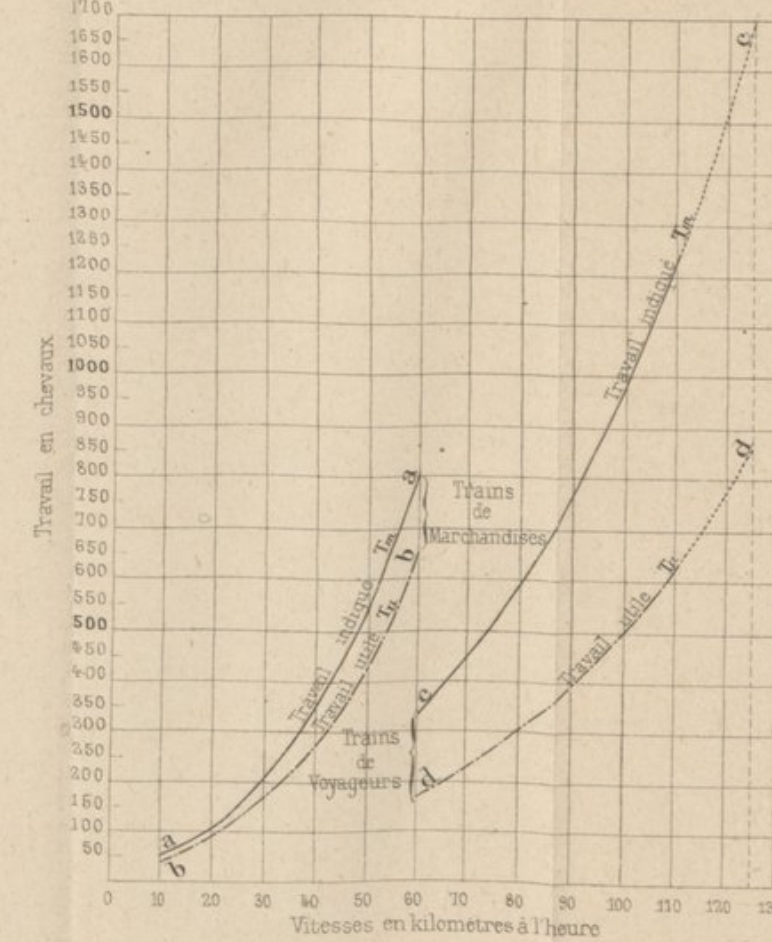


Fig 6. Courbes des travaux absorbés
en palier, par la locomotive et le tender et par la résistance de l'air

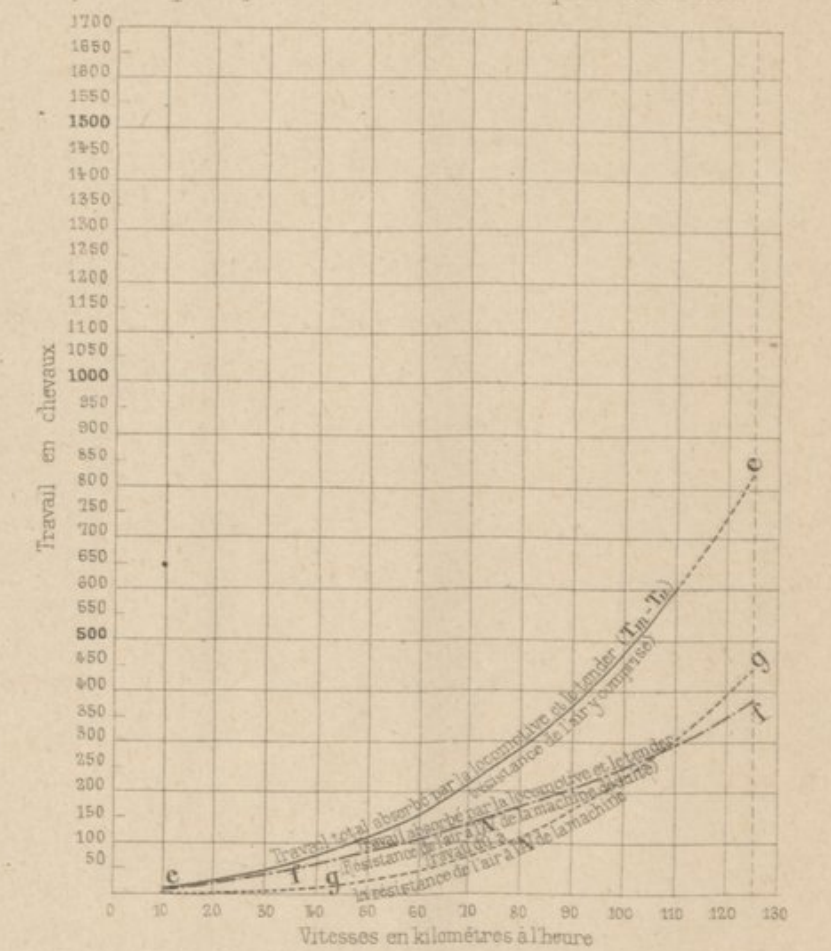


Fig 7. Résistance par tonne de la locomotive et du tender

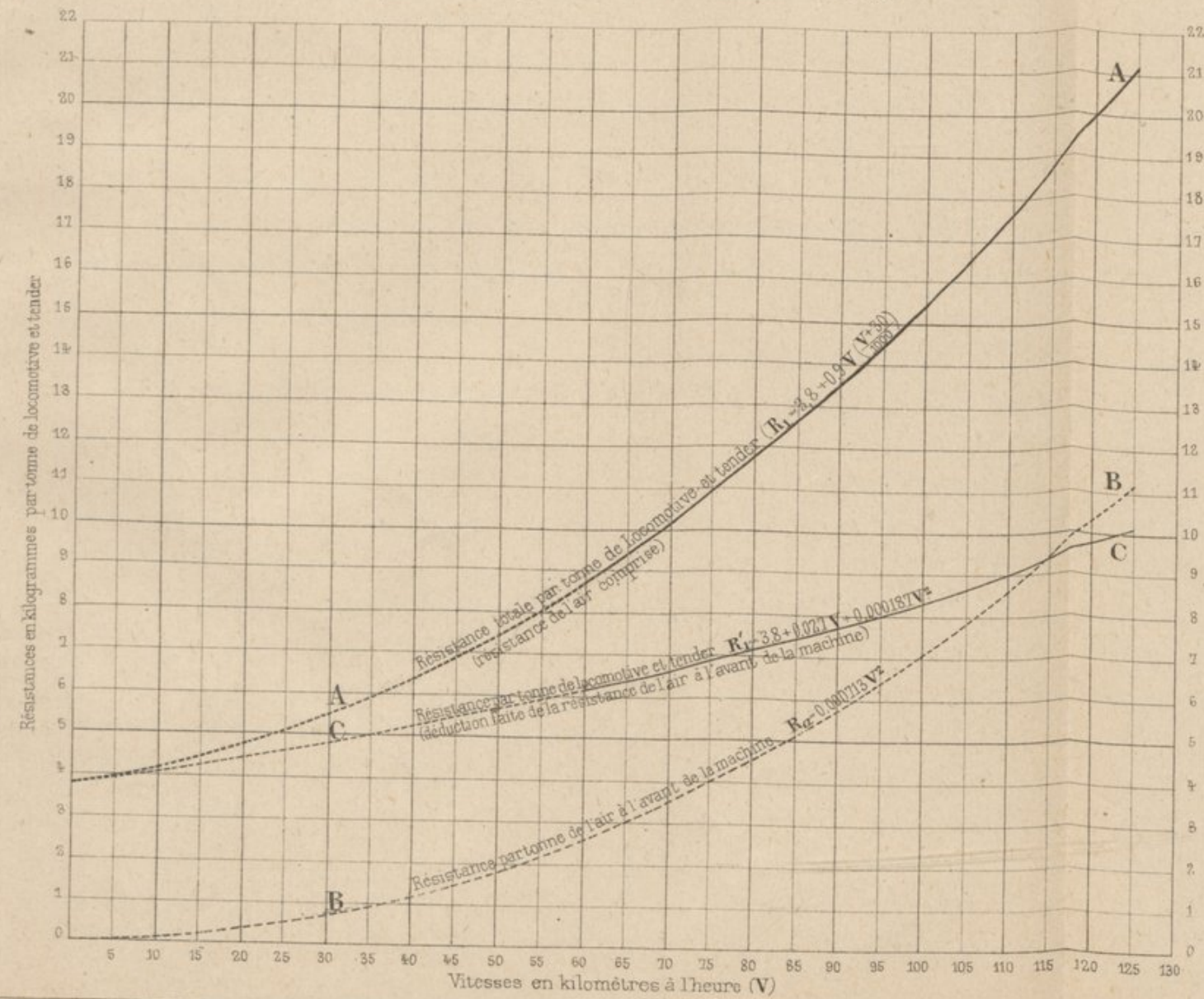


Fig 8 à 11. Rendement commercial
(rapport du travail au crochet de traction du travail indiqué $\mu = \frac{T_u}{T_m}$)

Fig 8. Influence de la vitesse
(Poids moyen de la locomotive et du tender: 85,5 tonnes)

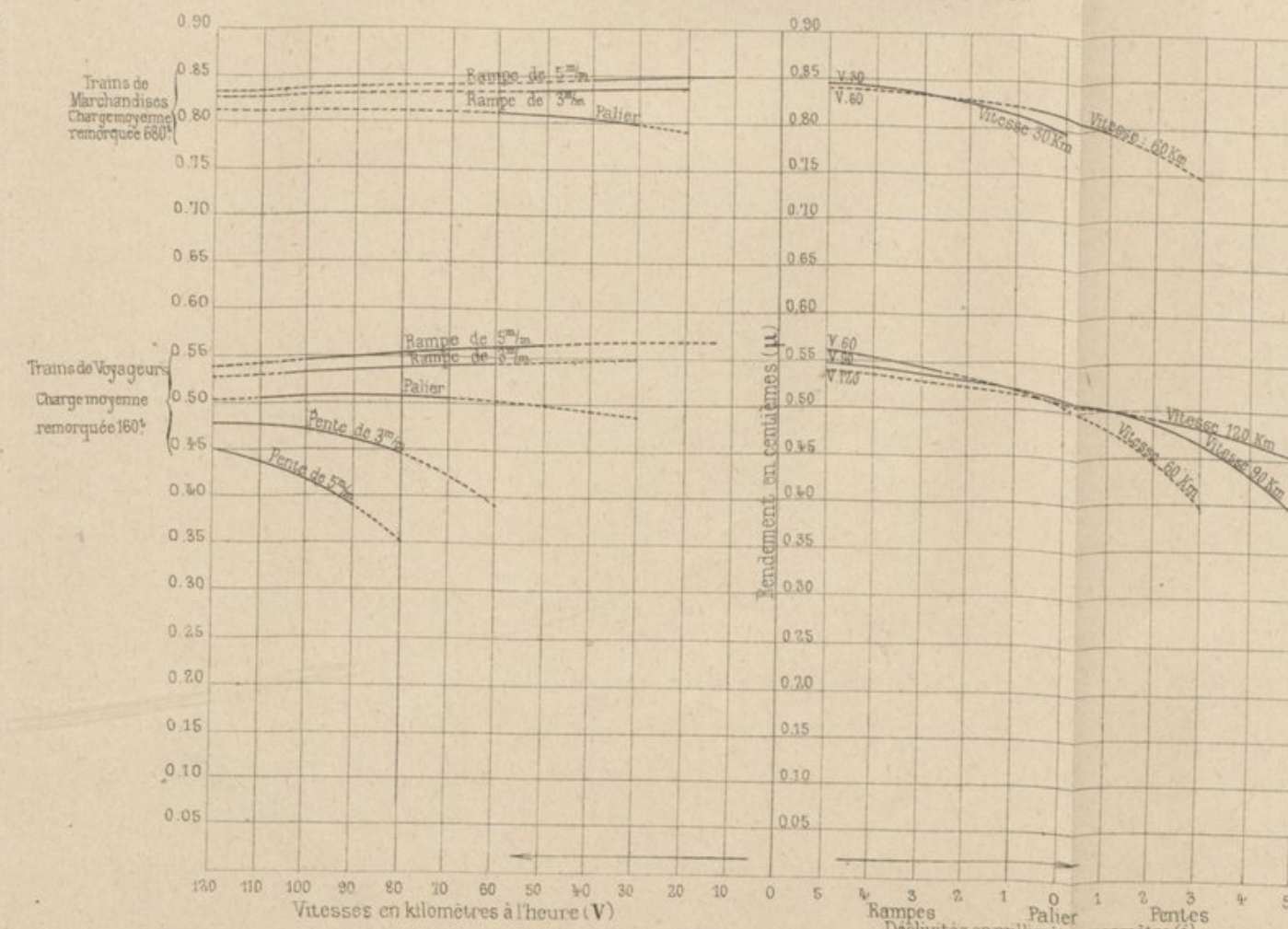


Fig 9. Influence du profil

Fig 10. Influence de la charge remorquée
(Poids moyen de la locomotive et du tender: 85,5 tonnes)

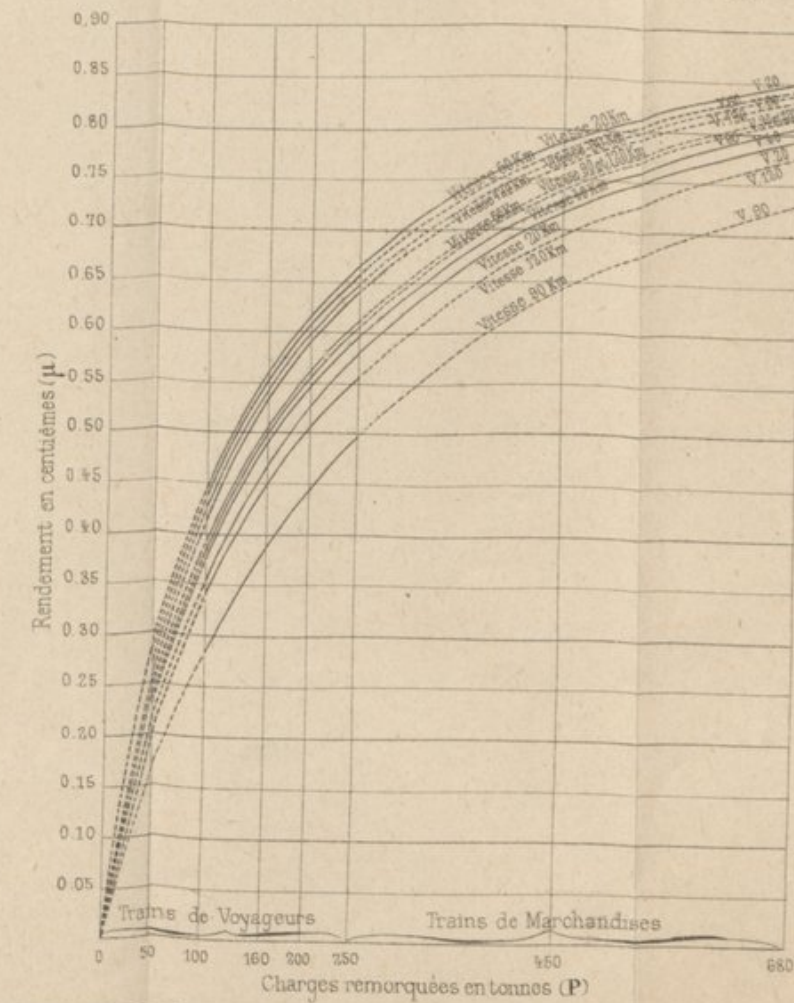
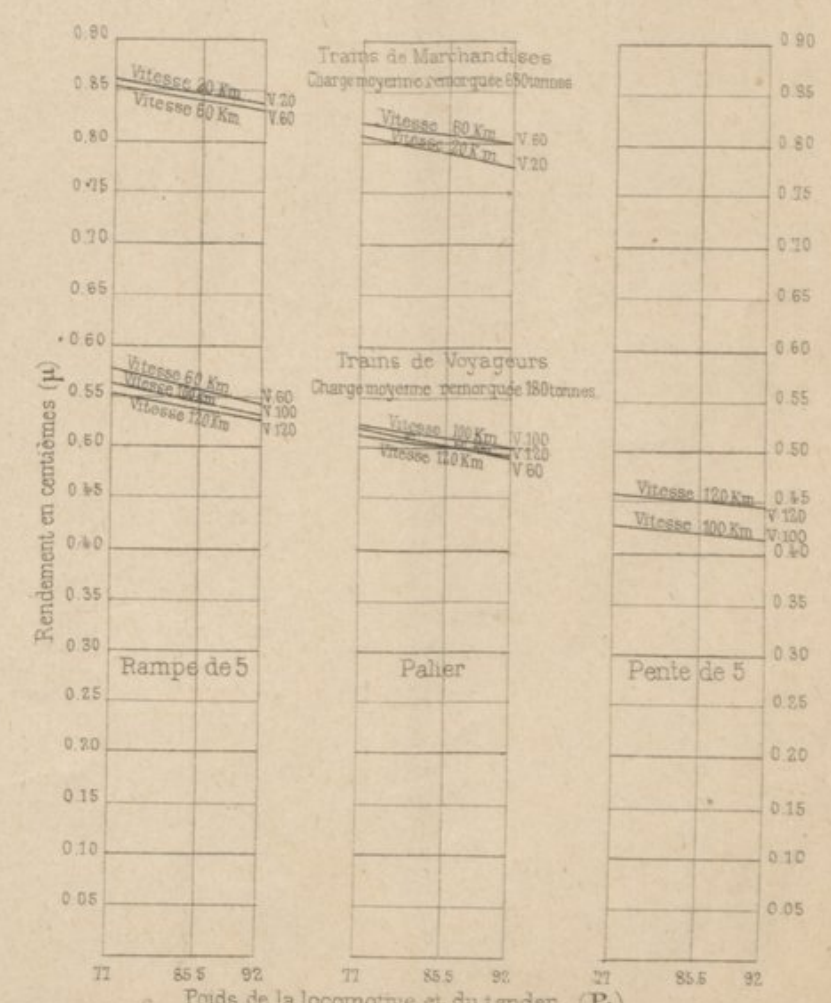
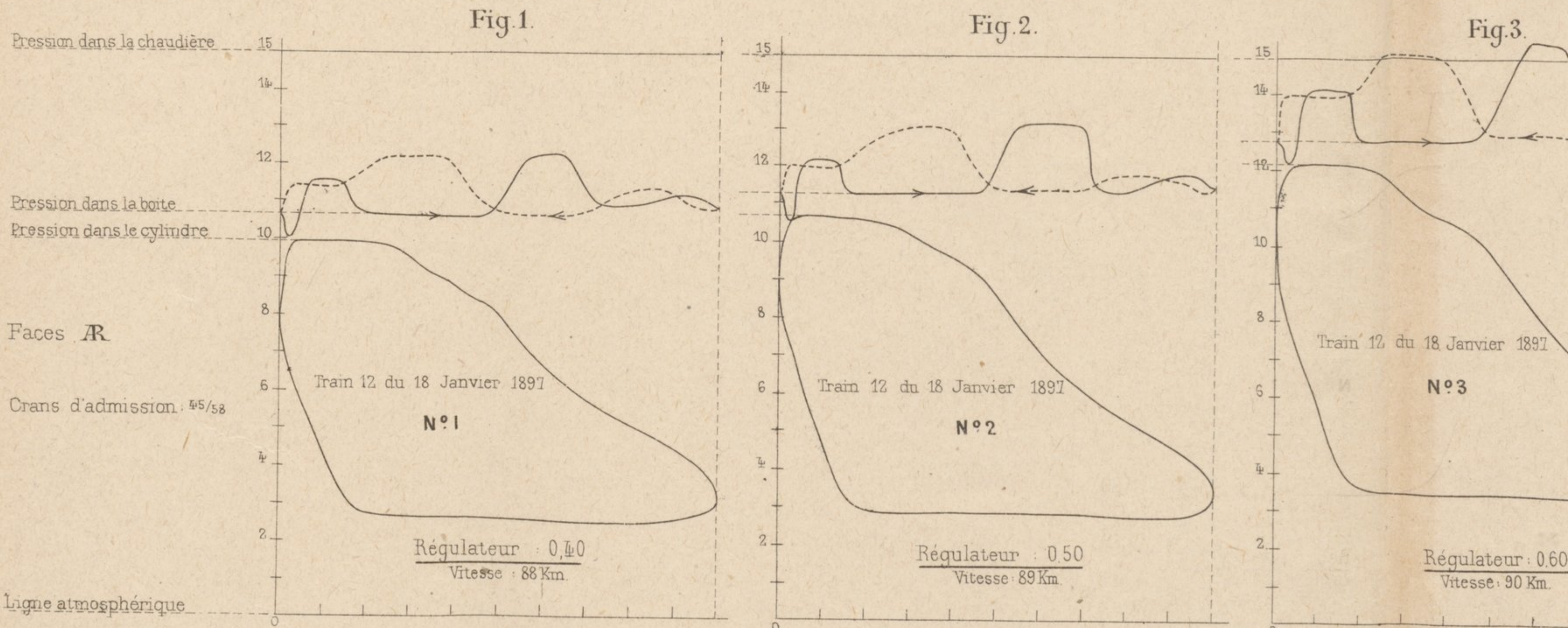


Fig 11. Influence du poids de la locomotive et du tender

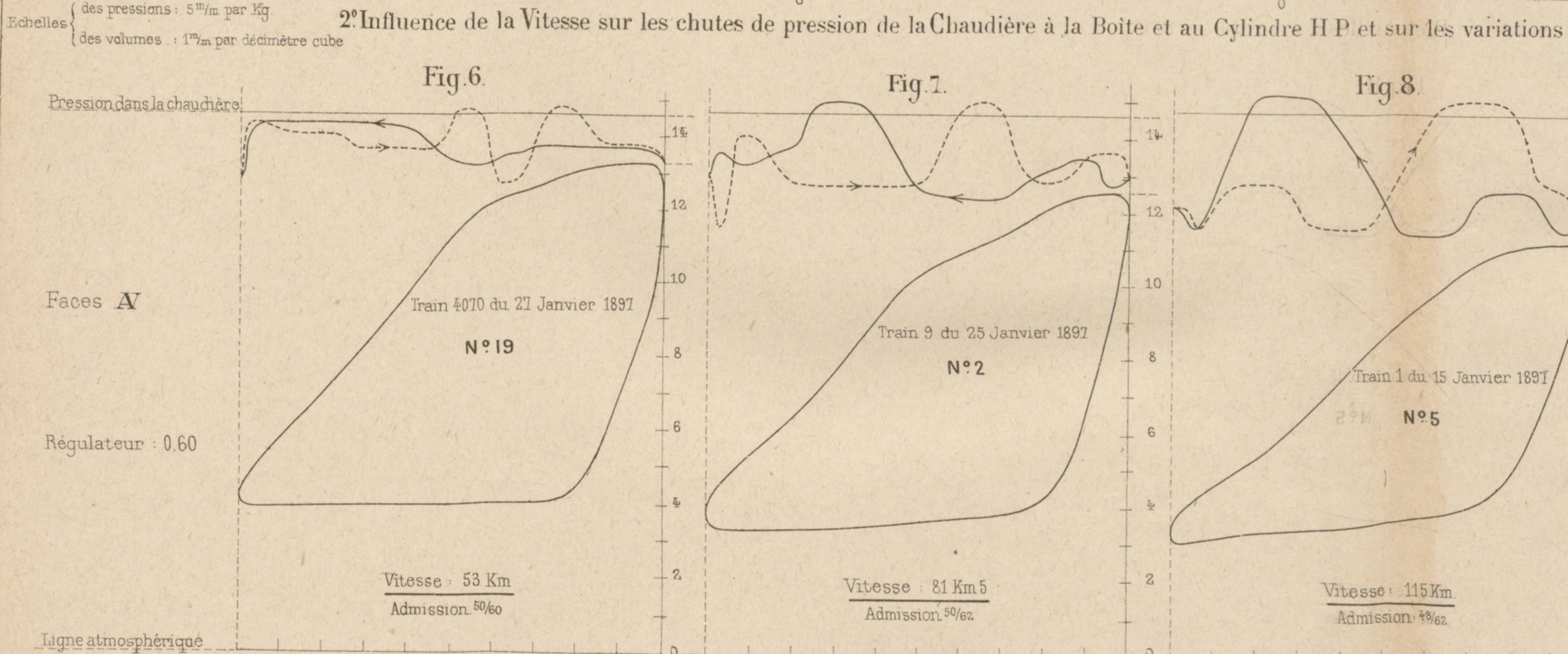


DIAGRAMMES DE LA SÉRIE A (Tuyaux d'admission et Boîtes à vapeur de construction)

1° Influence de l'ouverture du Régulateur sur les chutes de pression de la Chaudière à la Boîte et au Cylindre H P et sur les variations de pr

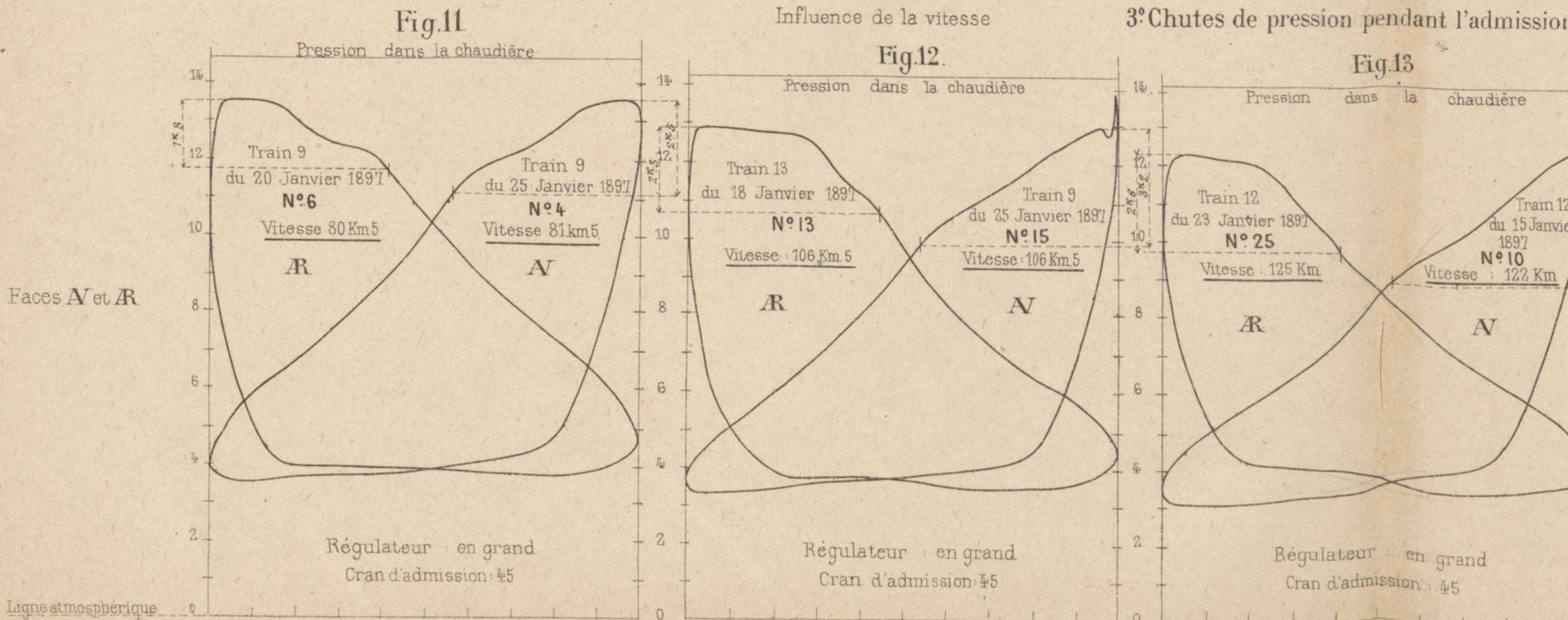


2° Influence de la Vitesse sur les chutes de pression de la Chaudière à la Boîte et au Cylindre H P et sur les variations



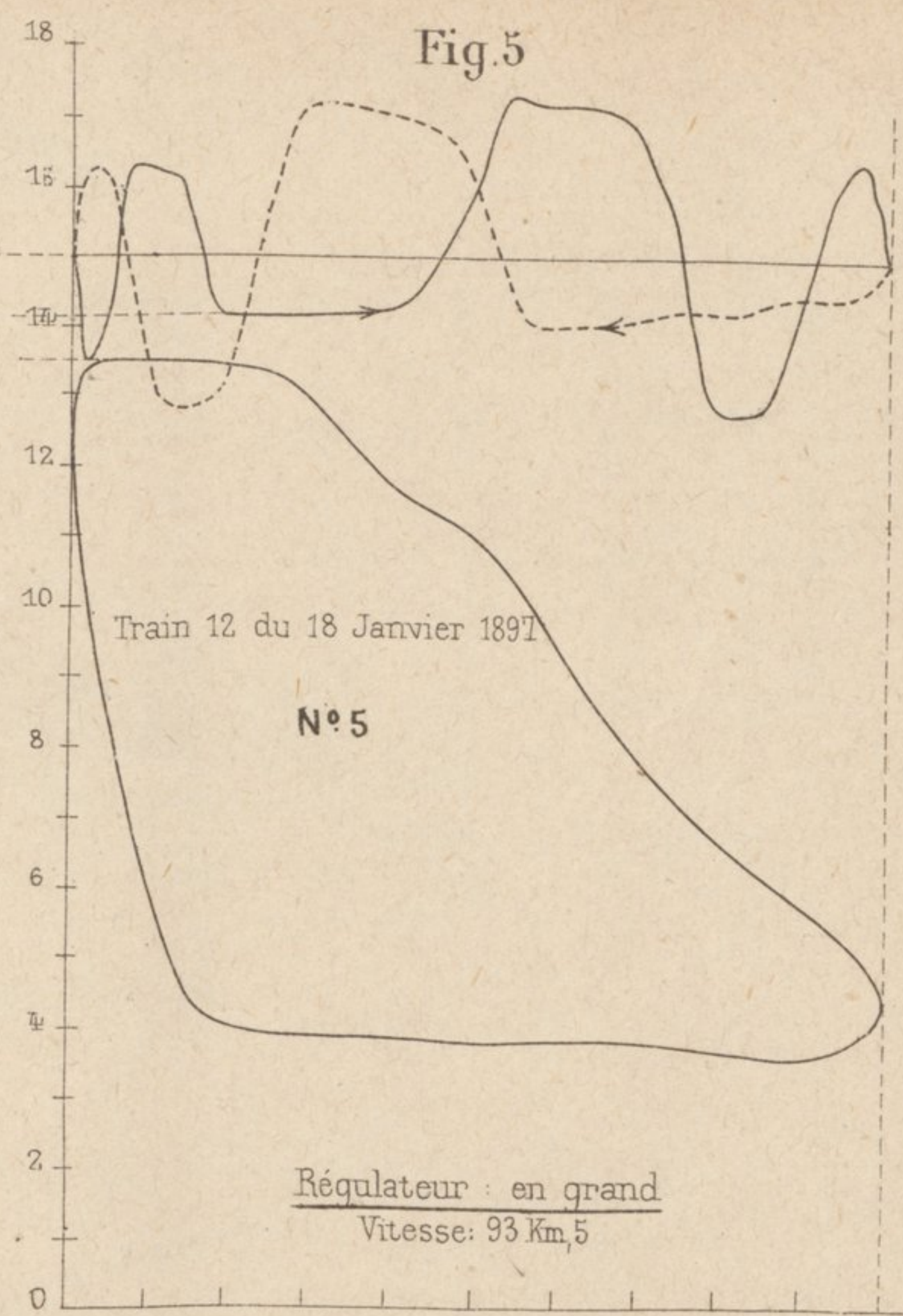
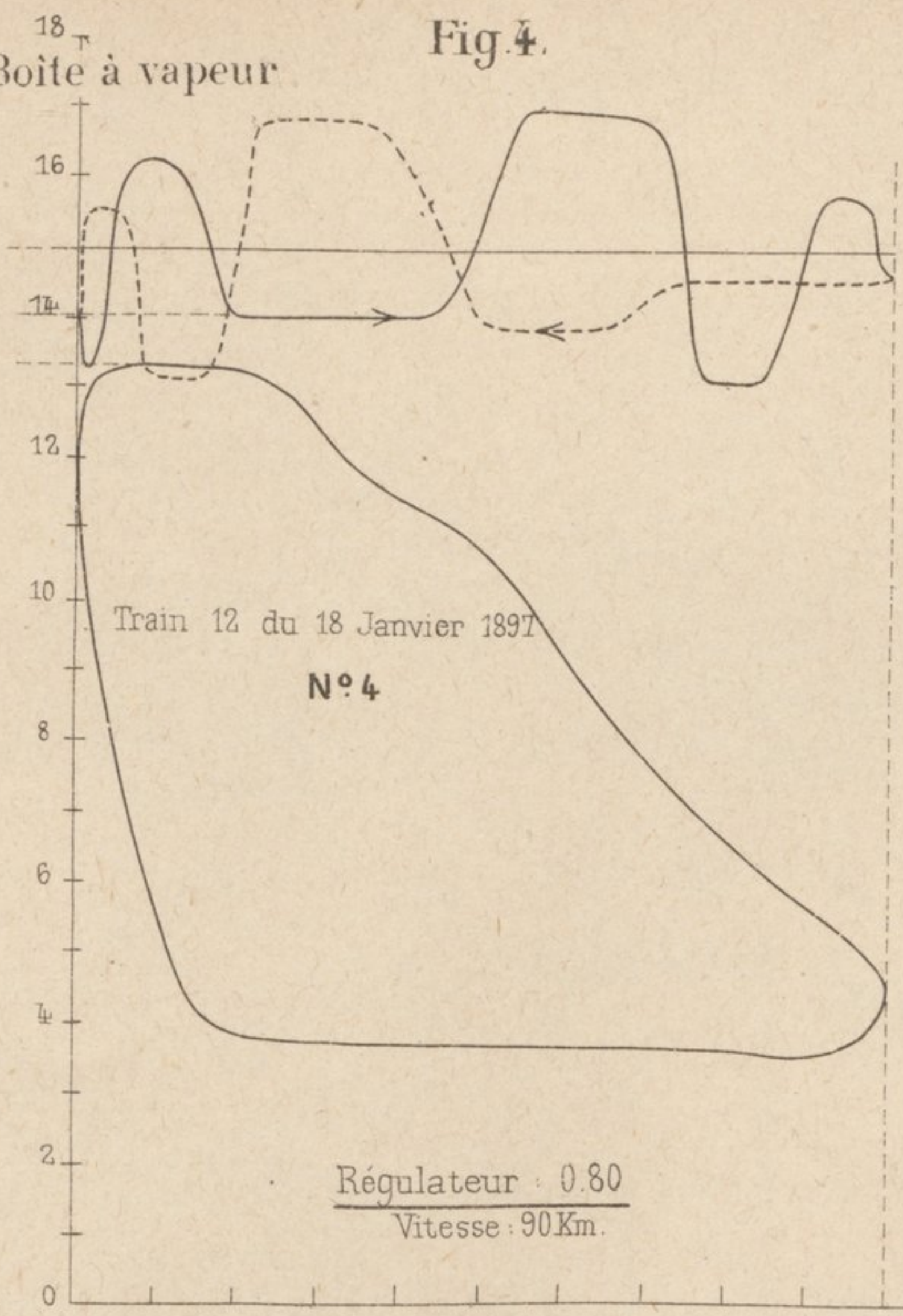
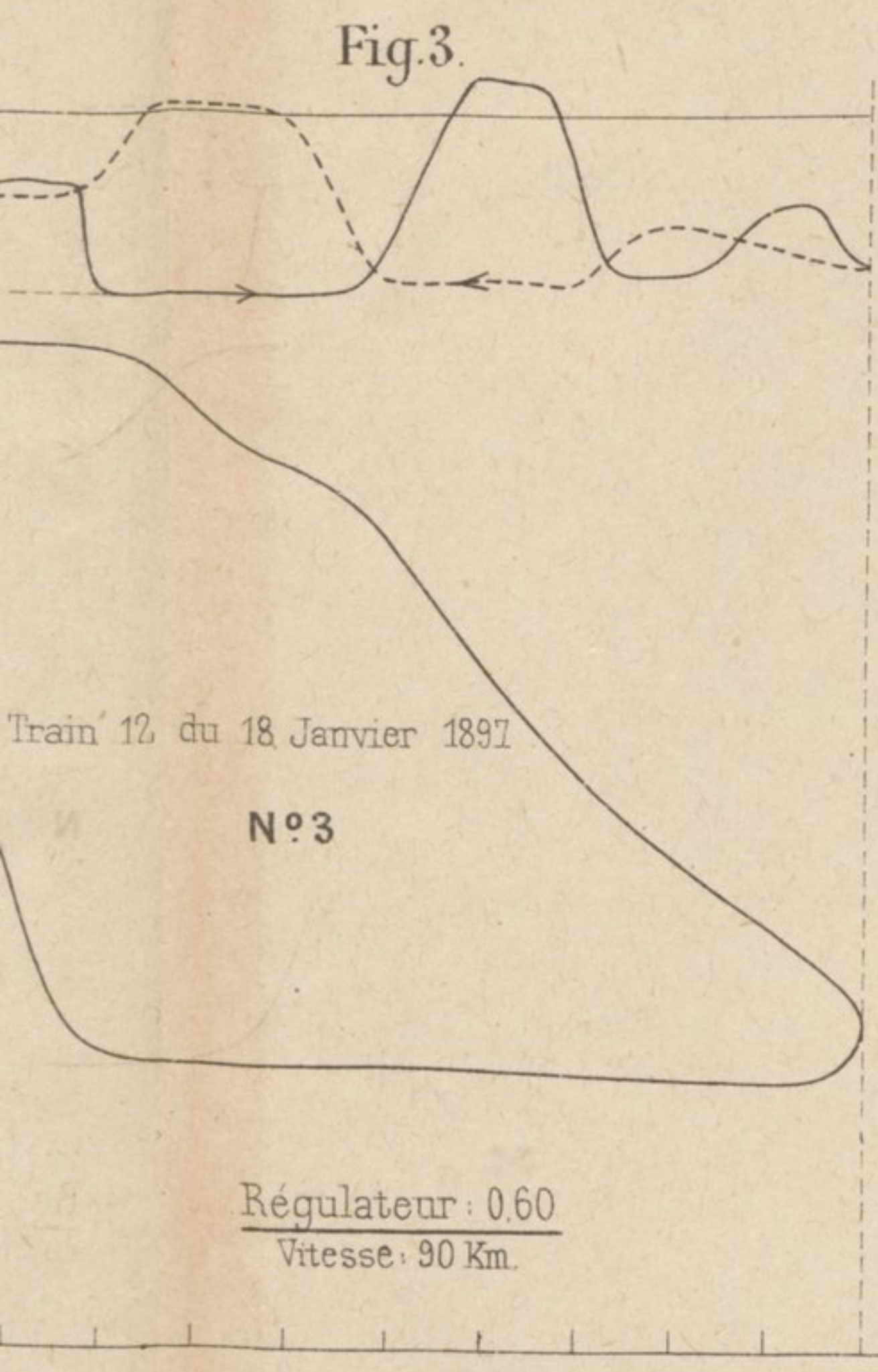
Influence de la vitesse

3° Chutes de pression pendant l'admission

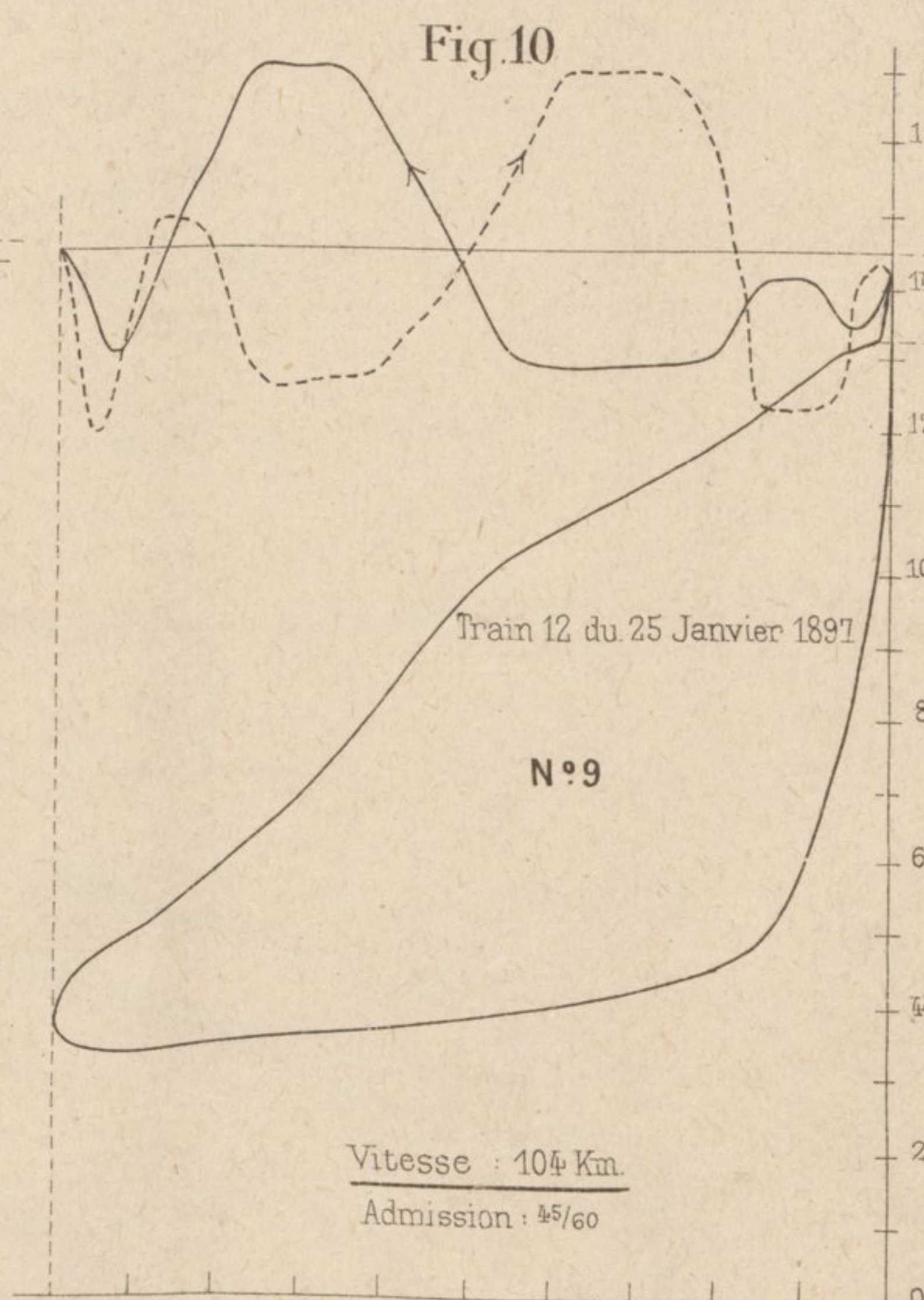
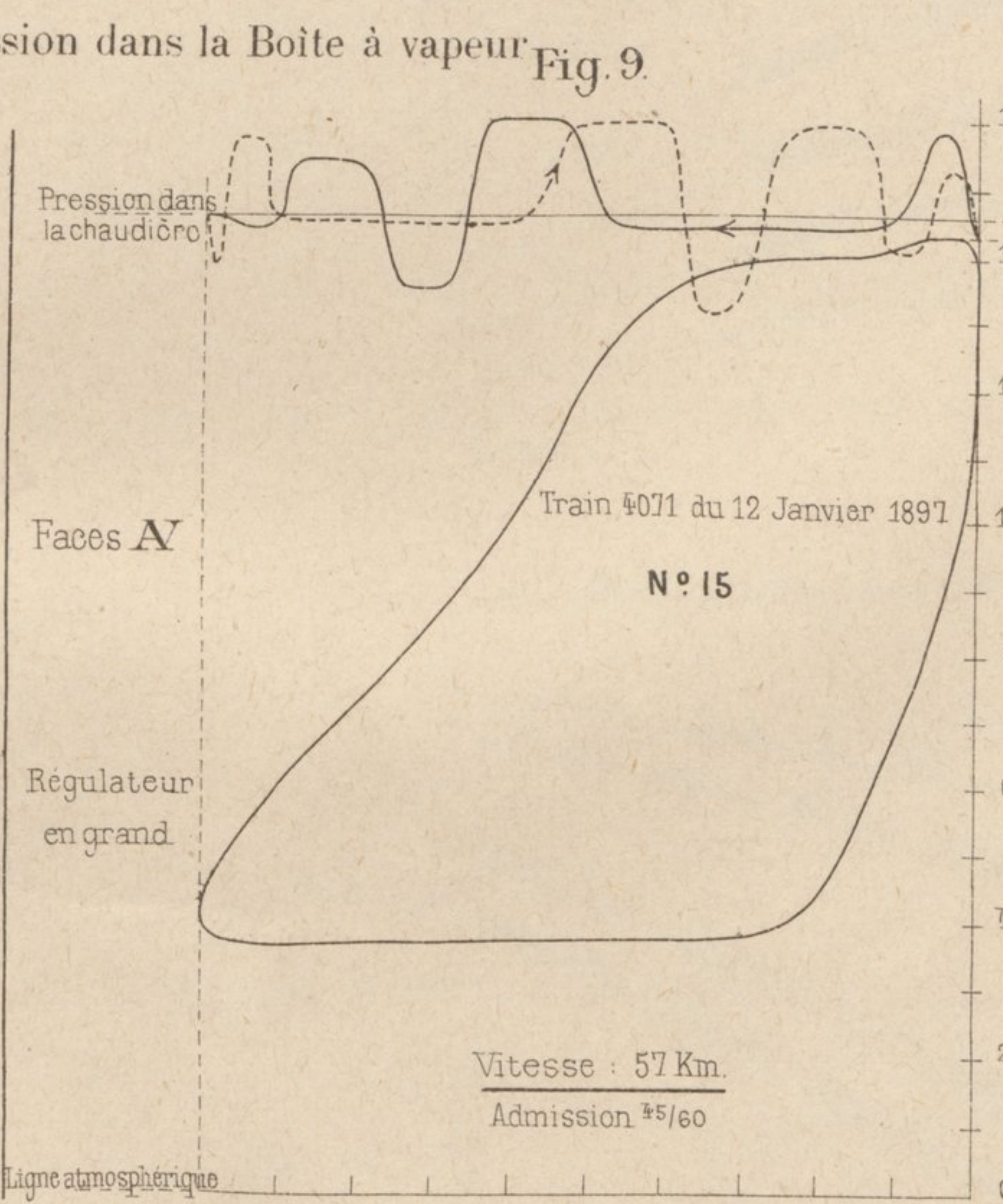
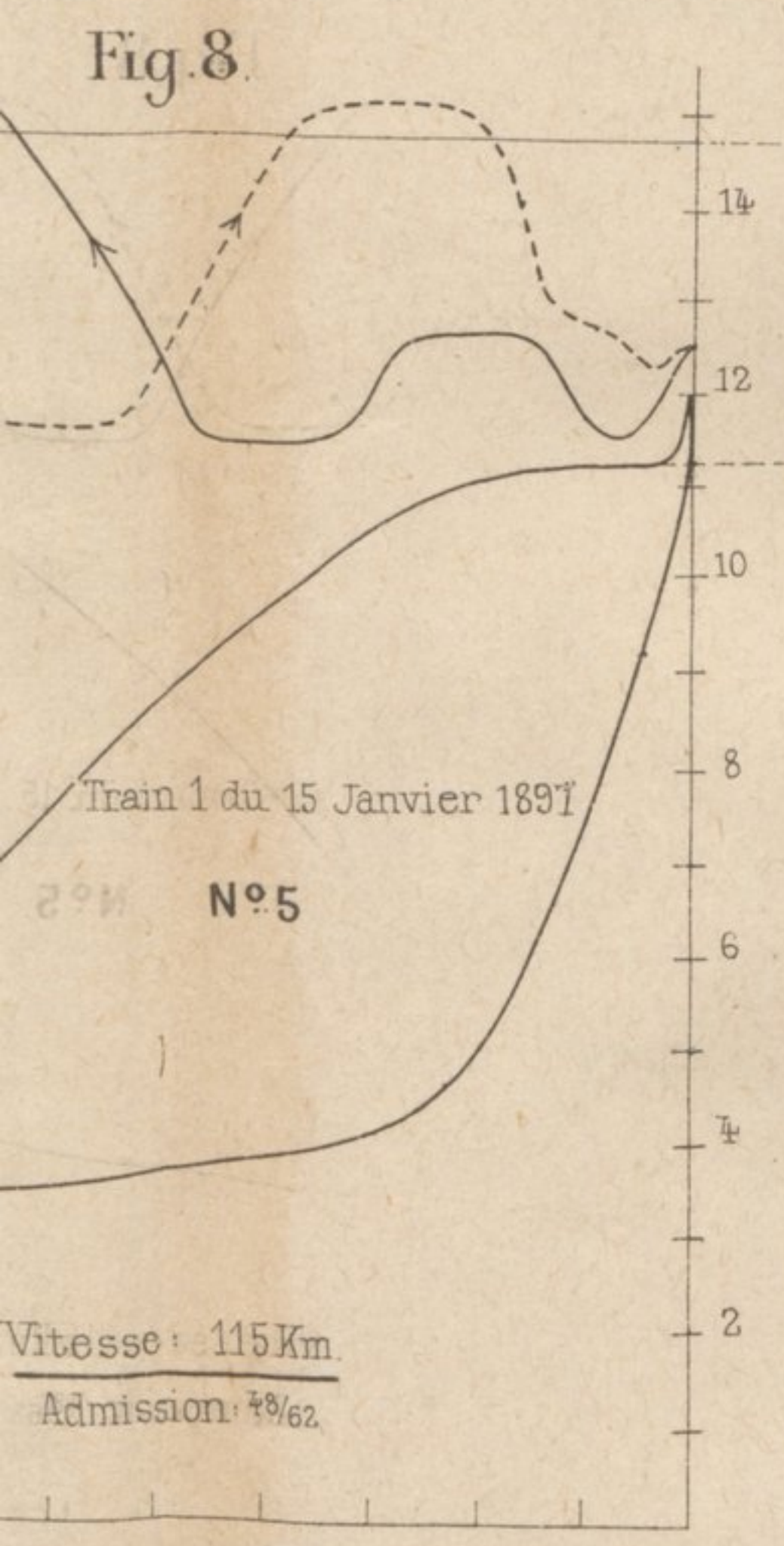


eur de construction)

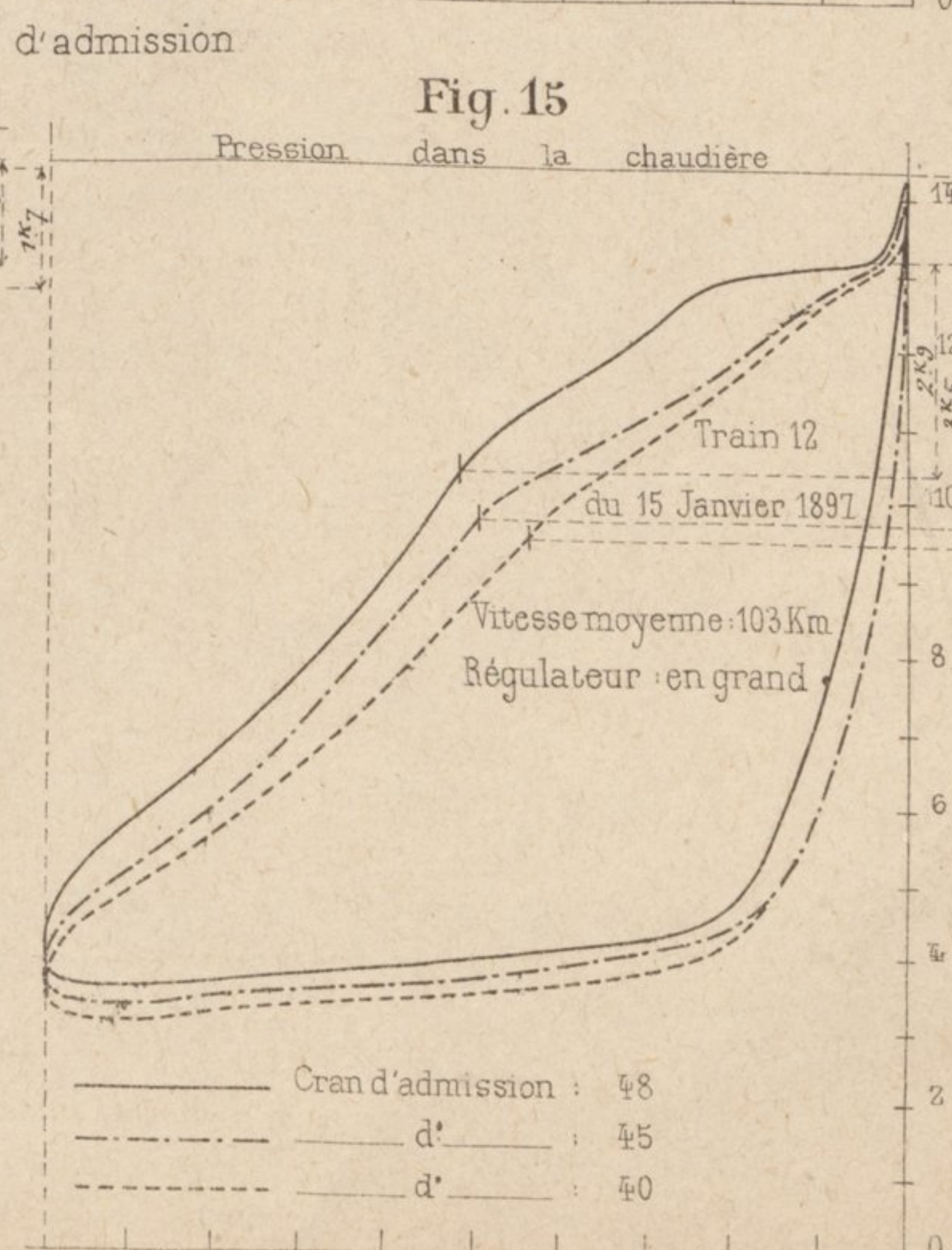
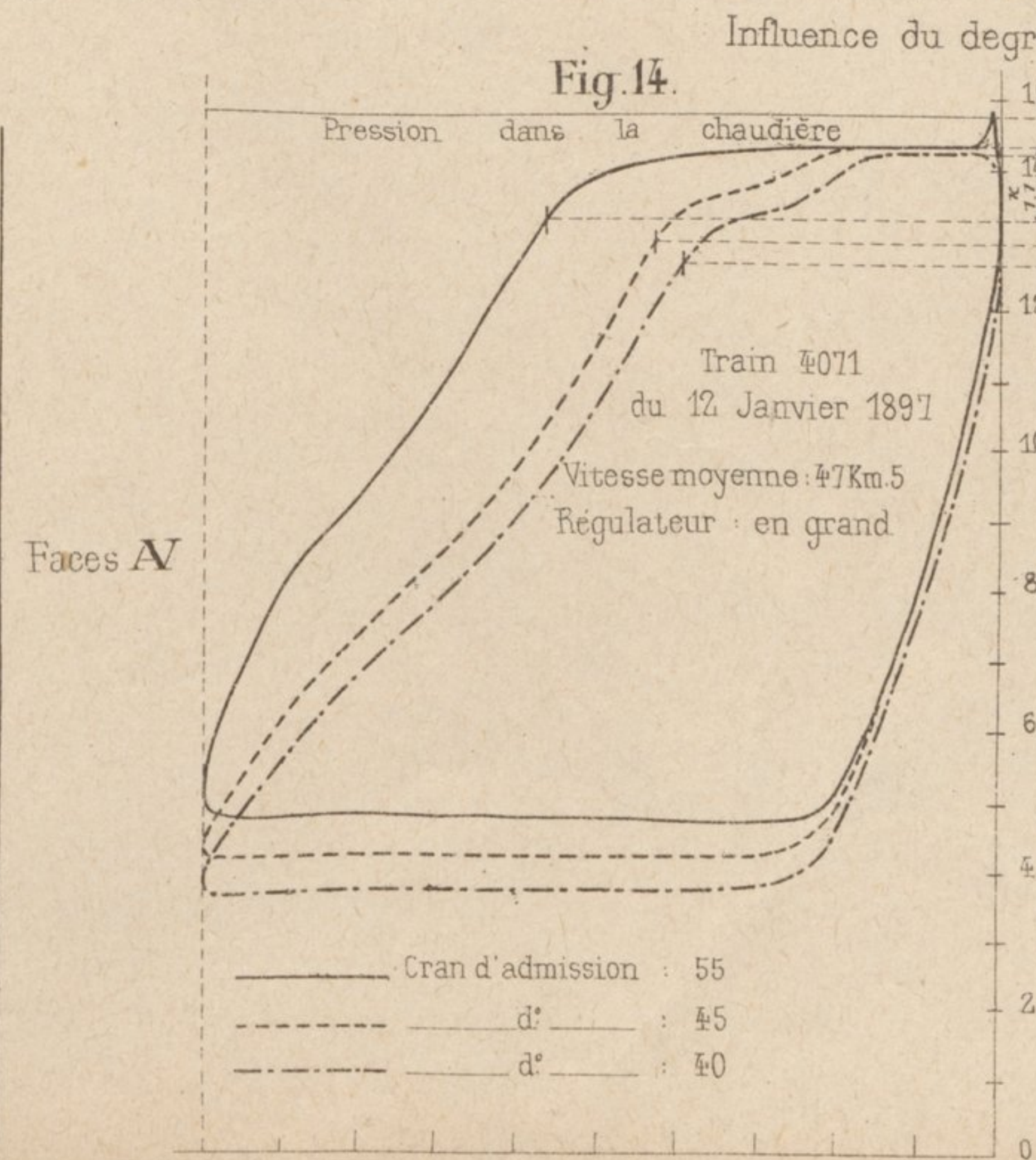
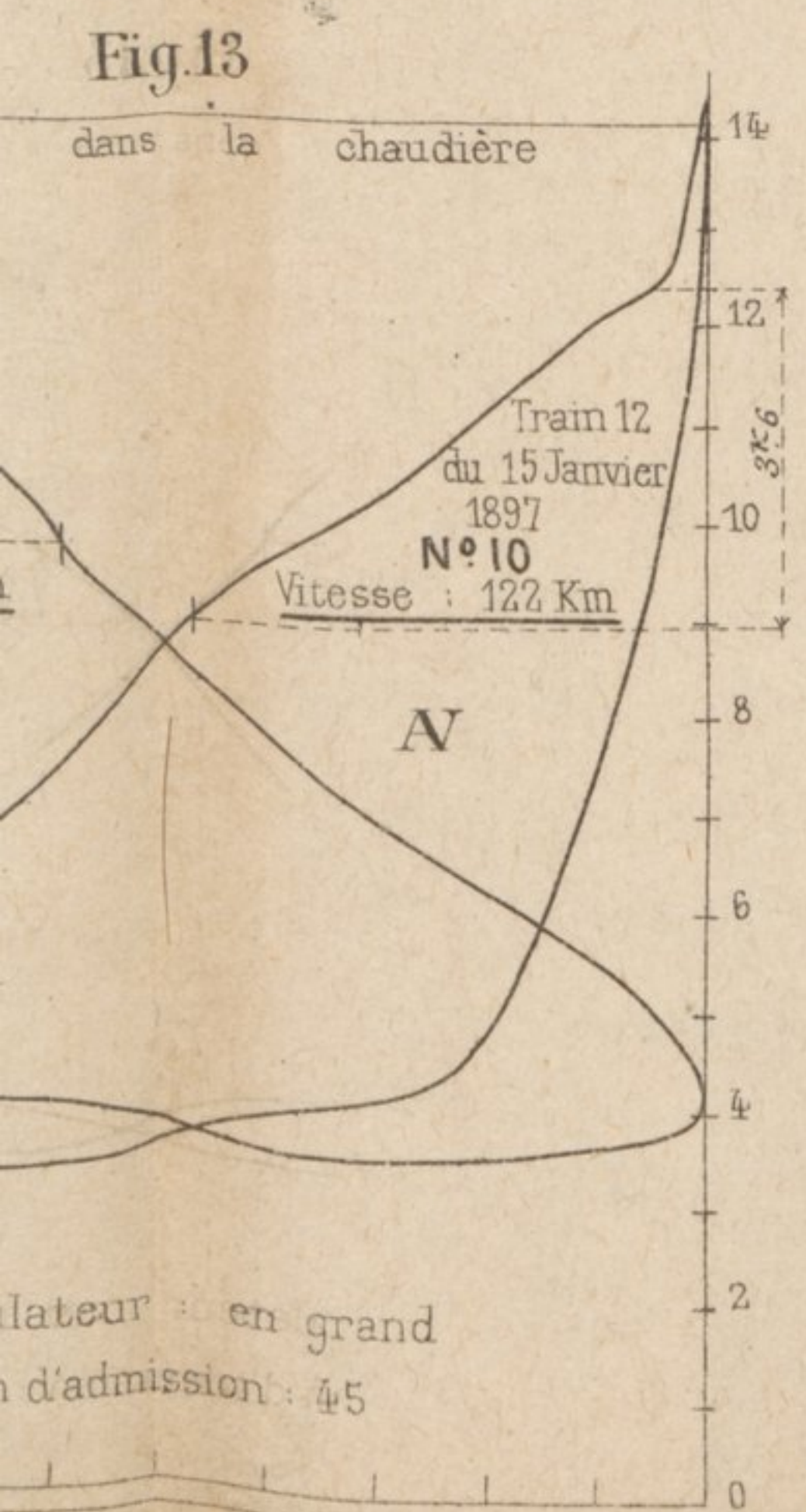
sur les variations de pression dans la Boîte à vapeur



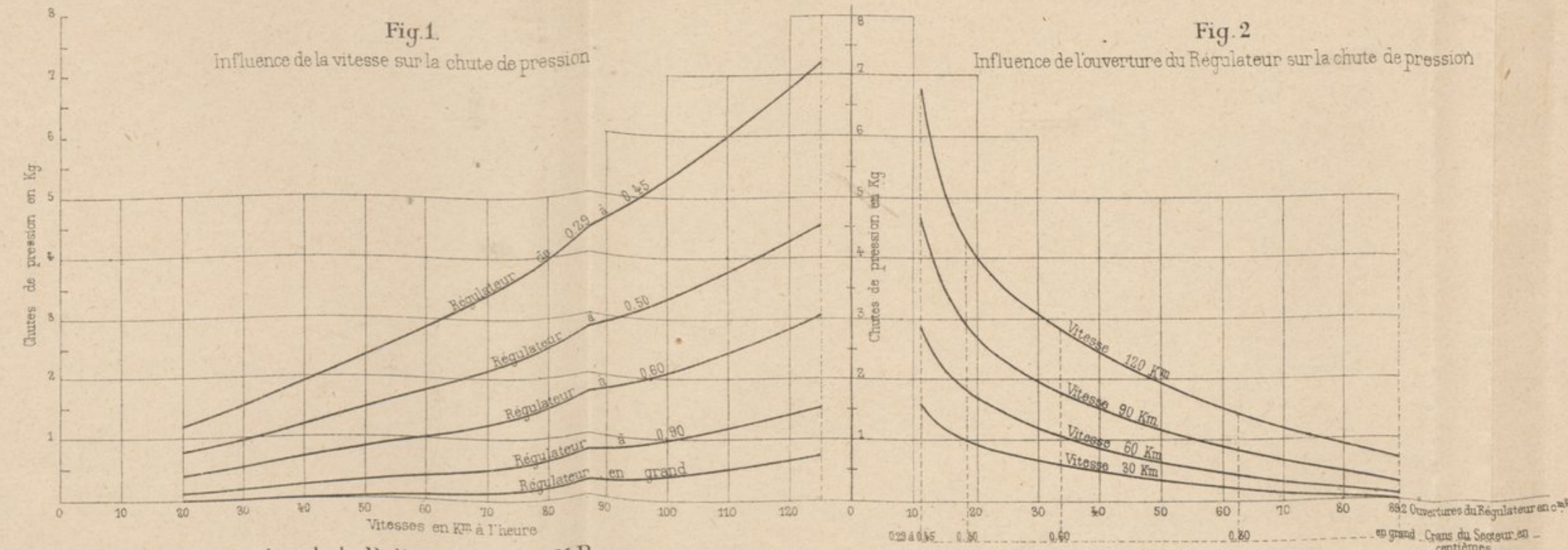
IP et sur les variations de pression dans la Boite à vapeur



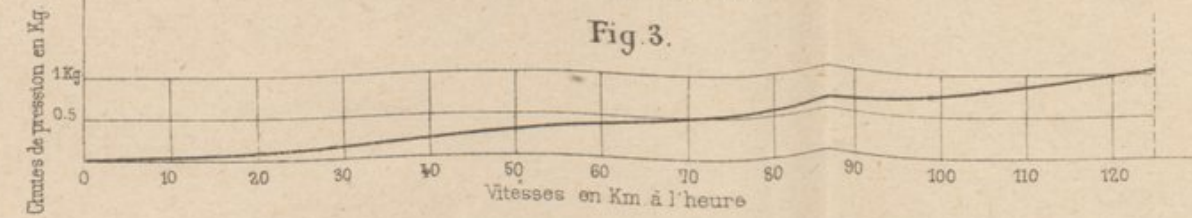
pression pendant l'admission H.P.



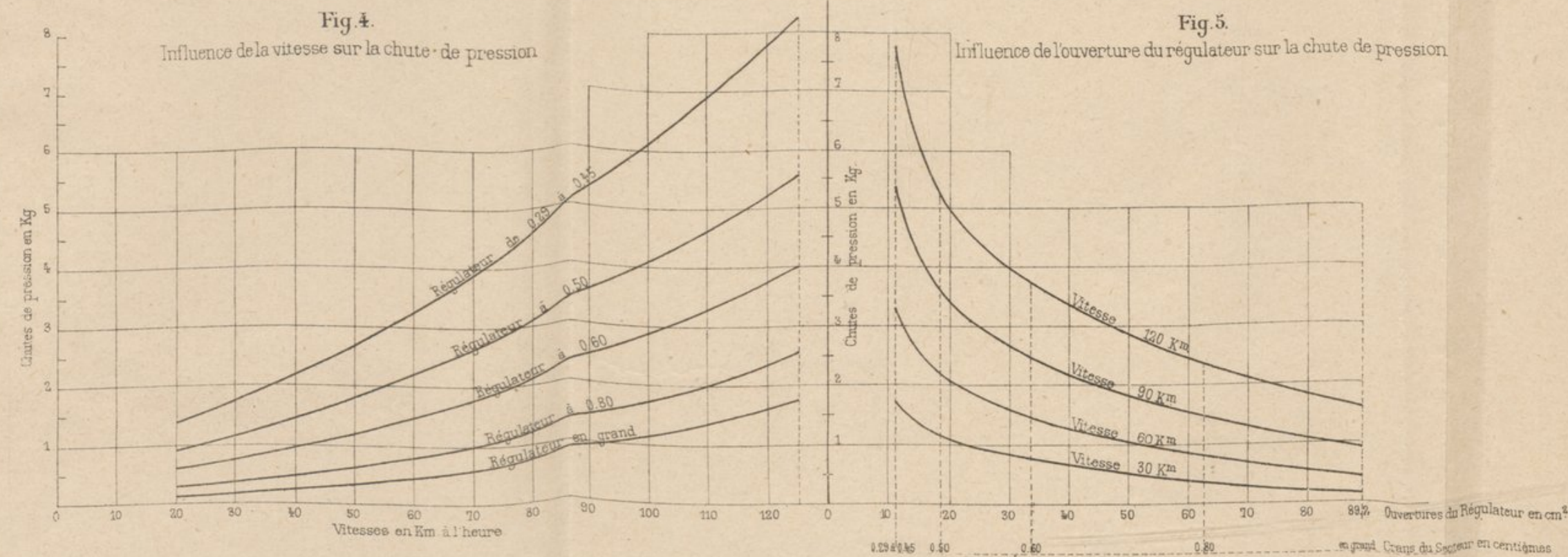
Chutes de pression de la Chaudière à la Boite à vapeur H.P.
Série A (Tuyaux d'admission et Boîtes à vapeur de construction)



Chutes de pression de la Boite au cylindre H.P. (début de l'admission)
(Pour toutes les séries)
Fig. 3.



Chutes totales de pression de la Chaudière au Cylindre H.P. (début de l'admission)
Série A (Tuyaux d'admission et Boîtes à vapeur de construction)



Chutes de pression pendant l'admission H.P.
Série A (Boîtes à vapeur et Tuyaux de construction)

Fig. 6 et 7. Influence de la vitesse sur la chute de pression pendant l'admission H.P.

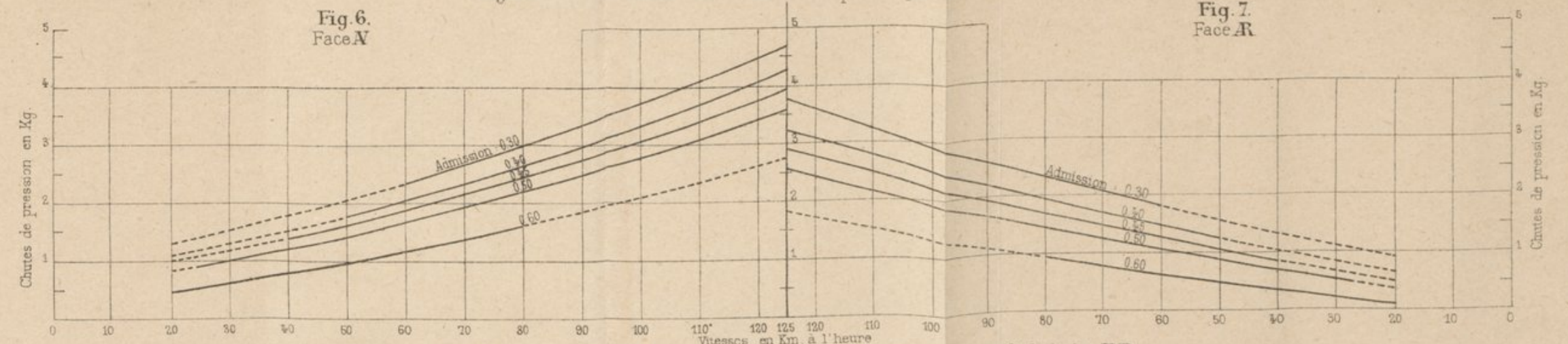
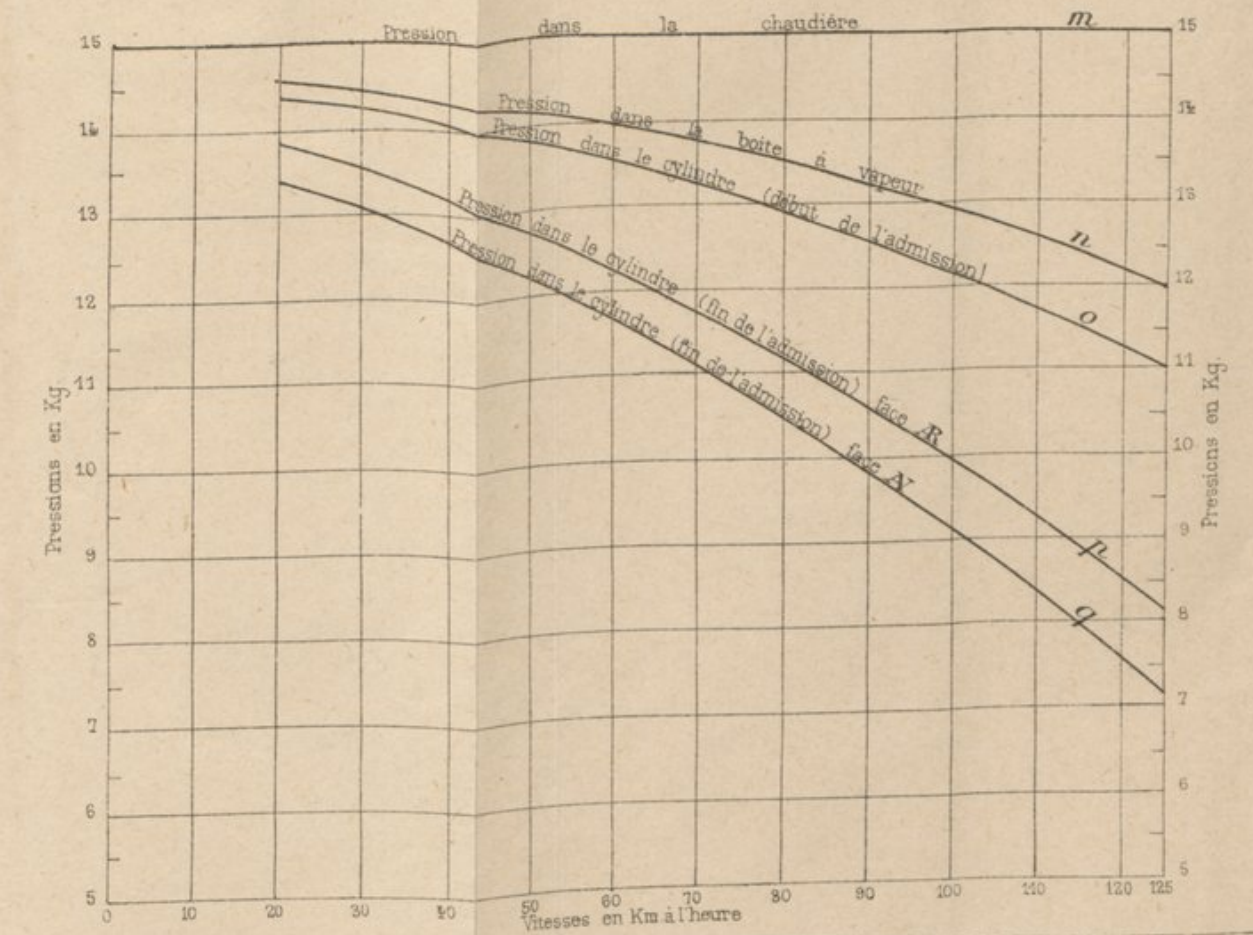


Fig. 8 et 9. Influence du degré d'admission sur la chute de pression pendant l'admission H.P.

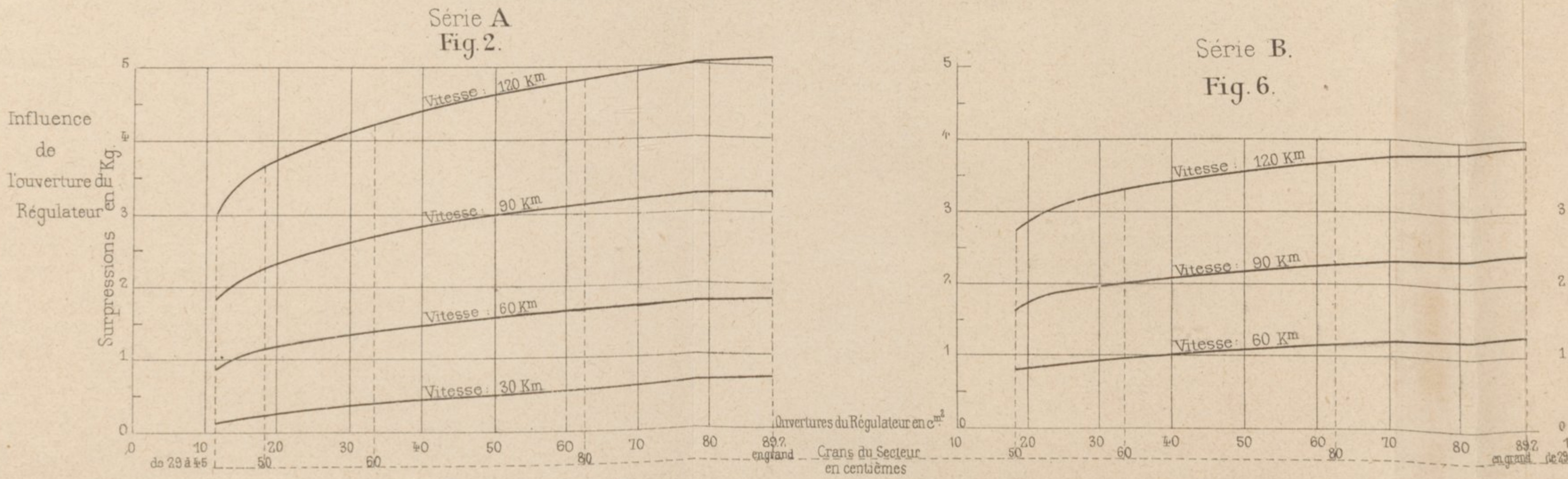
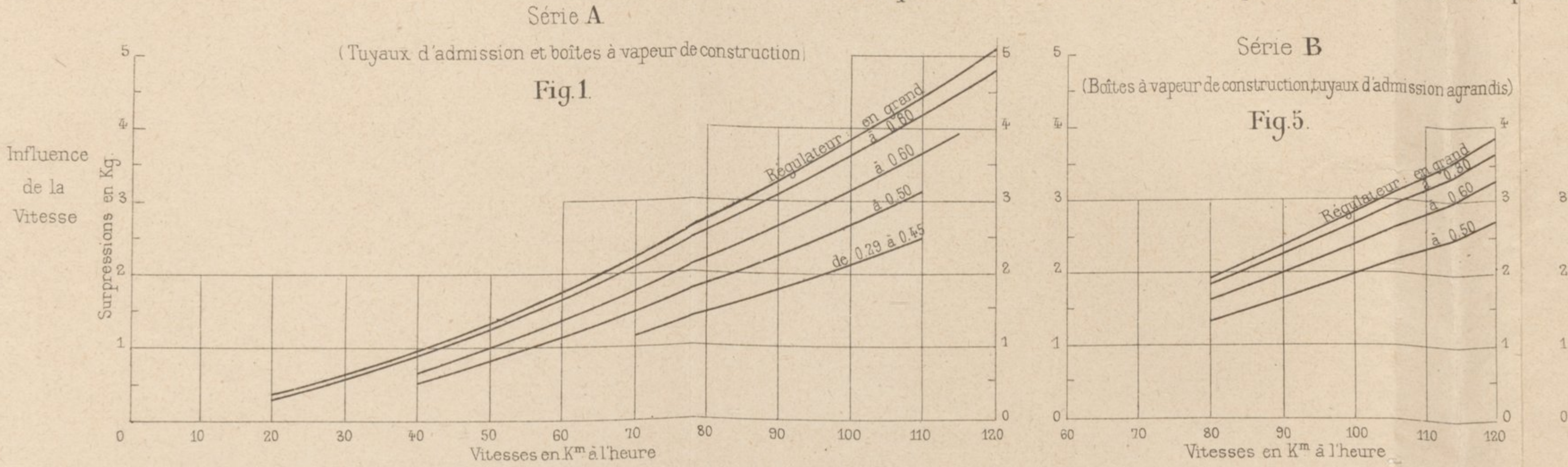


Fig. 10.
Pressions dans la Chaudière
dans la Boite et dans le Cylindre H.P.
à différentes vitesses,
pour une ouverture de Régulateur de 0,60
et un cran d'admission H.P. de 0,45
Série A (Boîtes à vapeur et tuyaux de construction)

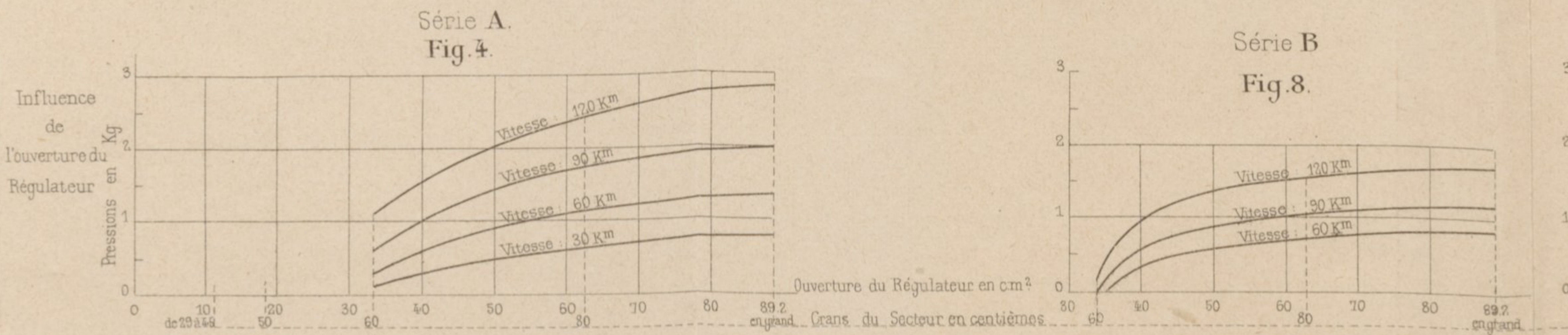
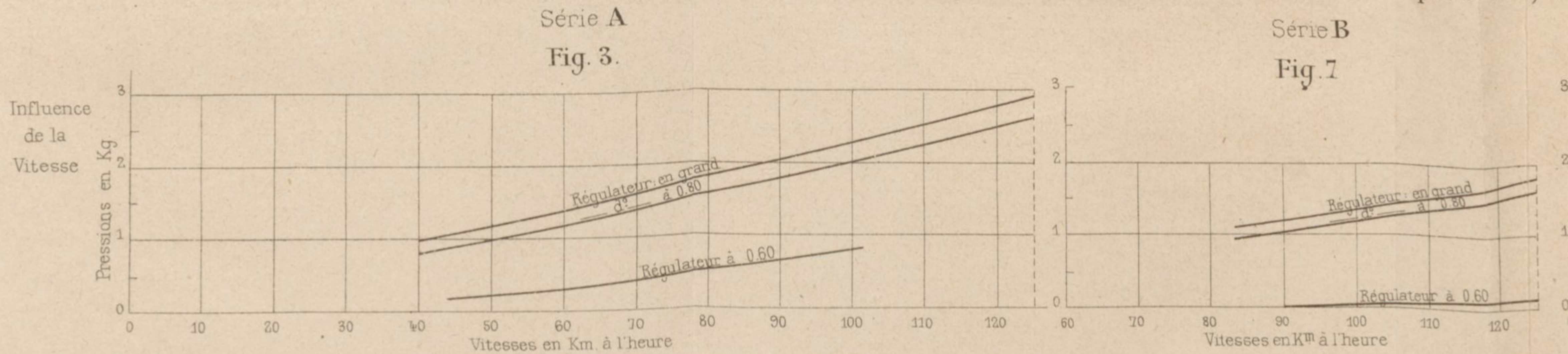
Echelles:
Vitesse 1^{cm} par Km
Pressions 10^{mm} par Kg
Ouvertures du régulateur en cm² 1^{cm} par cm²



1° Surpression dans la Boîte à vapeur H.P. due au coup de



2° Excès de la pression maxima dans la Boîte à vapeur H.P. sur



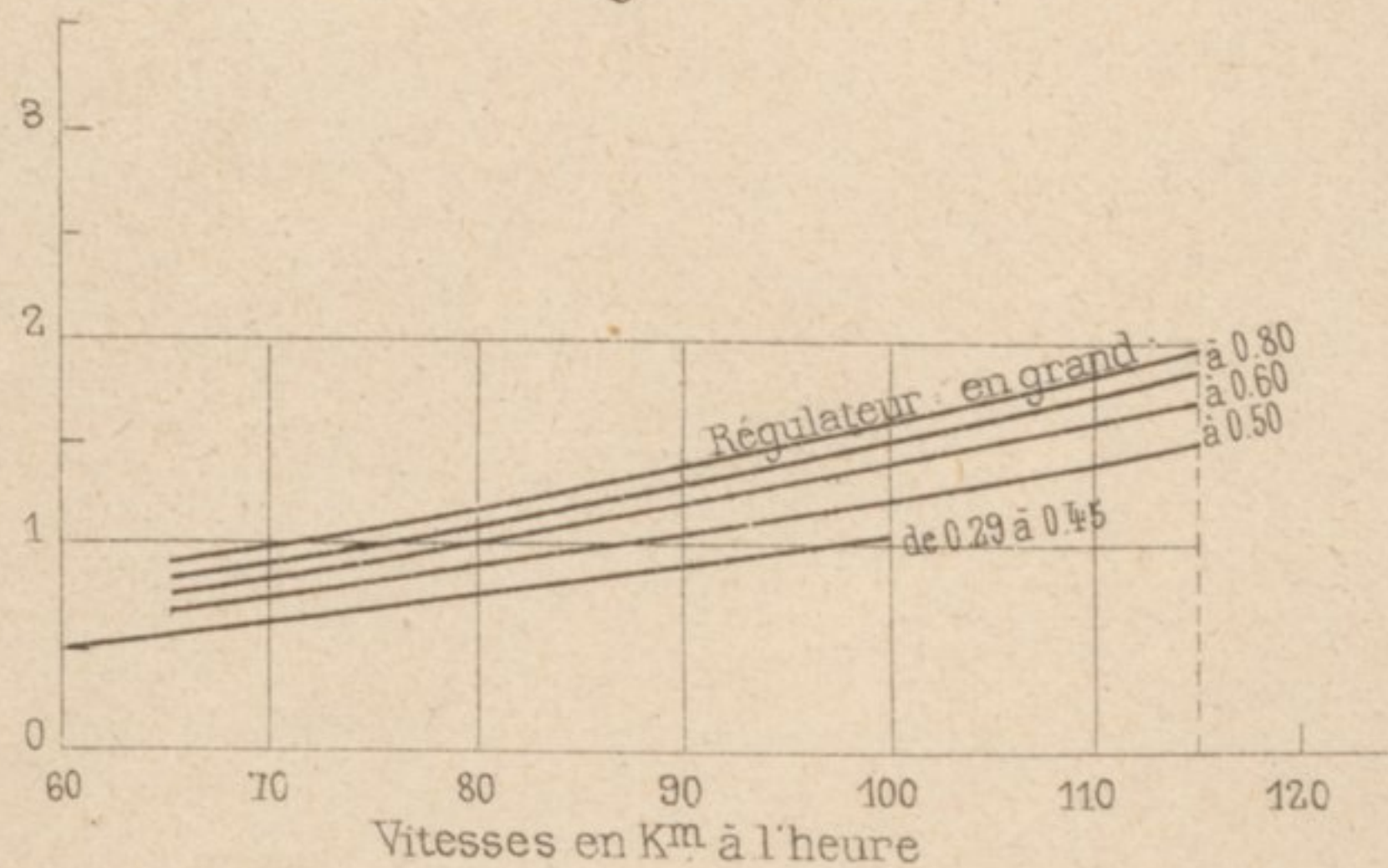
Echelles { Pressions
Vitesses
Ouvertures du Régulateur

au coup de bélier à la fin de l'admission

Série C.

(Tuyaux d'admission de construction, boîtes à vapeur agrandies)

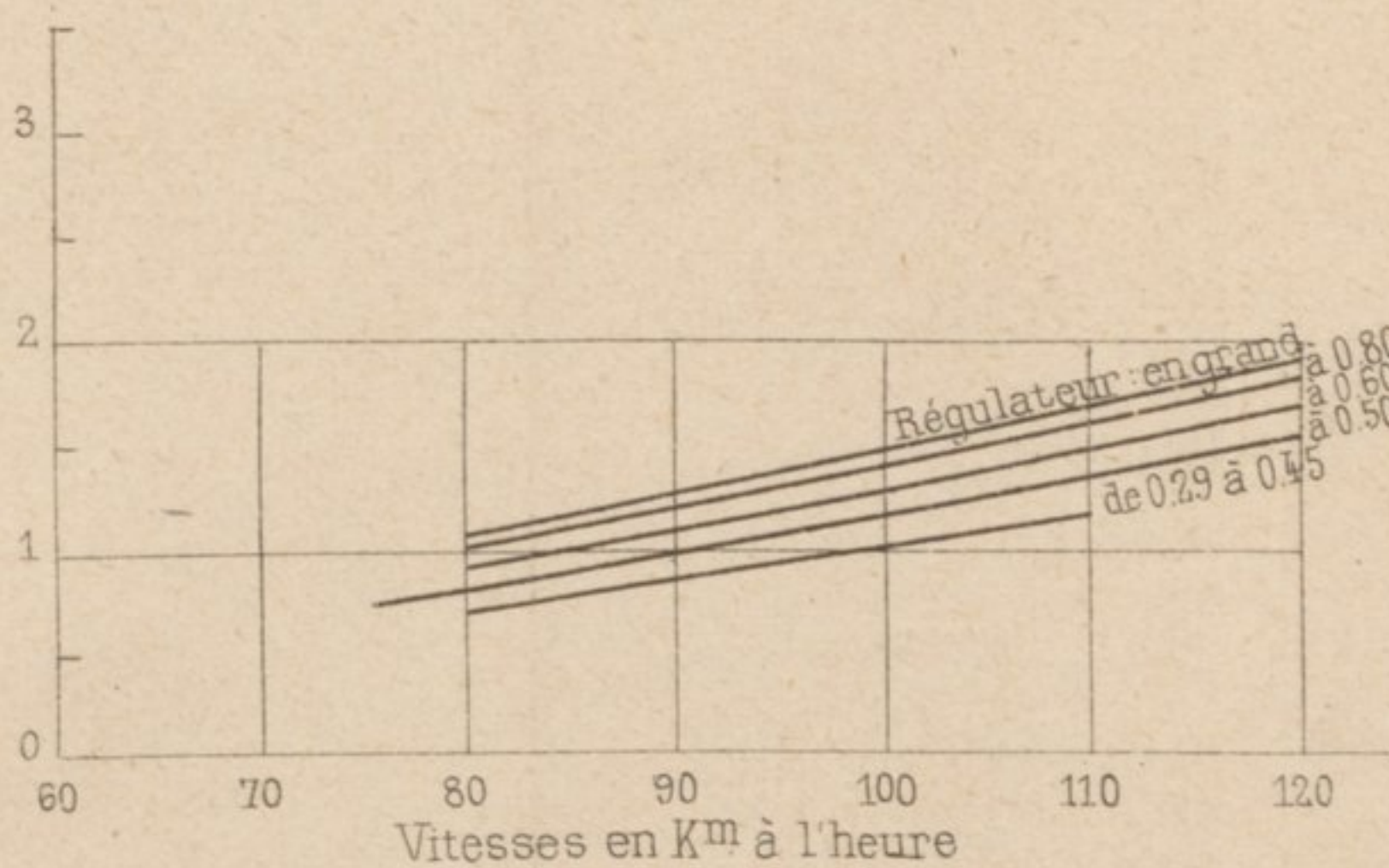
Fig. 9.



Série D

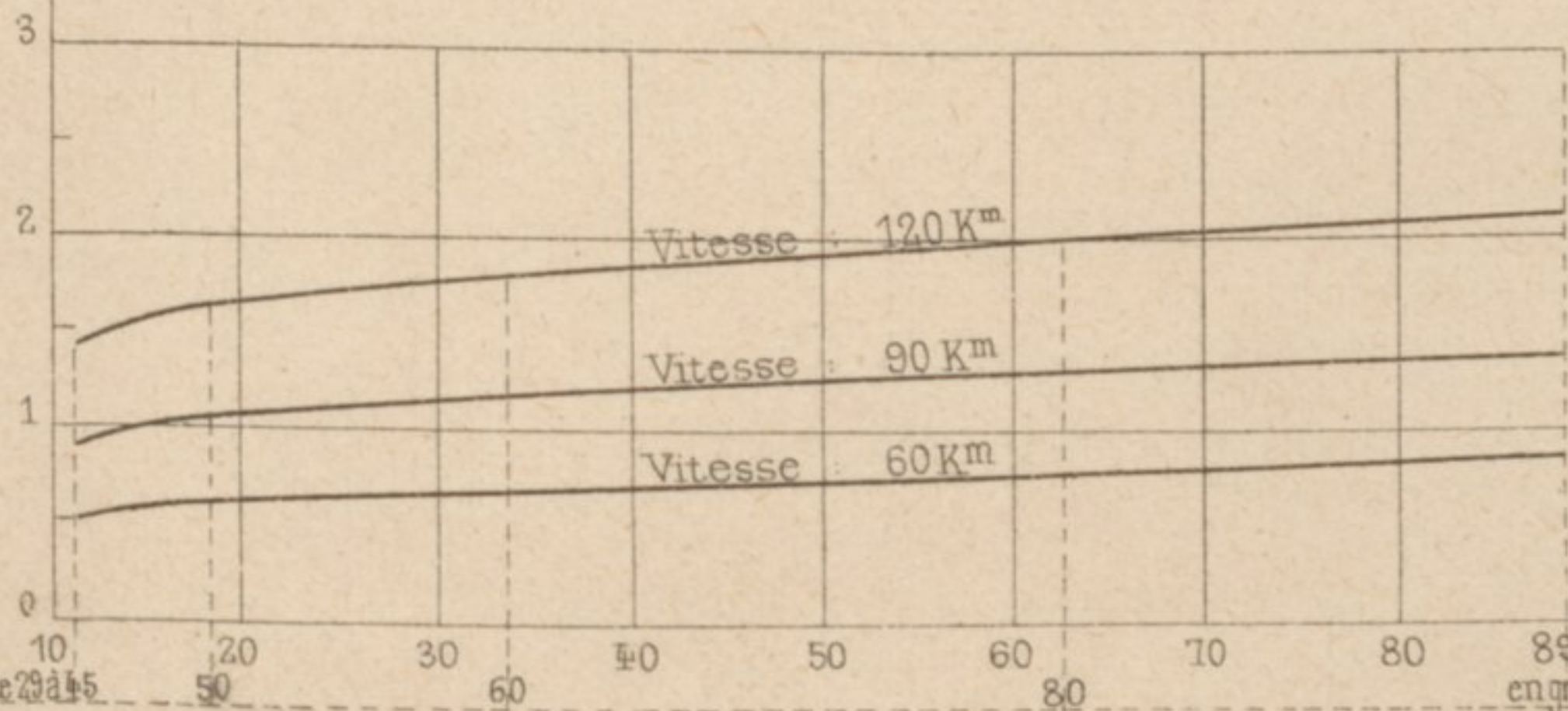
(Tuyaux d'admission et boîtes à vapeur agrandis)

Fig. 13.



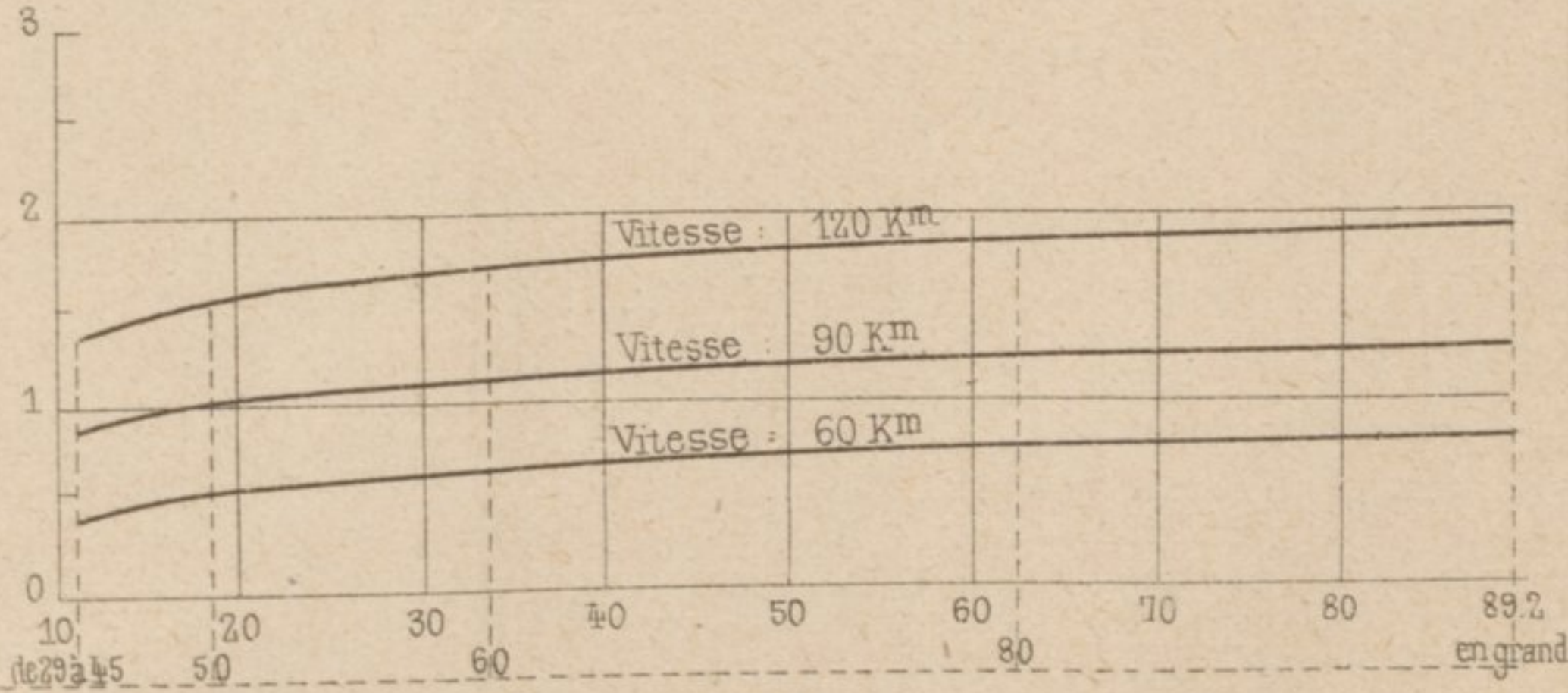
Série C

Fig. 10



Série D.

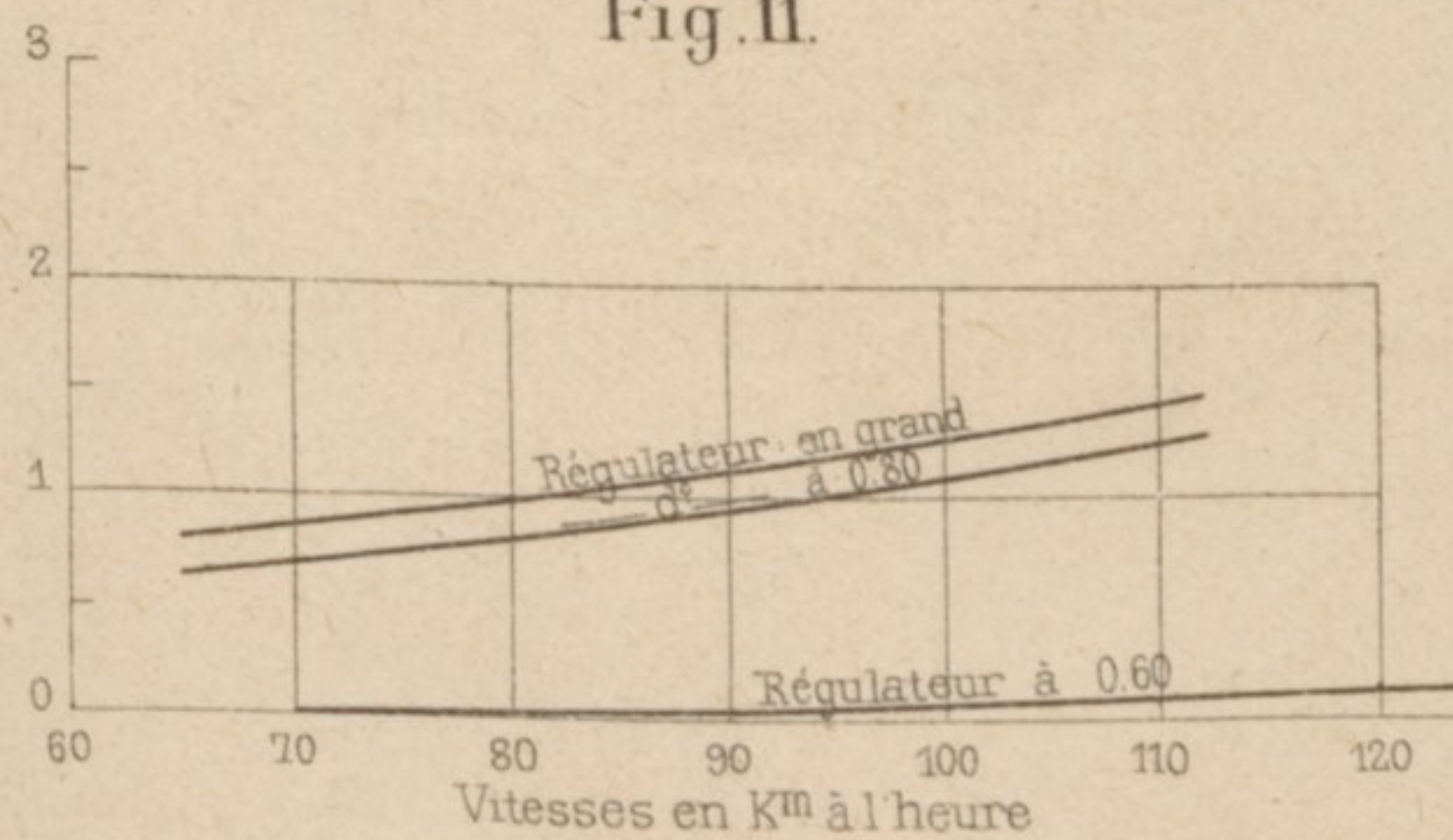
Fig. 14.



vapeur H.P, sur la pression de la chaudière

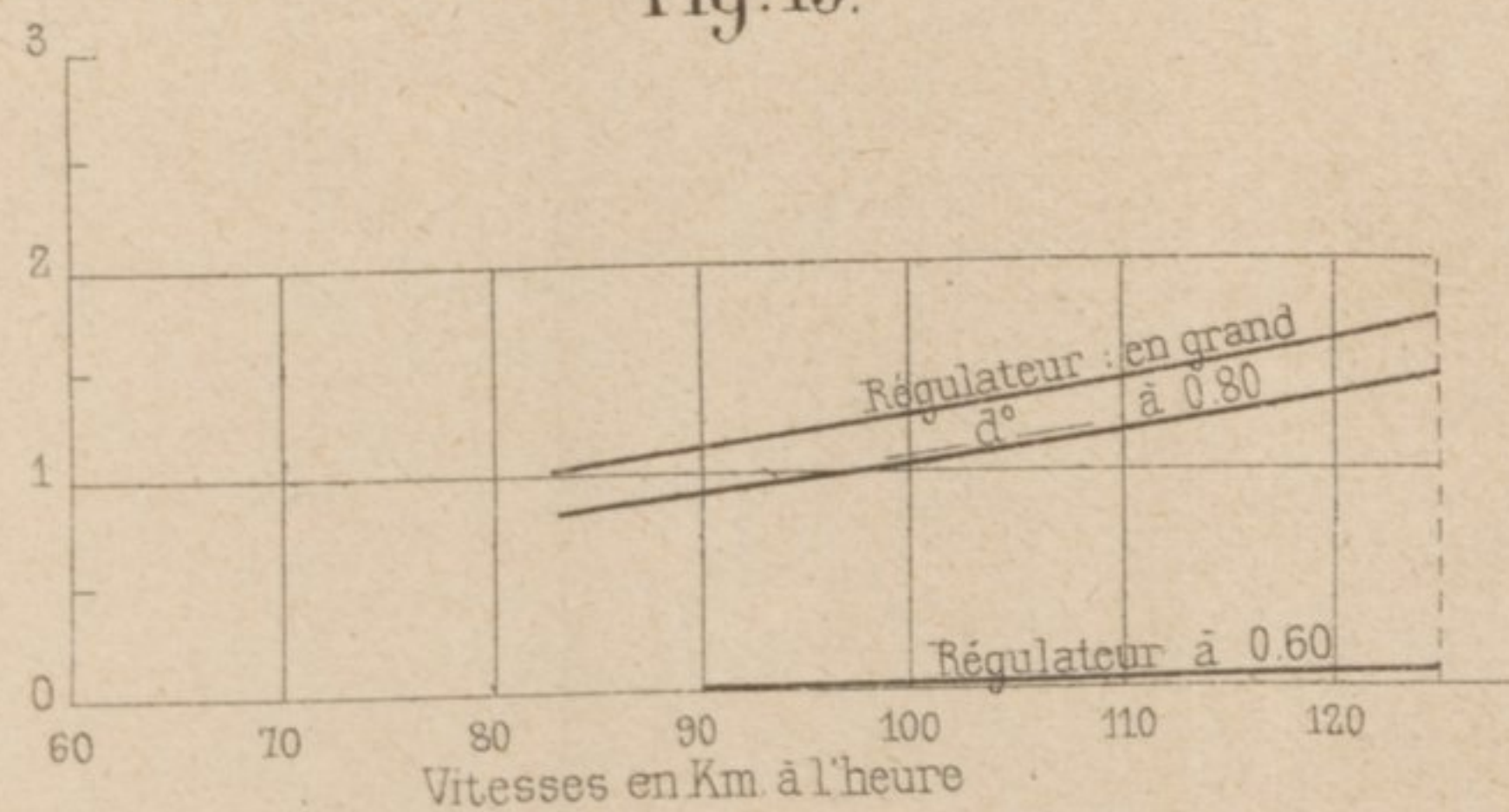
Série C

Fig. 11.



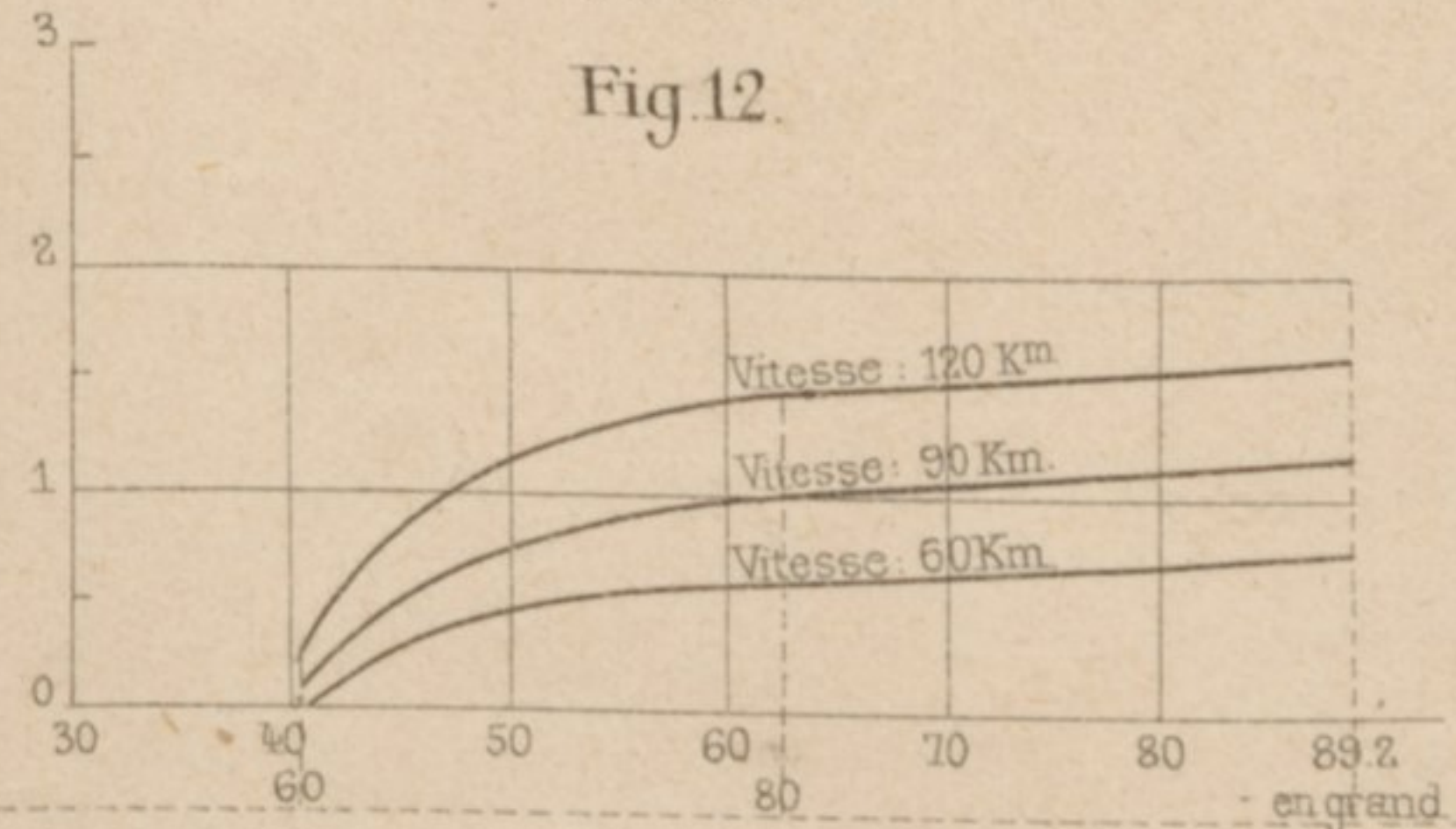
Série D.

Fig. 15.



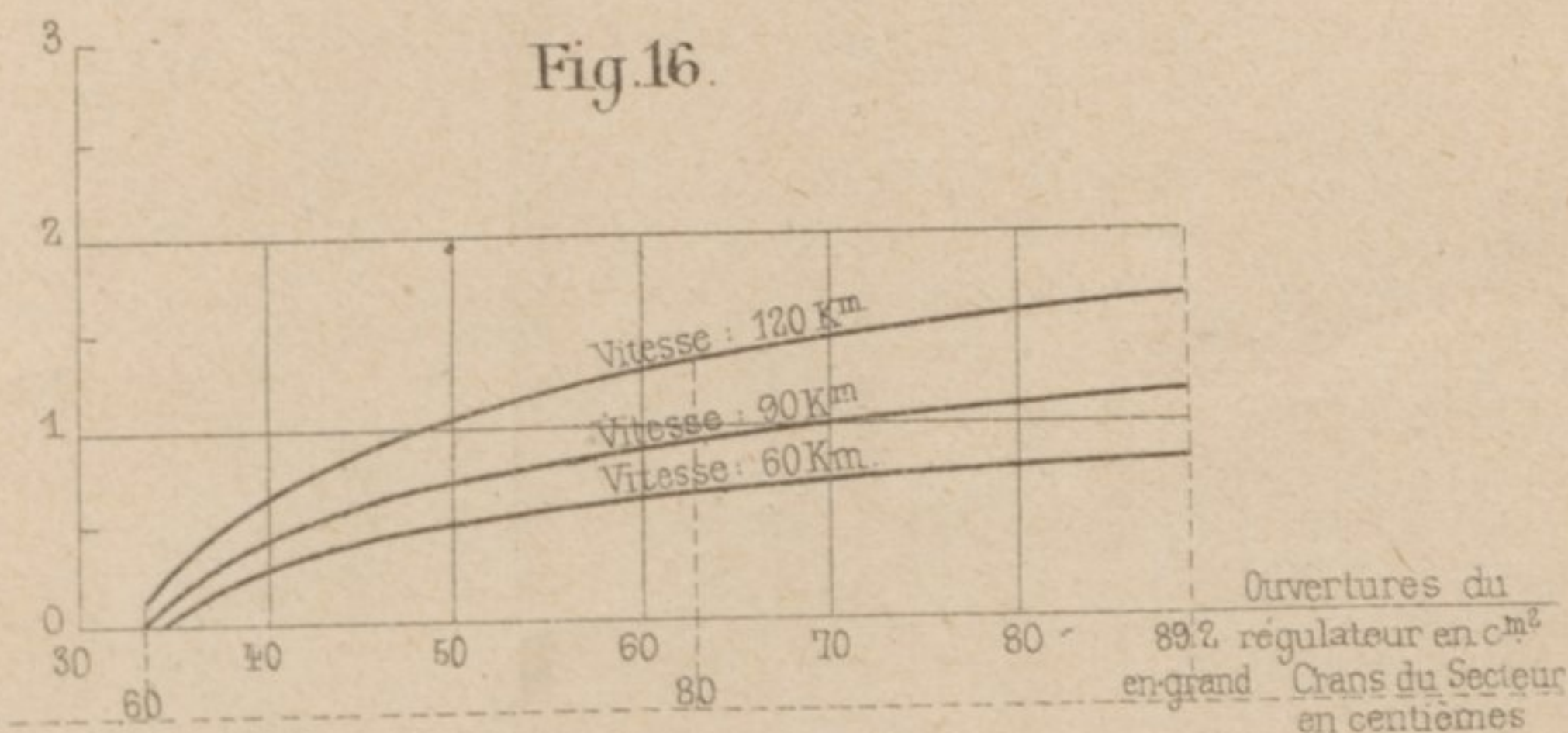
Série C

Fig. 12.



Série D

Fig. 16.



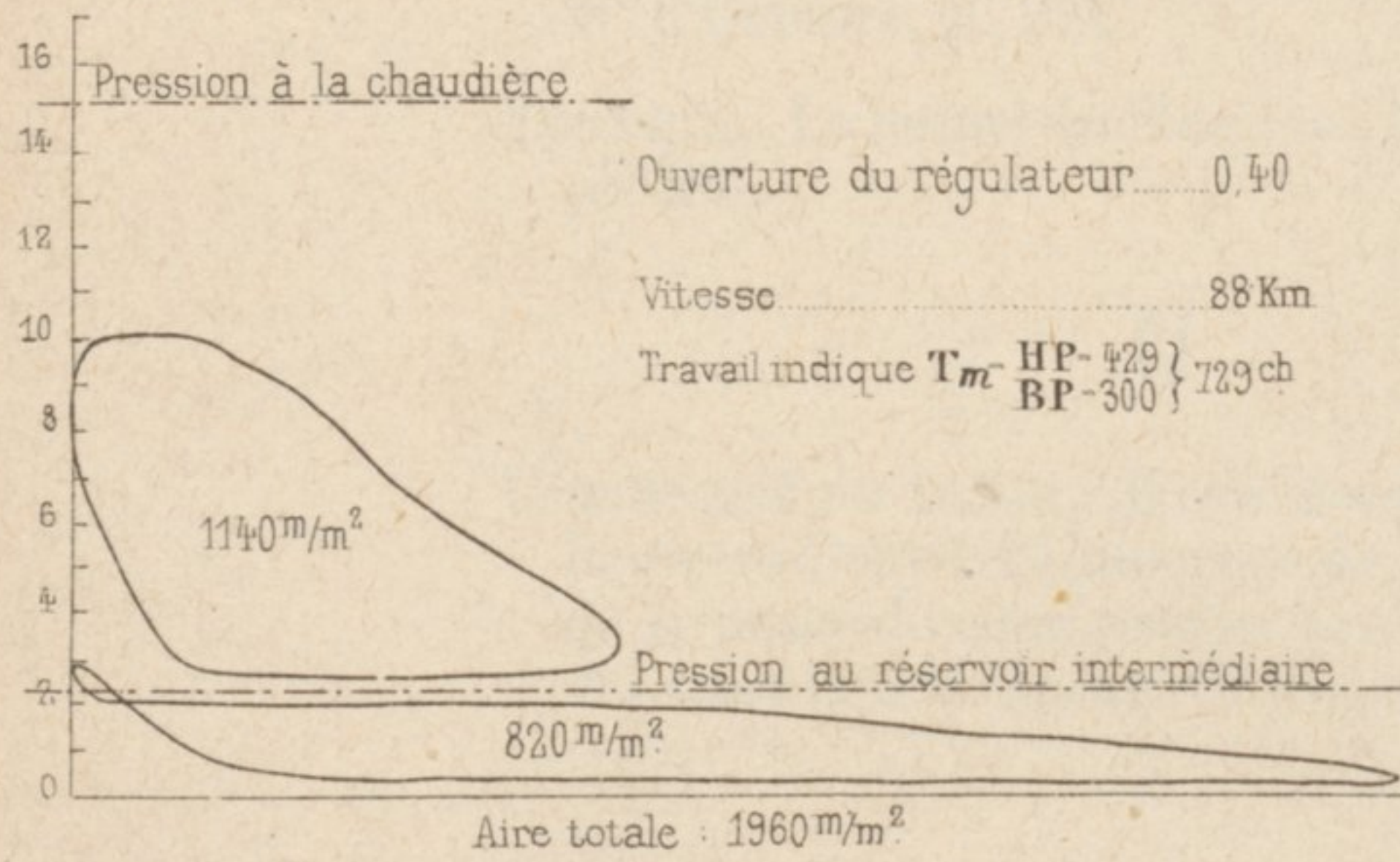
10^m/m par Kg
1^m/m par Km
1^m/m par c^m²

Fig. 1. — Influence de l'ouverture du régulateur sur l'

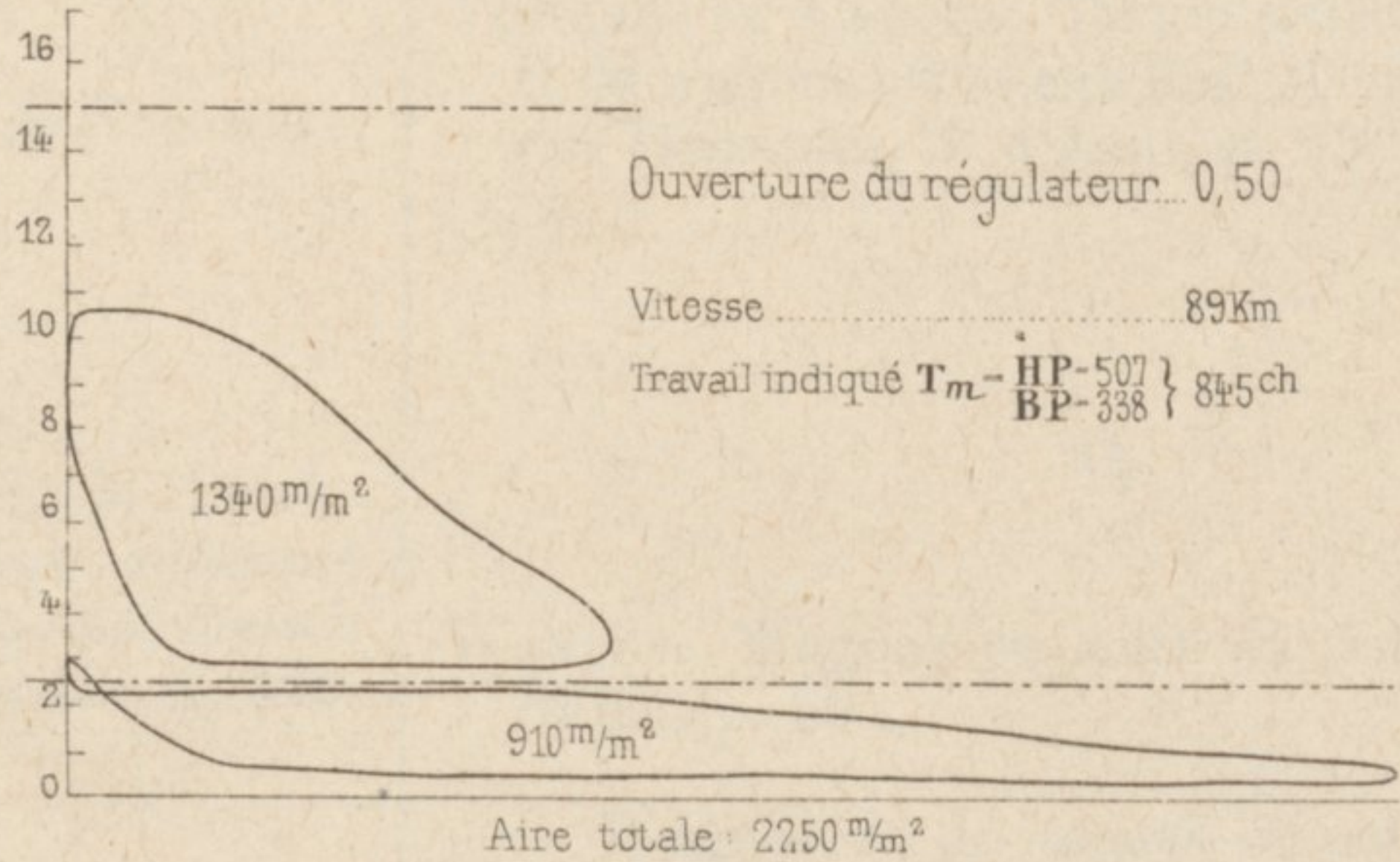
Train 12 du 15 Janvier 1897
(Charge: 130 tonnes; Crans d'admission: 45/60)

Profil: Rampes de 3 et de 4‰; Crans d'échappement: 0,37

Diag. N°1



Diag. N°2



Diag. N°3

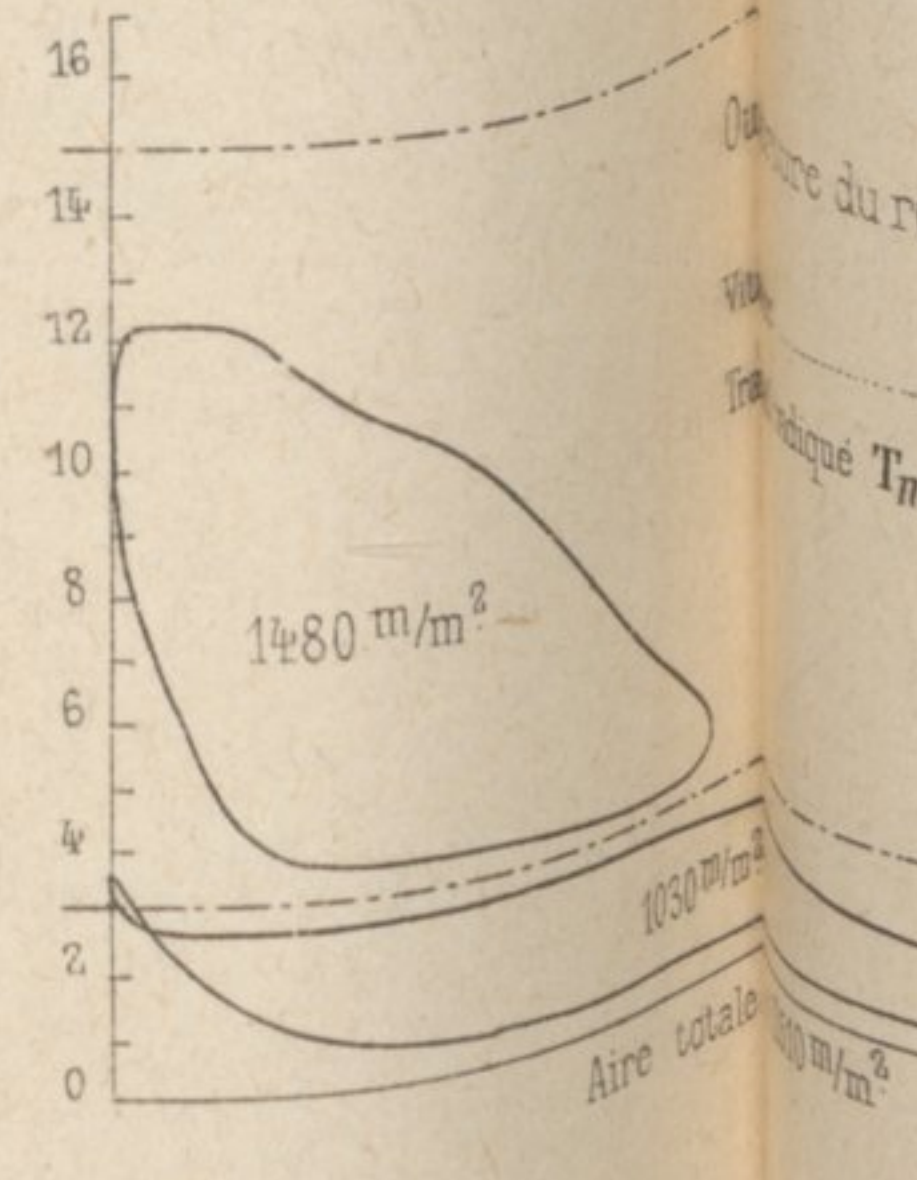
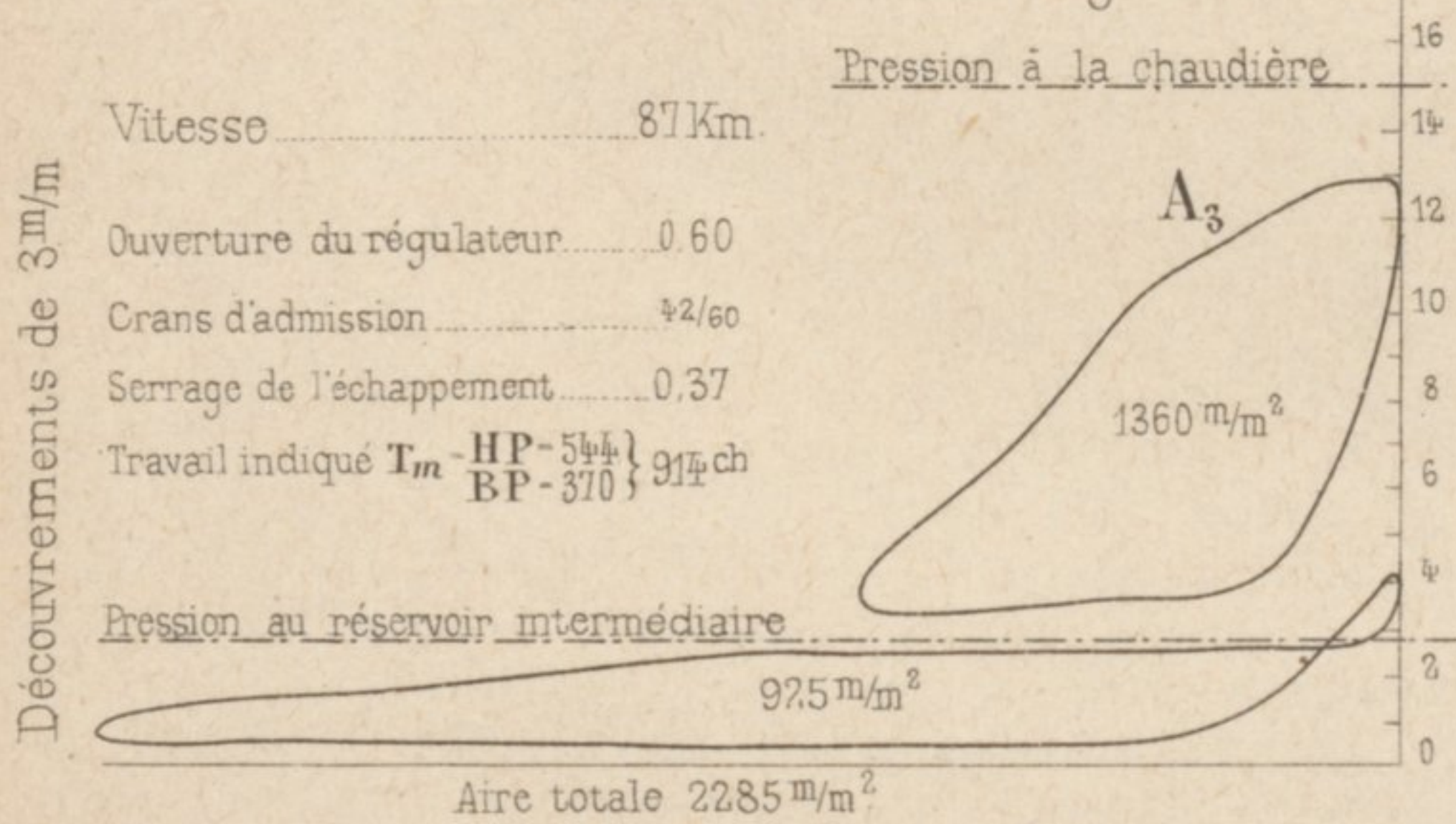


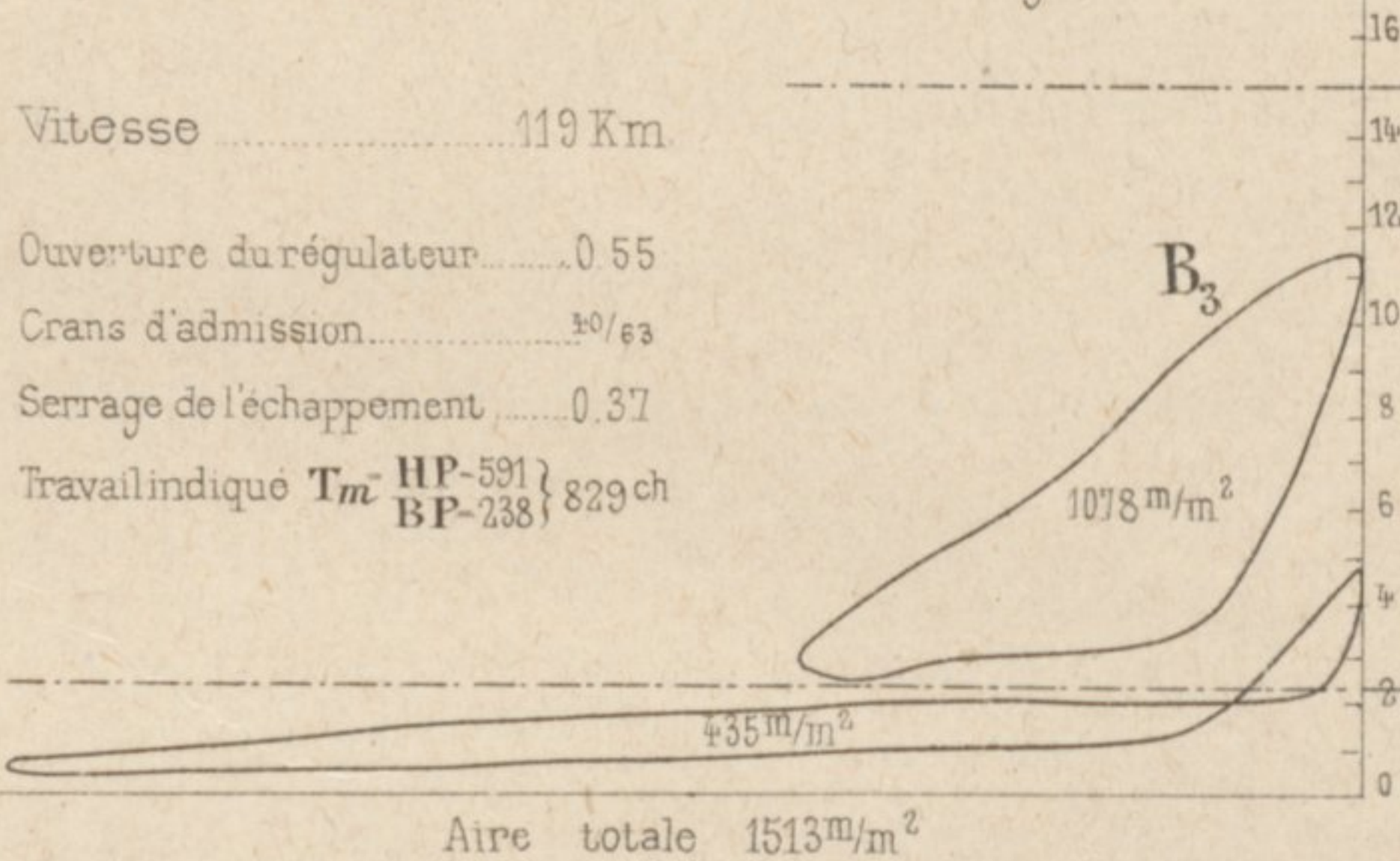
Fig. 2. — Modification des découverts intérieurs des tiroirs B.P.

Faces A

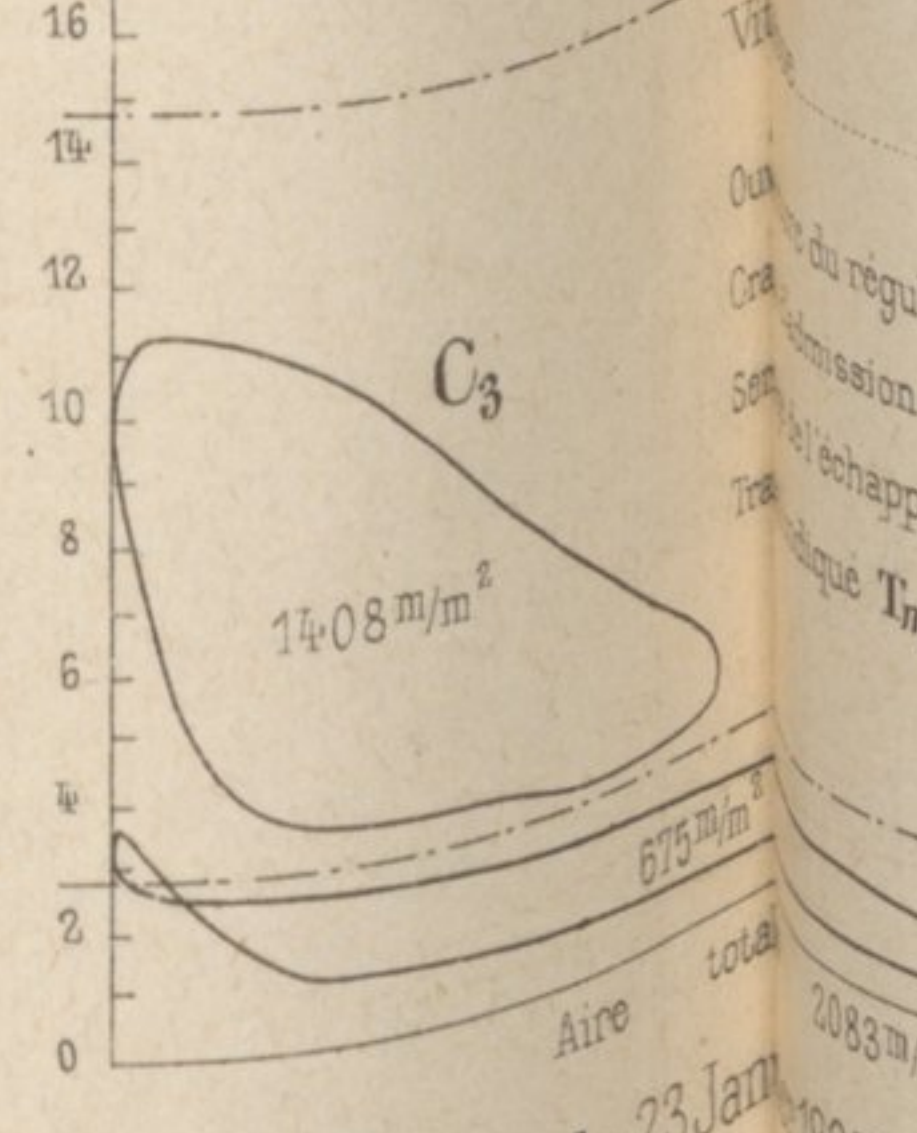
Train 1 du 15 Janvier 1897. Diag. N°6



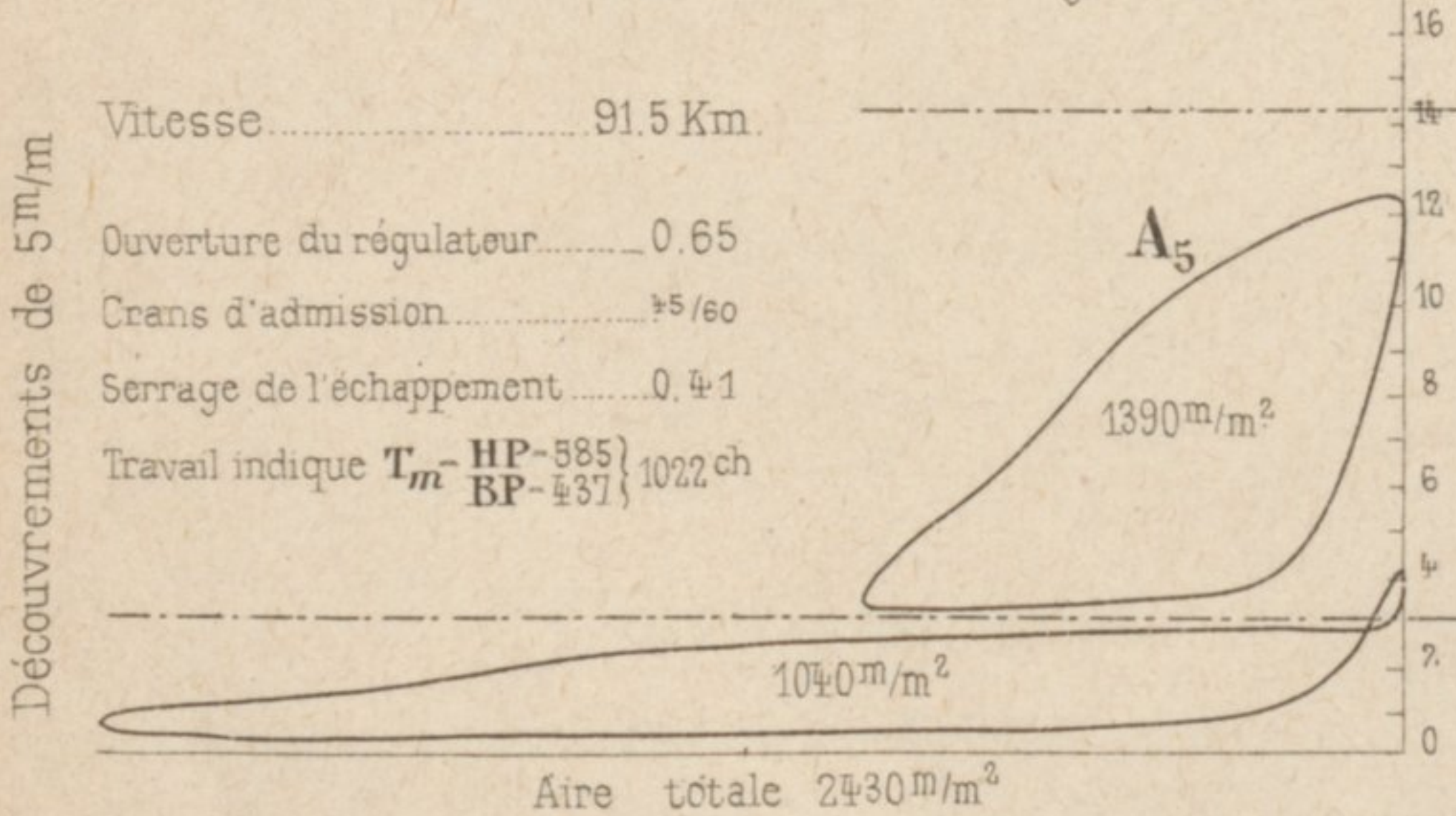
Train 12 du 15 Janvier 1897. Diag. N°7



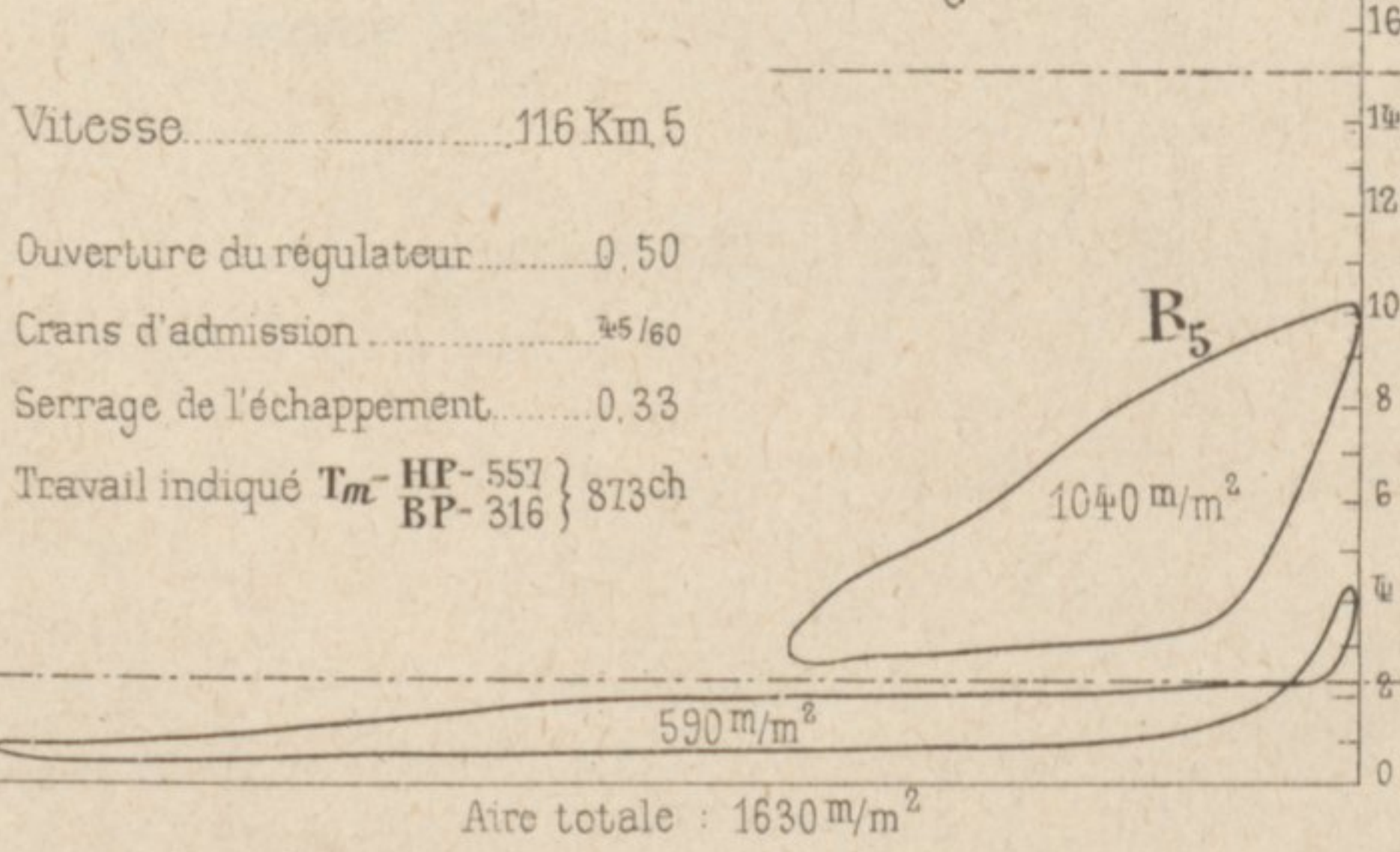
Train 12 du 20 Janvier 1897



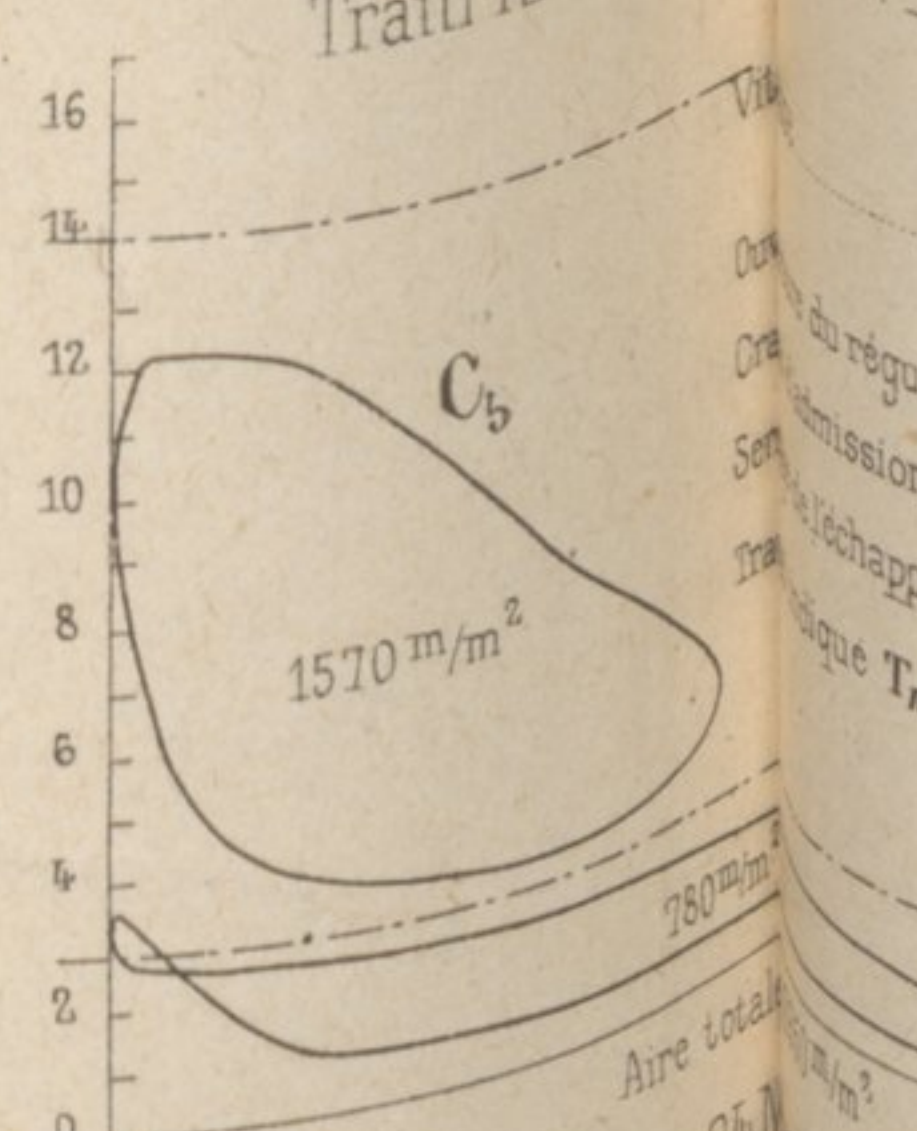
Train 9 du 25 Janvier 1897. Diag. N°13



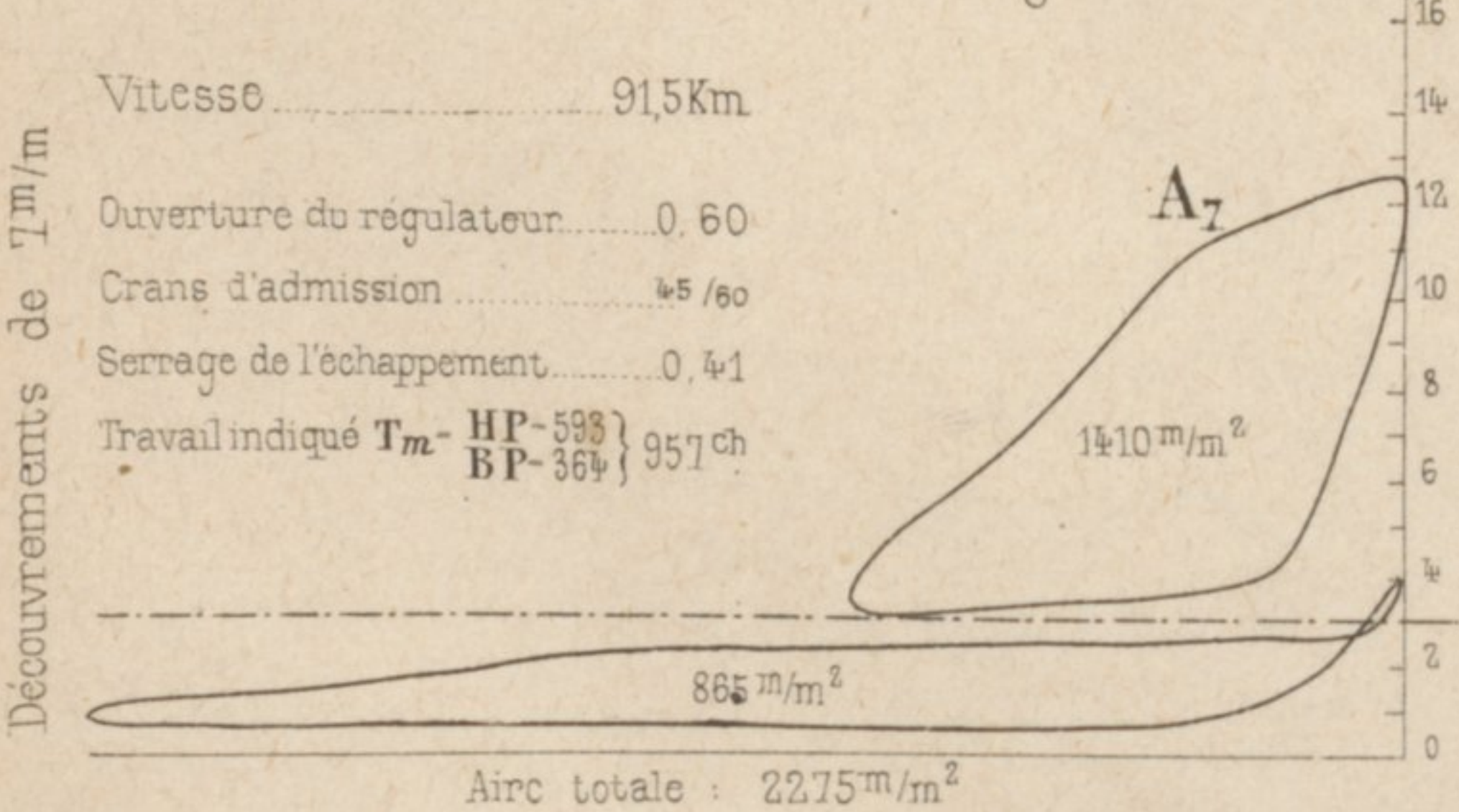
Train 9 du 18 Mars 1897. Diag. N°10



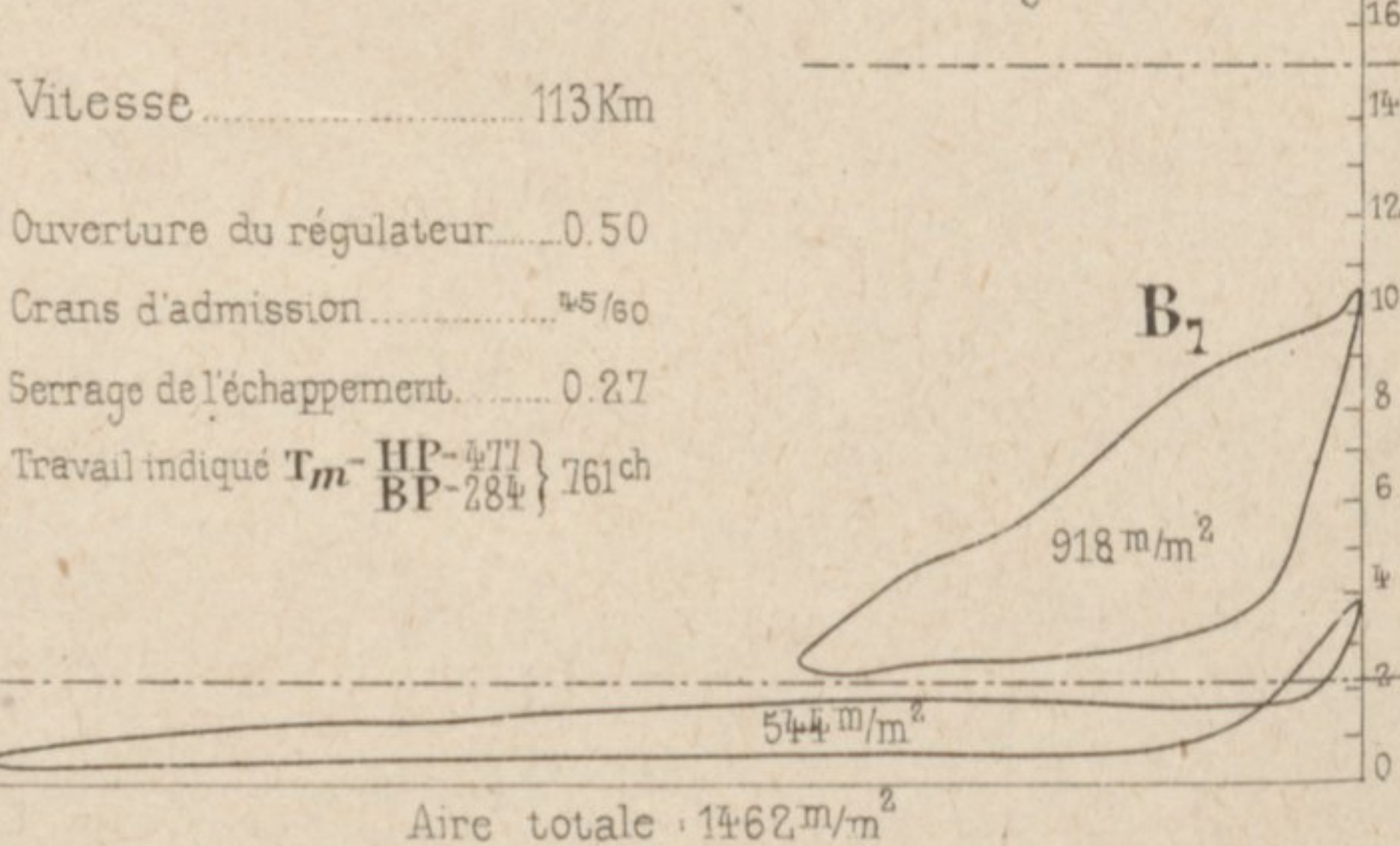
Train 12 du 23 Janvier 1897



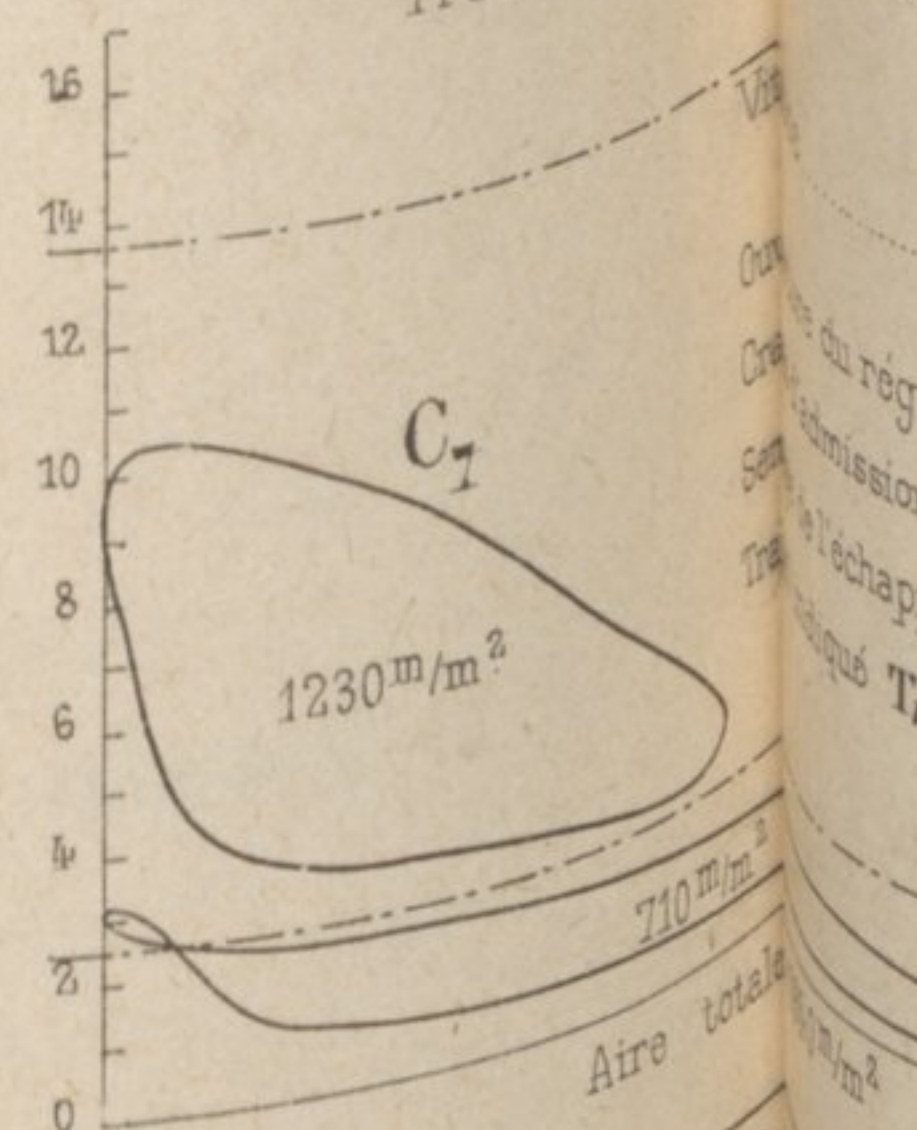
Train 12 du 18 Mars 1897. Diag. N°8.



Train 12 du 25 Janvier 1897. Diag. N°11



Train 12 du 24 Janvier 1897



régulateur sur la forme et sur l'aire des diagrammes

12 du 1897
 (Beau temps)
 Serrage de l'échappement: 0.27

Diag. N°3
 Ouverture du régulateur: 0.60
 Vitesse: 90 Km
 Travail indiqué T_m - HP-565 } 960 ch
 BP-395 }

1030 m²
 Aire totale

Diag. N°16
 120 Km.
 Ouverture du régulateur: 0.65
 Serrage de l'échappement: 0.27
 Travail indiqué T_m - HP-718 } 1066 ch
 BP-348 }

675 m²
 Aire totale

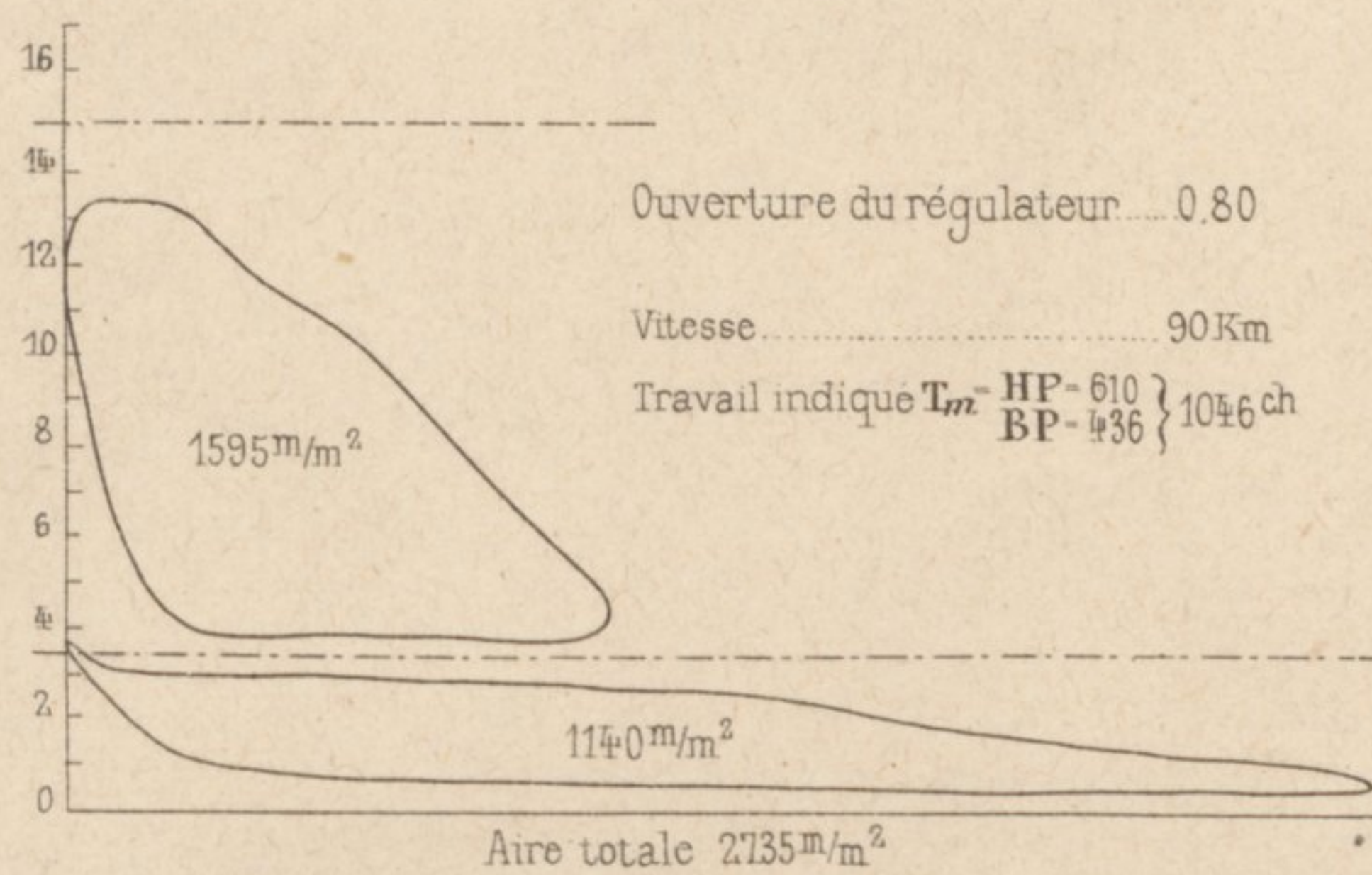
Diag. N°22
 116 Km.
 Ouverture du régulateur: En grand
 Serrage de l'échappement: 0.27
 Travail indiqué T_m - HP-773 } 1157 ch
 BP-384 }

780 m²
 Aire totale

Diag. N°20
 117 Km.
 Ouverture du régulateur: 0.60
 Serrage de l'échappement: 0.37
 Travail indiqué T_m - HP-612 } 965 ch
 BP-353 }

710 m²
 Aire totale

Diag. N°4



Diag. N°5

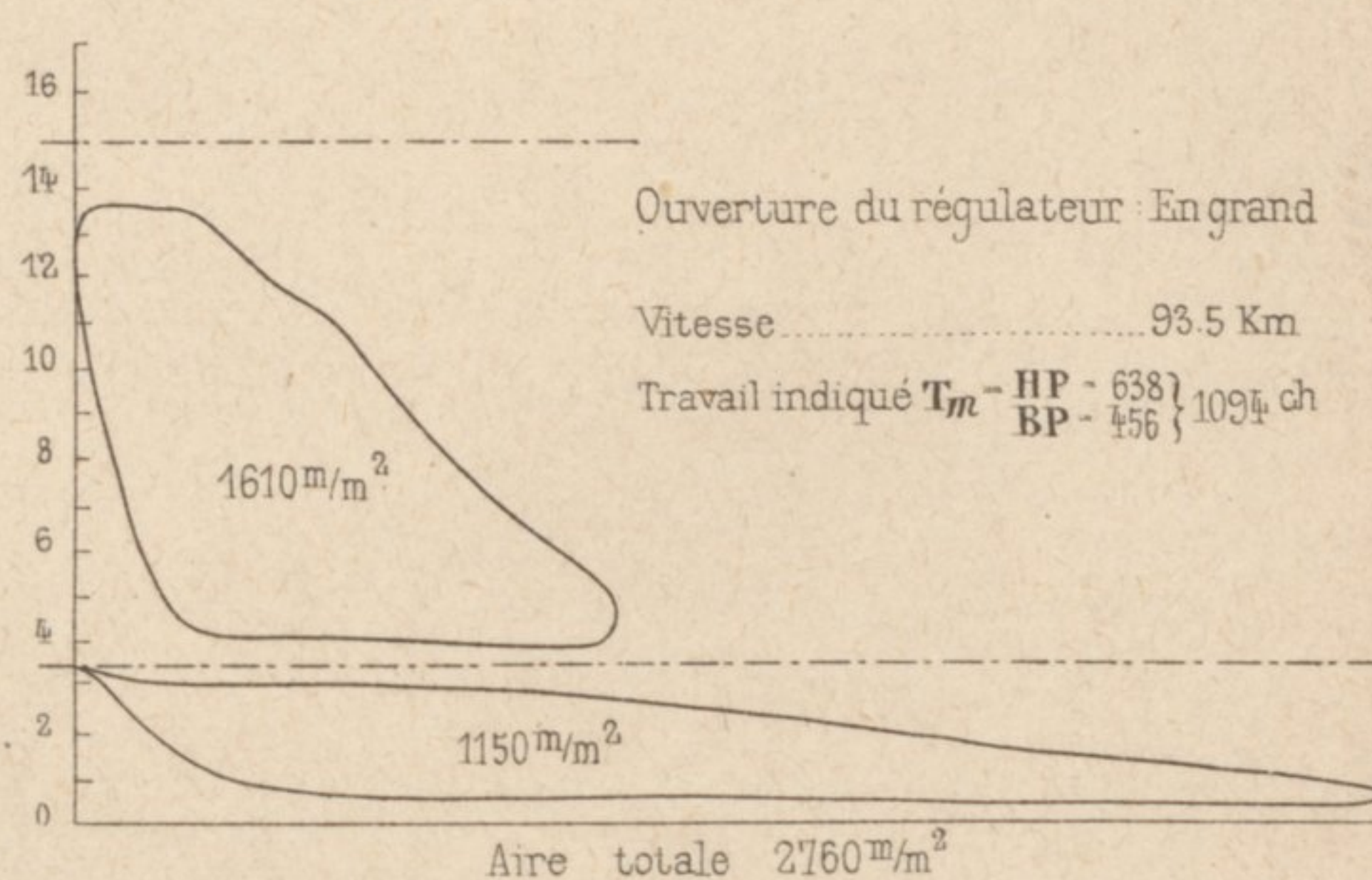
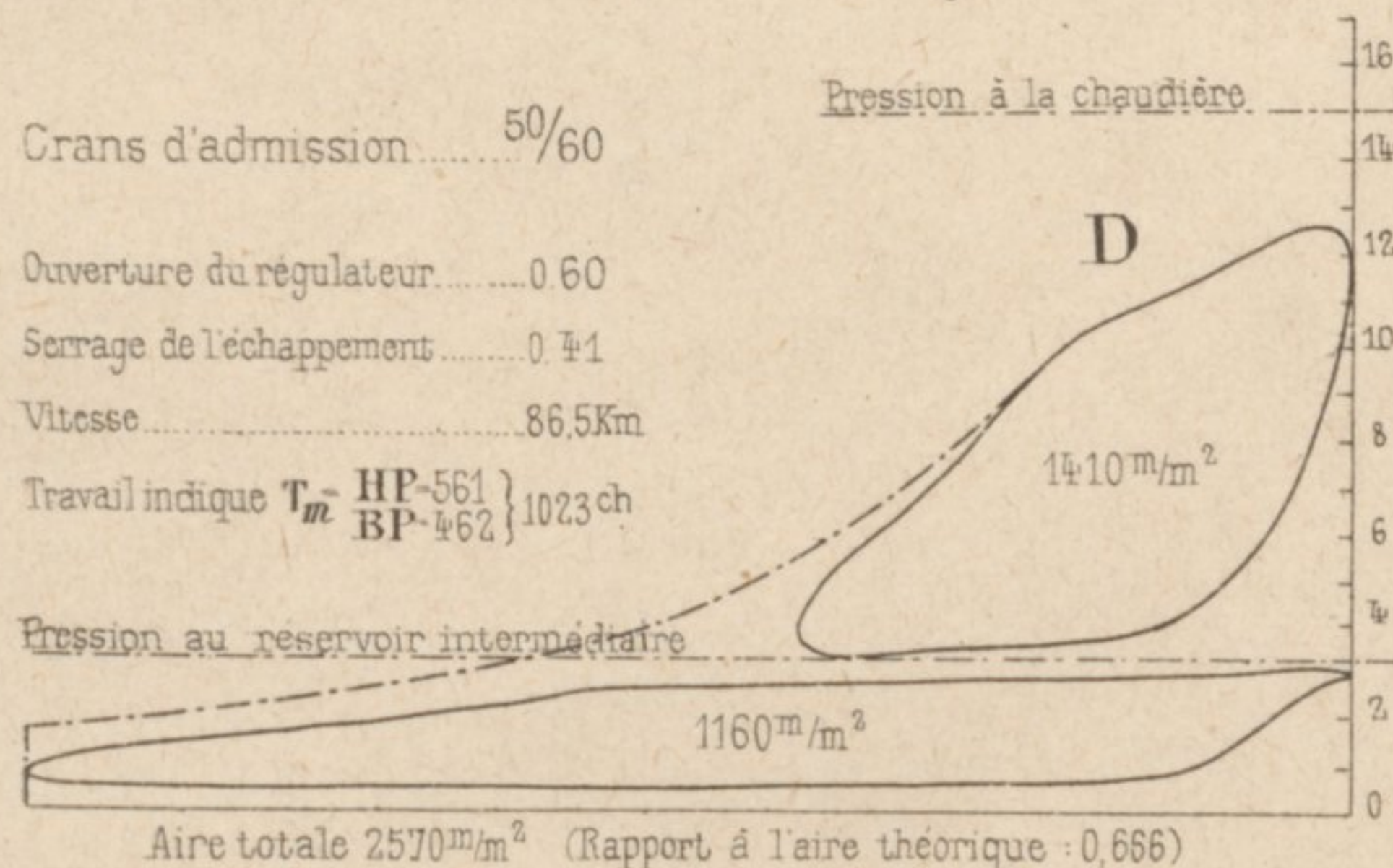
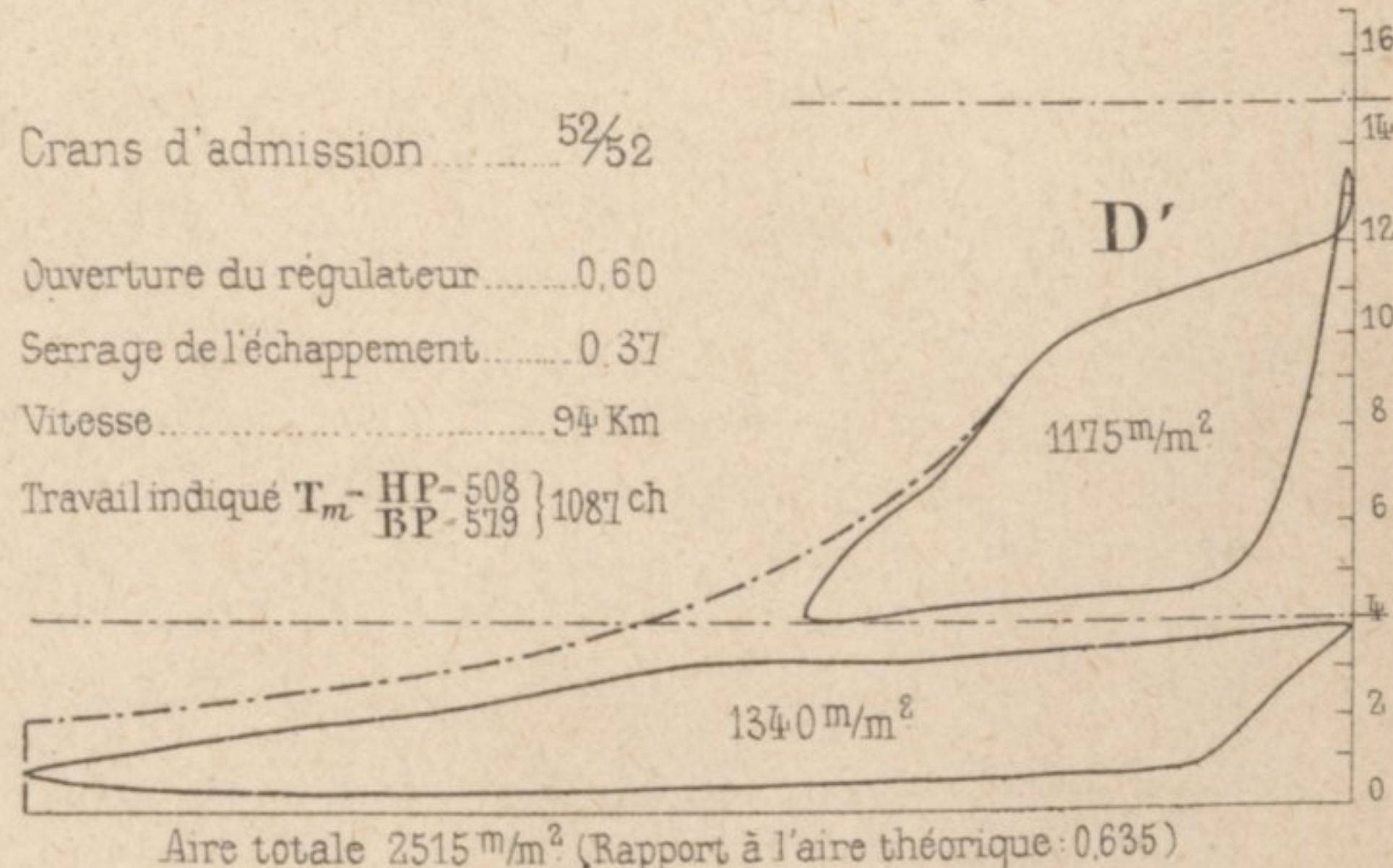


Fig. 3. — Relèvement de la marche B.P. concurremment avec l'allongement de la marche H.P. sans modification du travail indiqué

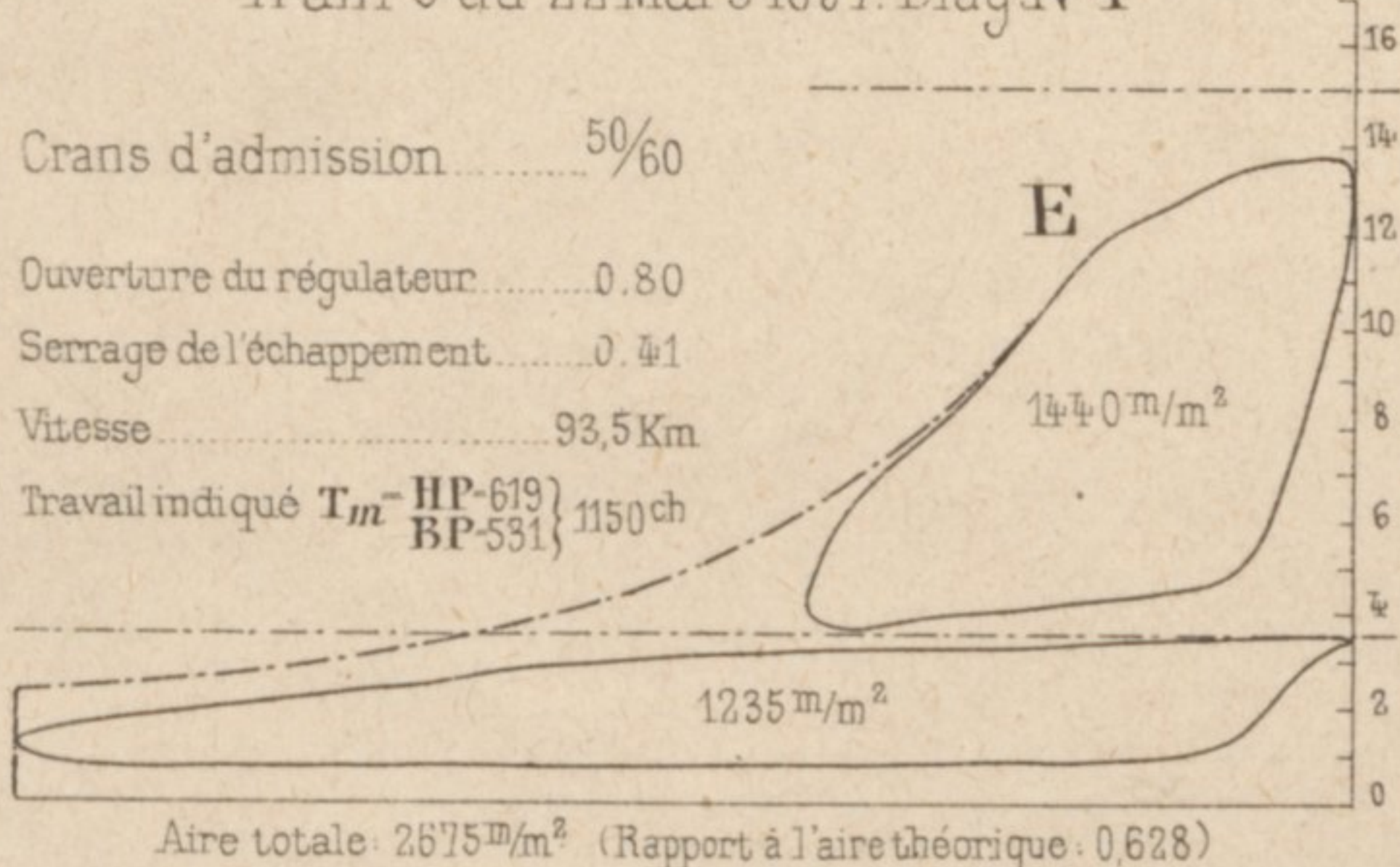
Train 9 du 22 Mars 1897. Diag. N°3



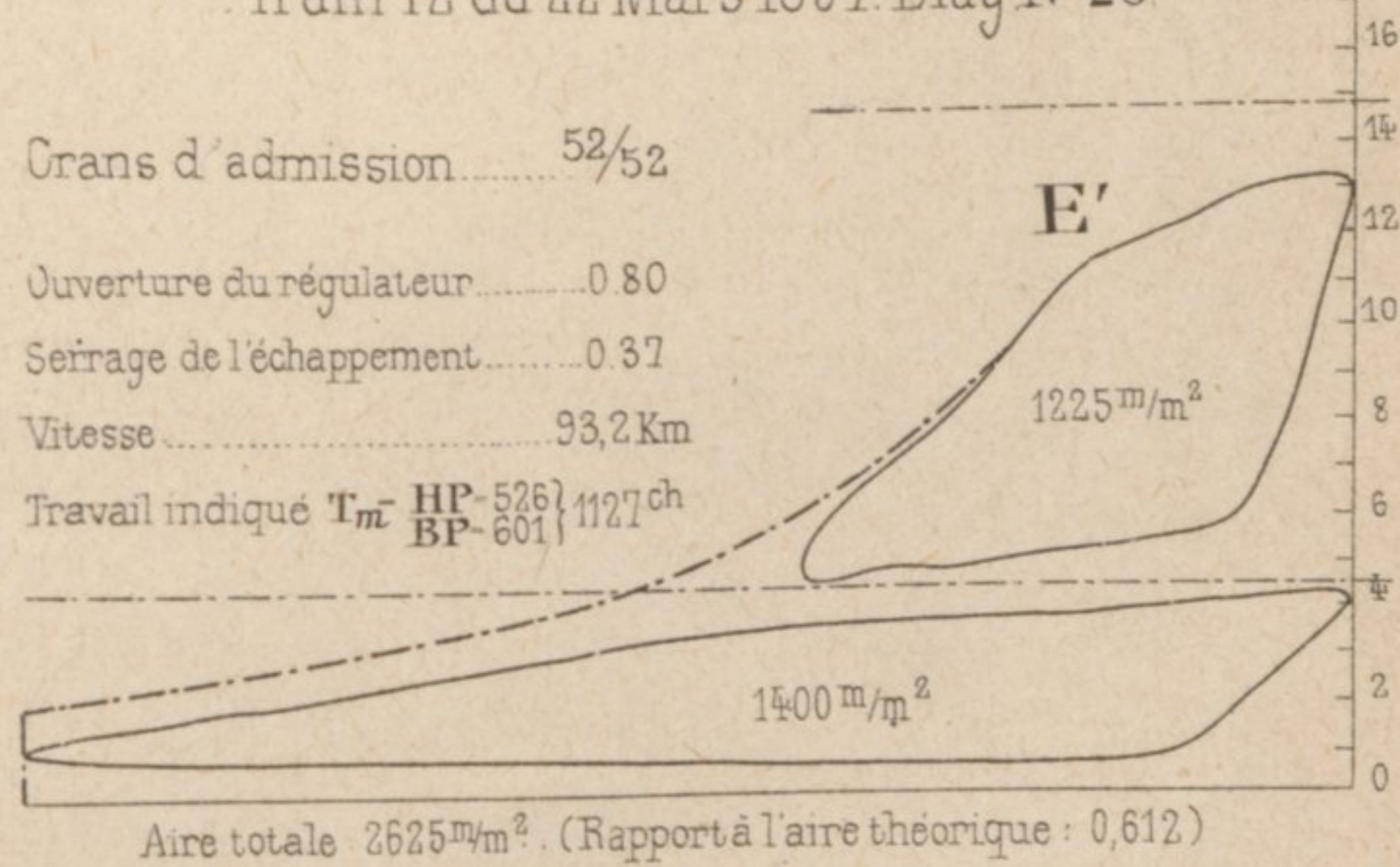
Train 12 du 22 Mars 1897. Diag. N°25



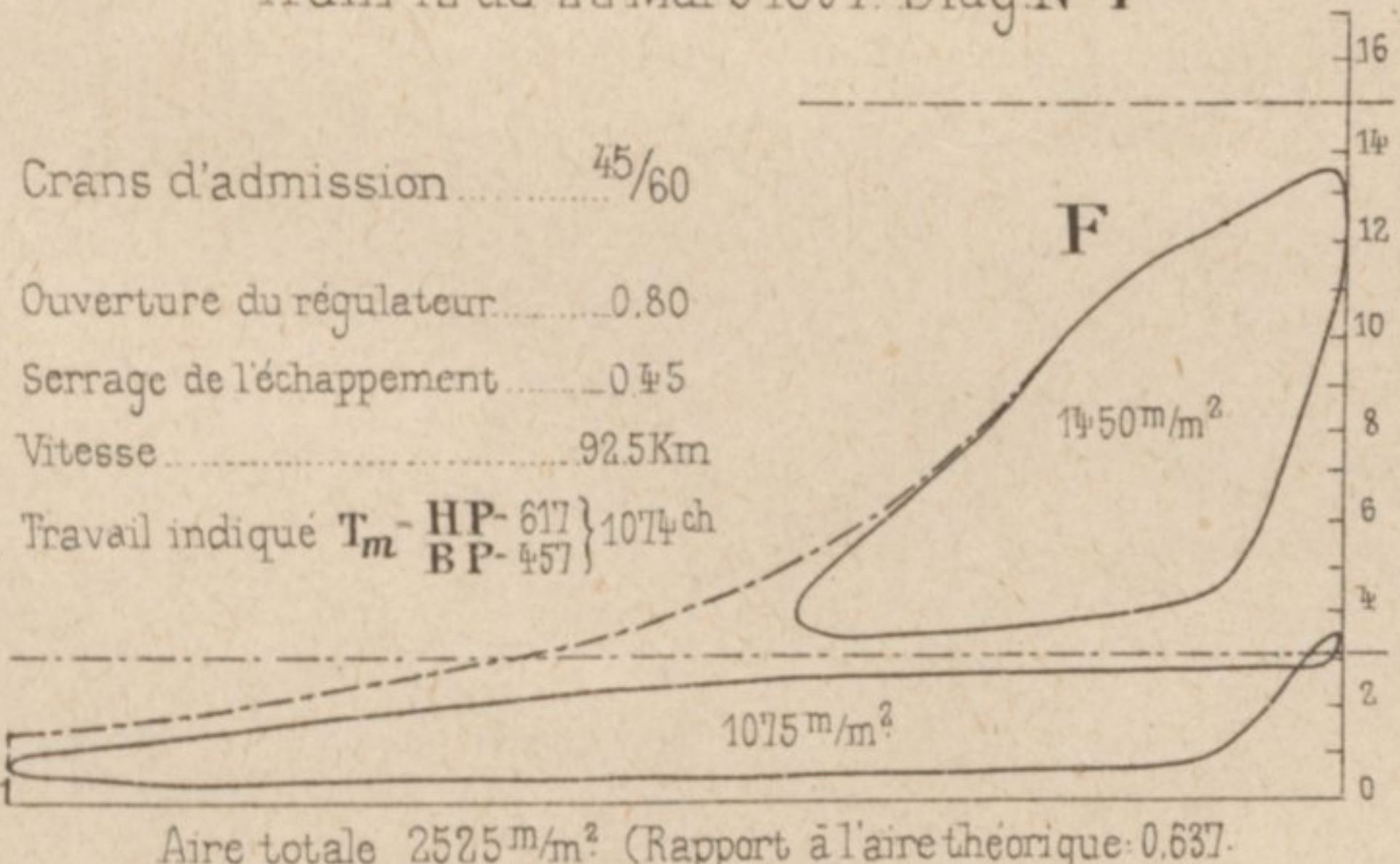
Train 9 du 22 Mars 1897. Diag. N°1



Train 12 du 22 Mars 1897. Diag. N°23



Train 12 du 22 Mars 1897. Diag. N°1



Train 9 du 18 Mars 1897. Diag. N°8

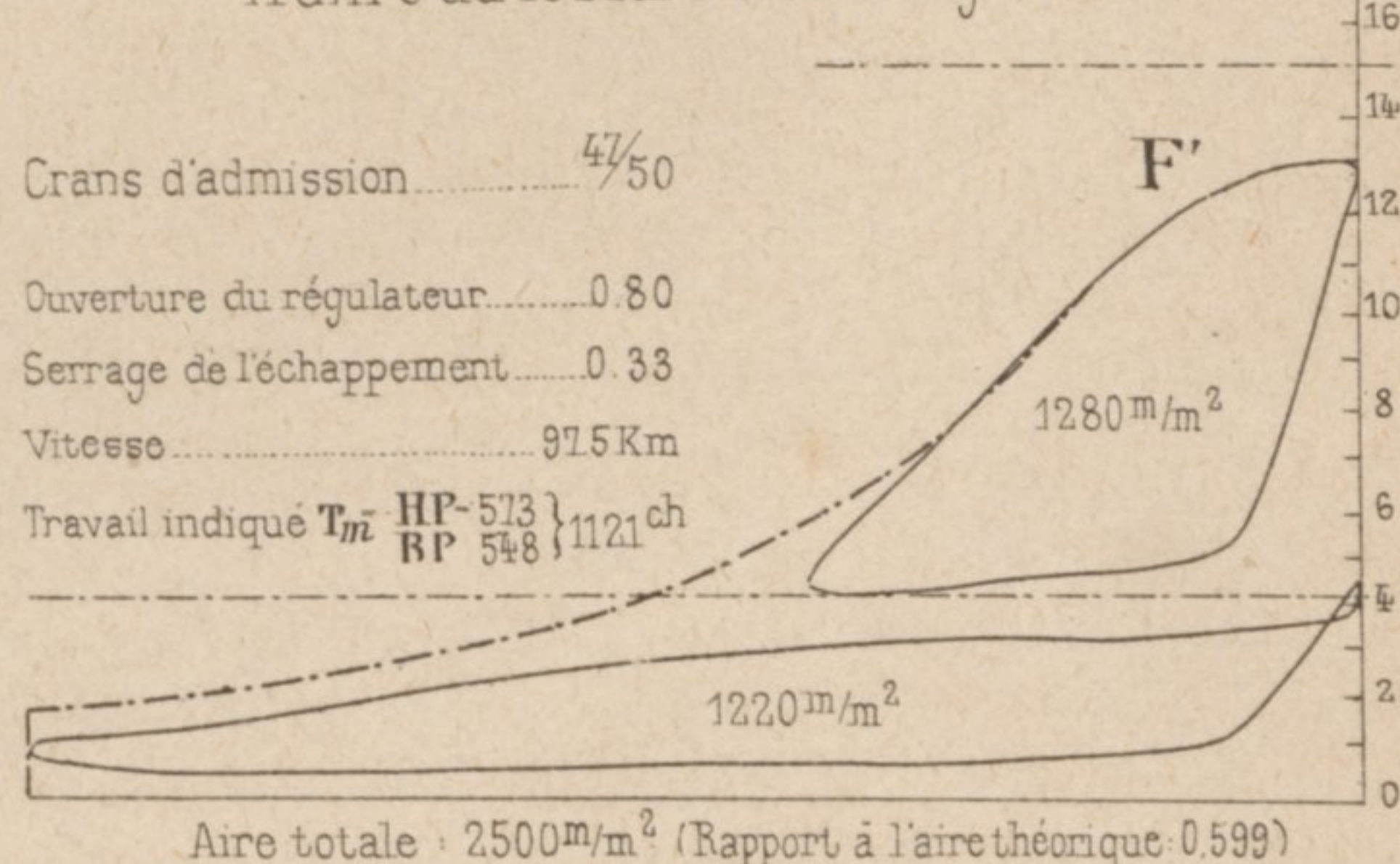


Fig. 1 à 4. — Pressions au réservoir intermédiaire et Contrepressions moyennes

Fig. 1. Influence de l'ouverture du régulateur

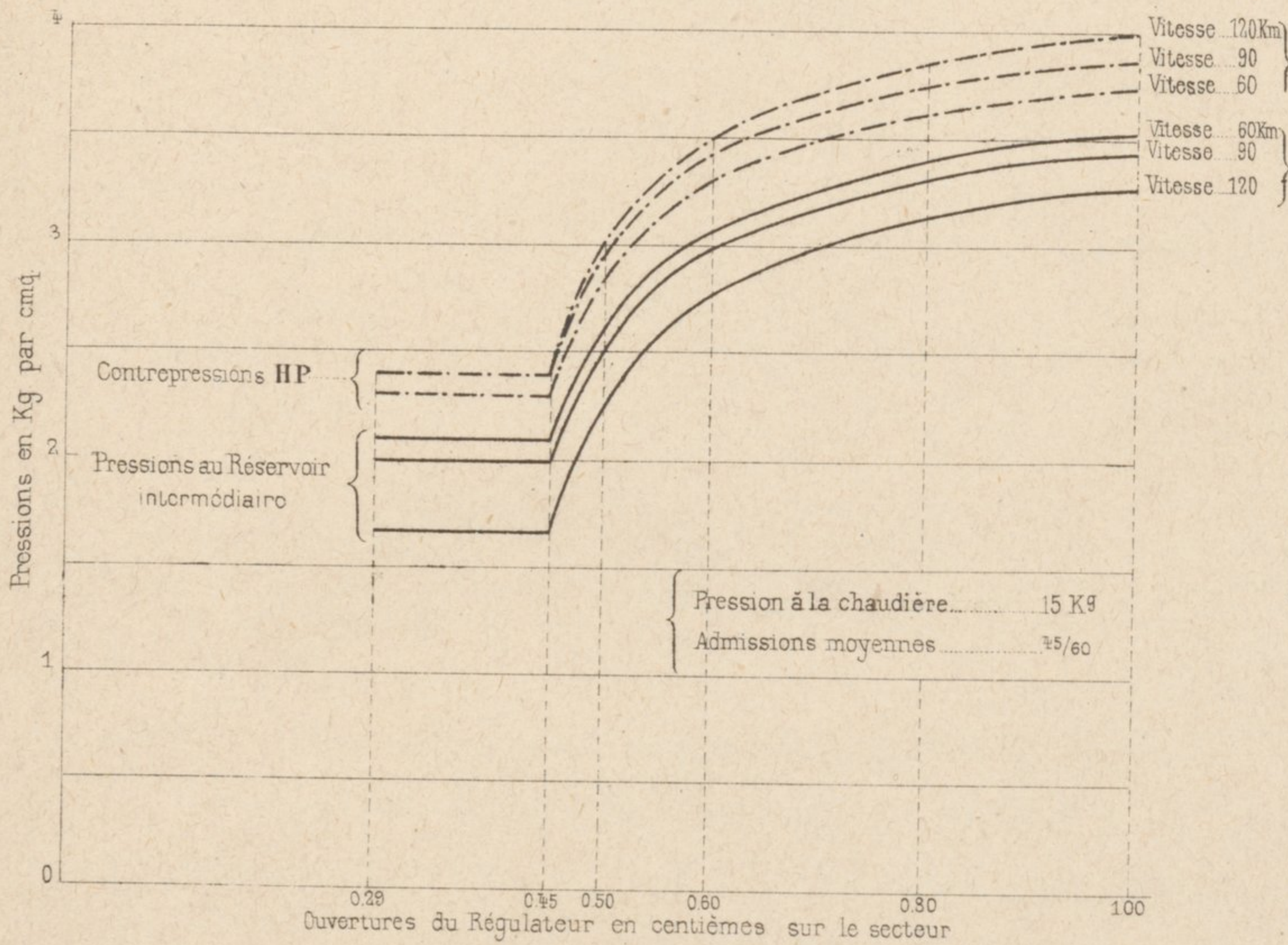


Fig. 2. Influence de la vitesse

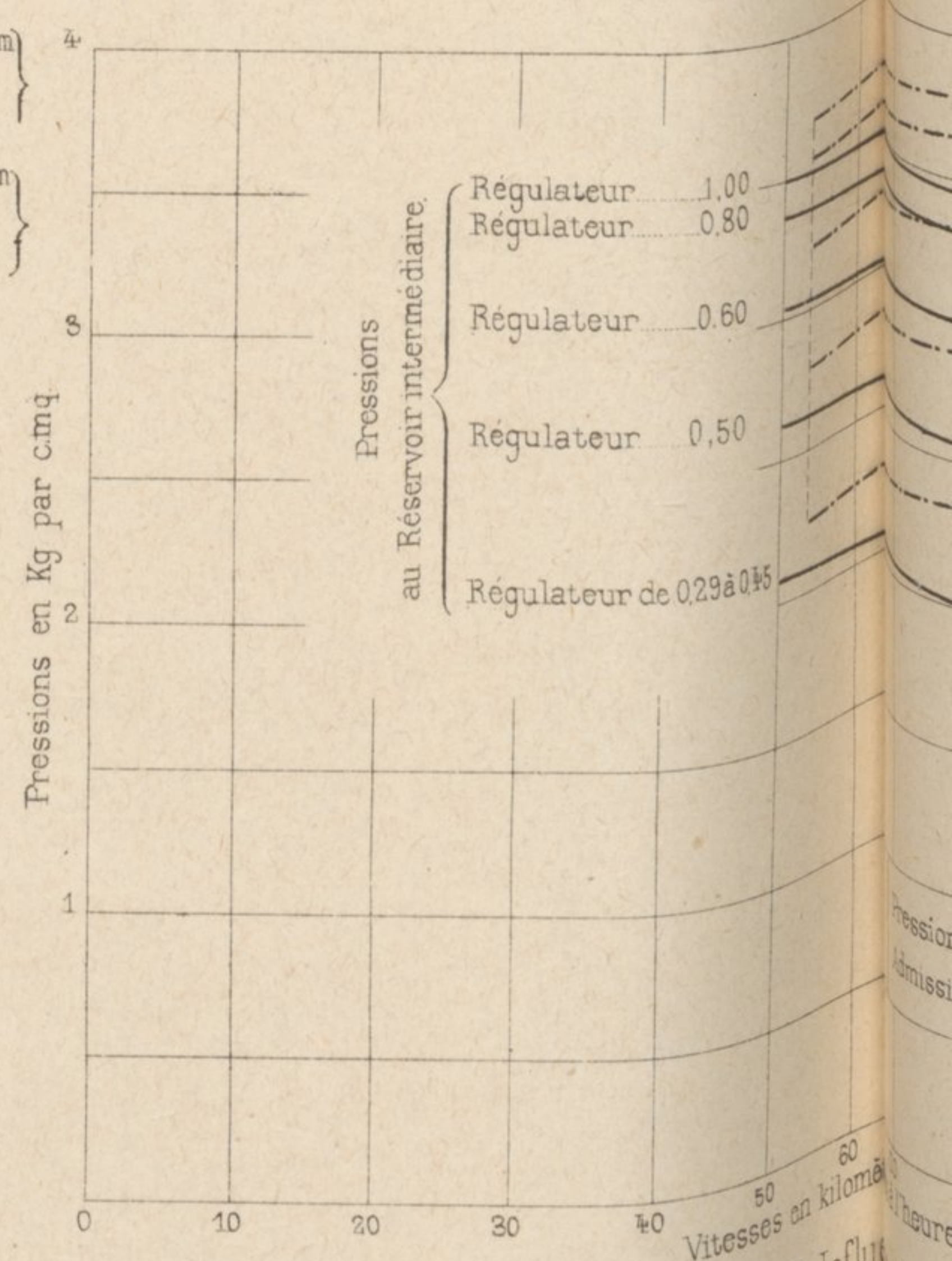


Fig. 3. Influence du degré d'admission HP.

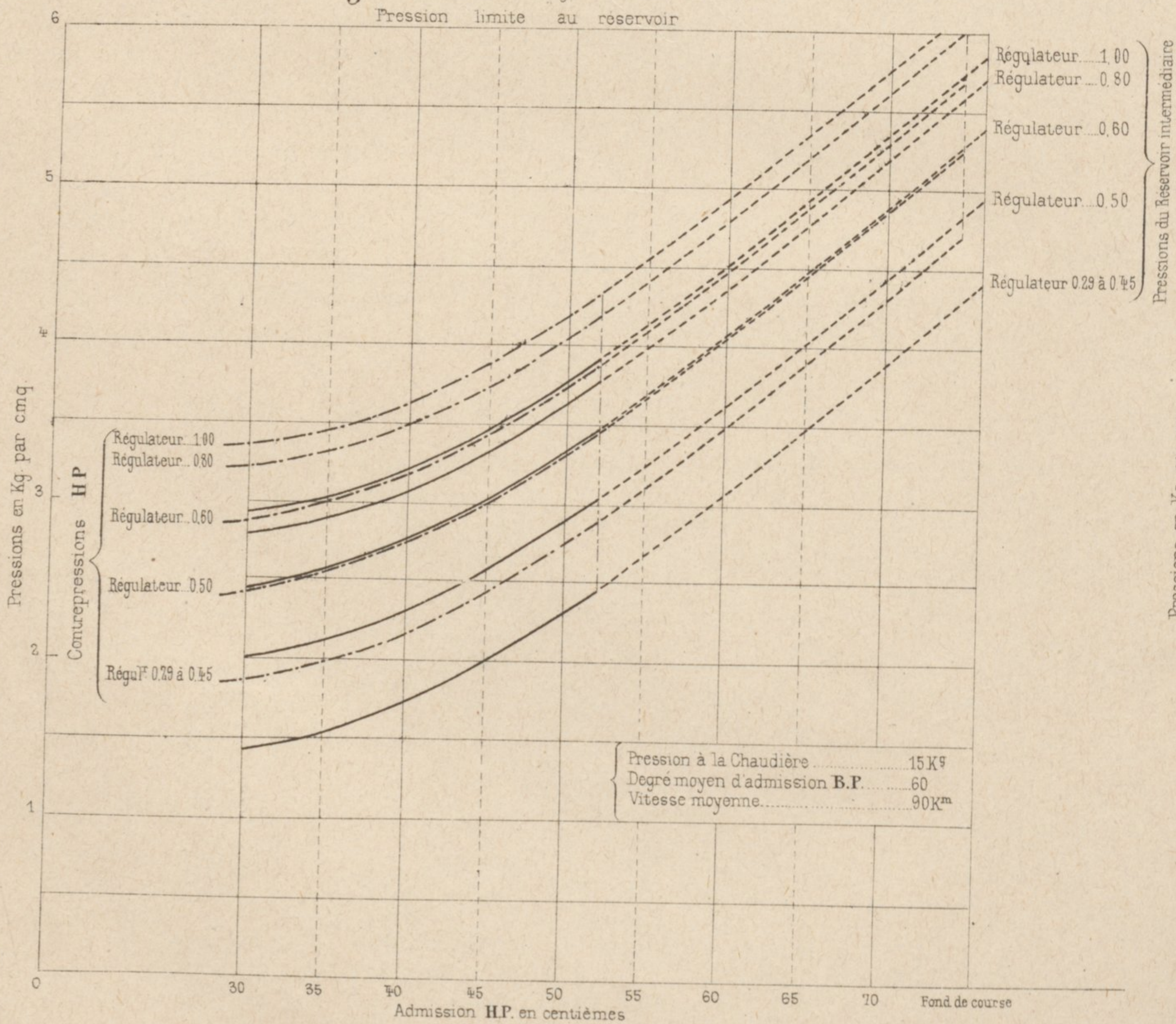
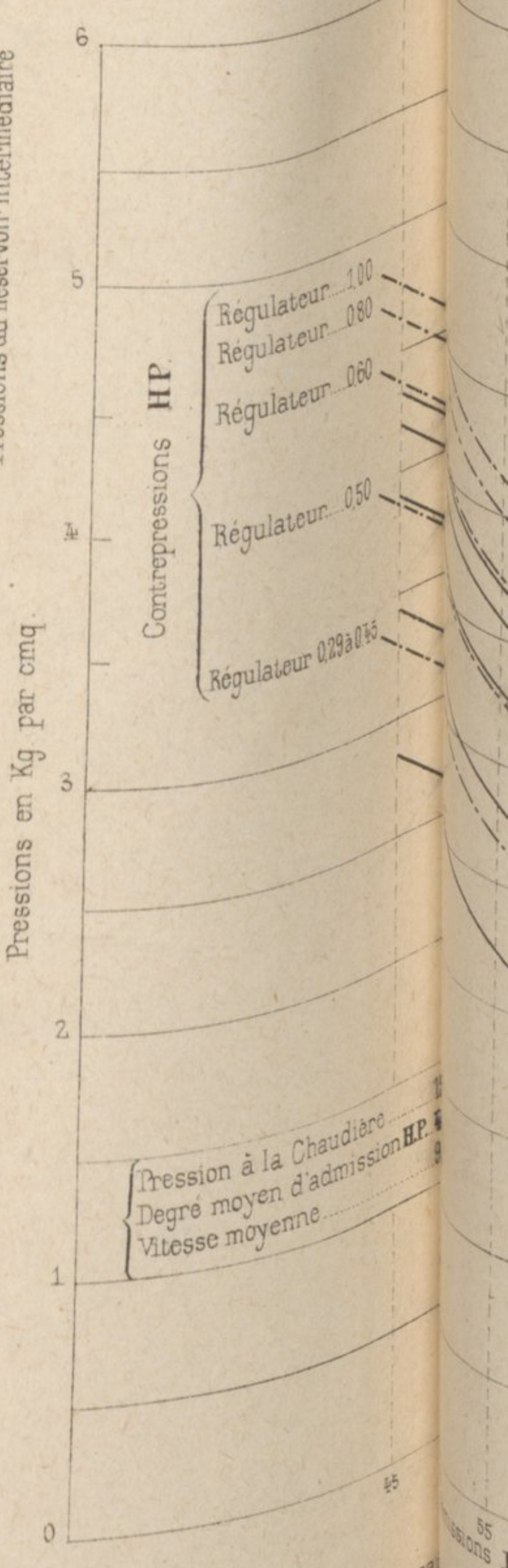
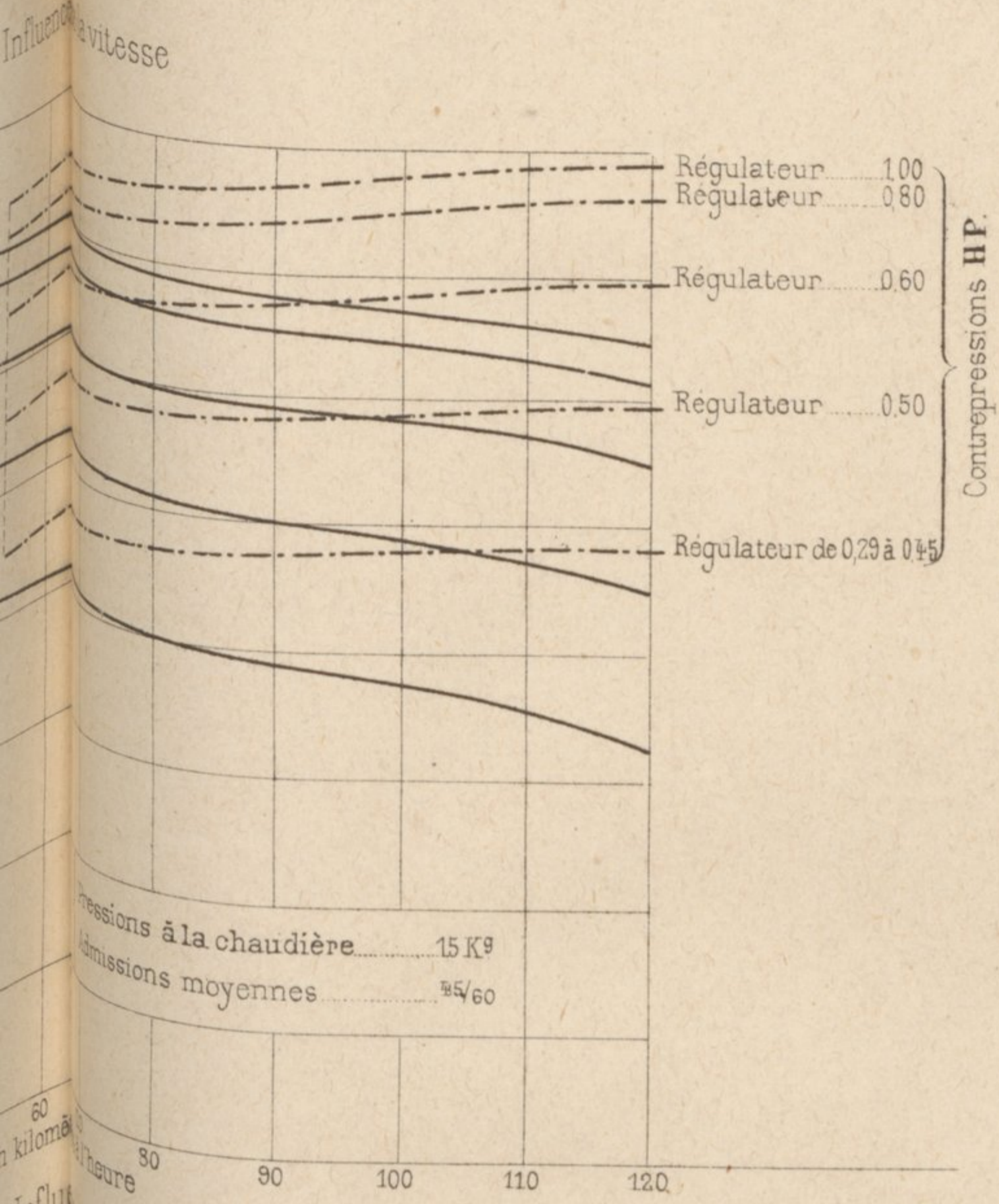


Fig. 4. Influence du degré d'admission



Nota : Les courbes en traits pleins sont relatives aux pressions dans le réservoir intermédiaire et celles en traits pointillés aux contrepressions correspondantes dans les cylindres HP.

les Cylindres H.P.



au degré d'admission B.P.

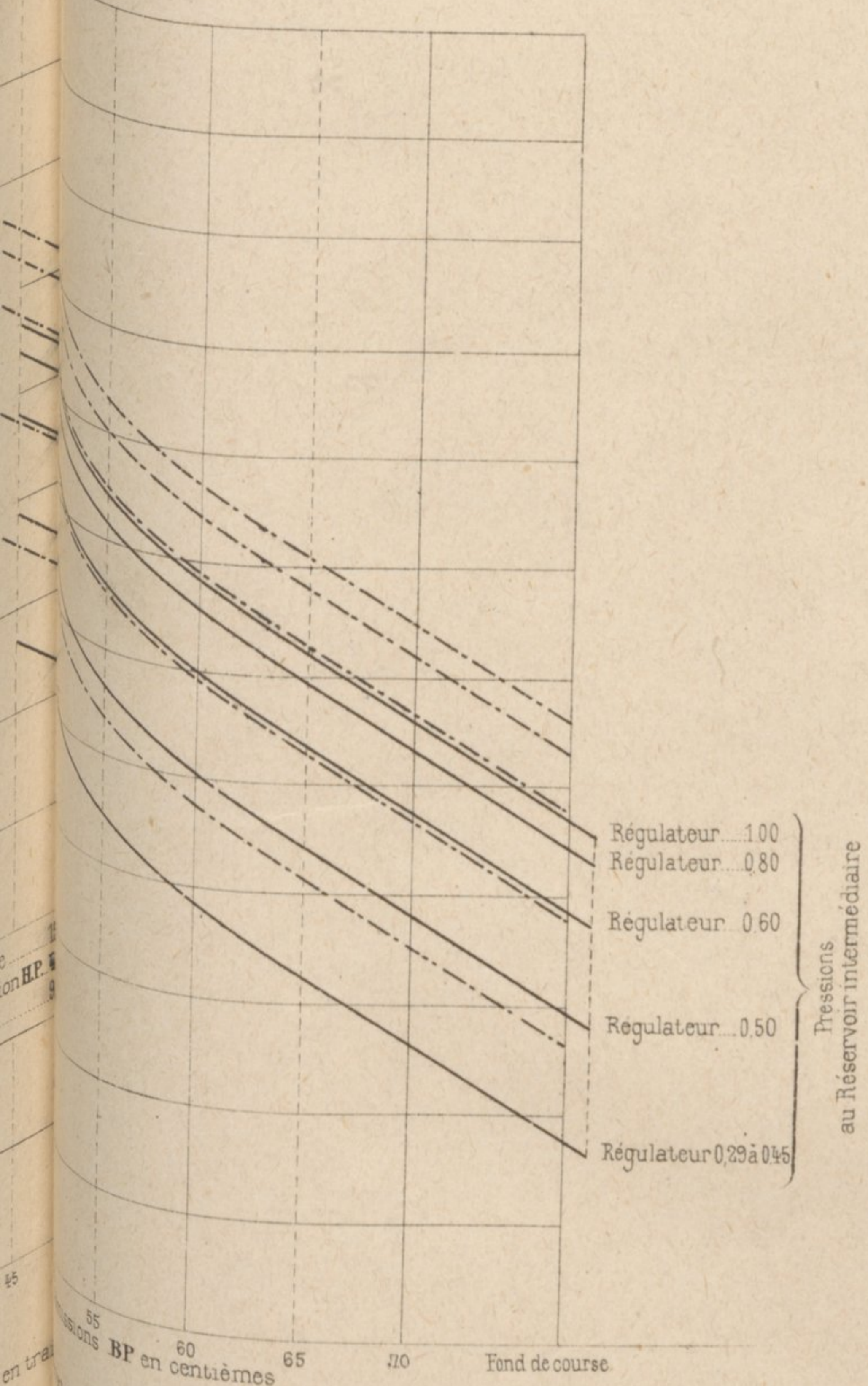


Fig. 5 à 9. — Chutes de pression au réservoir intermédiaire

Fig. 5. Influence de la vitesse

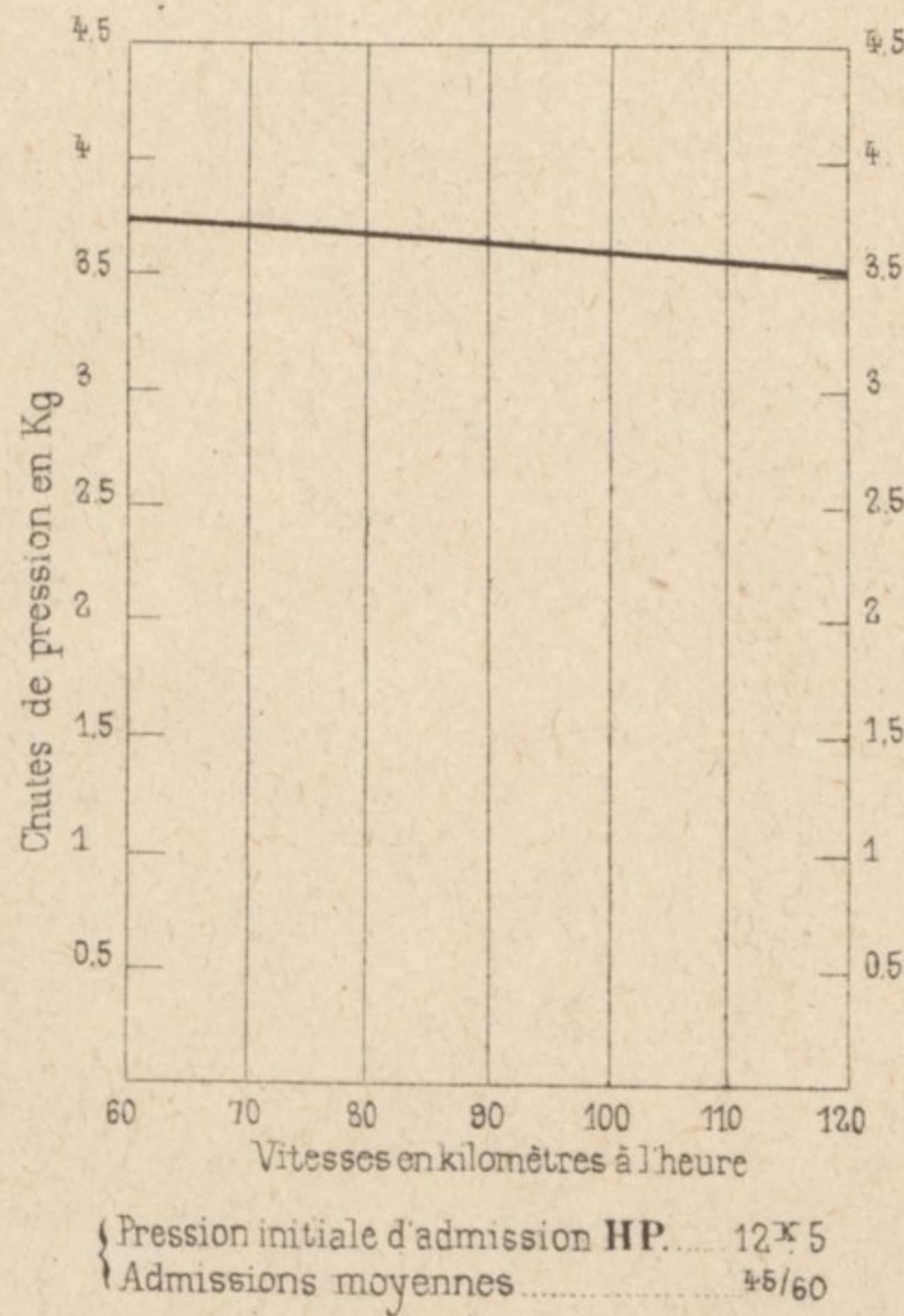


Fig. 6. Influence de la pression initiale d'admission

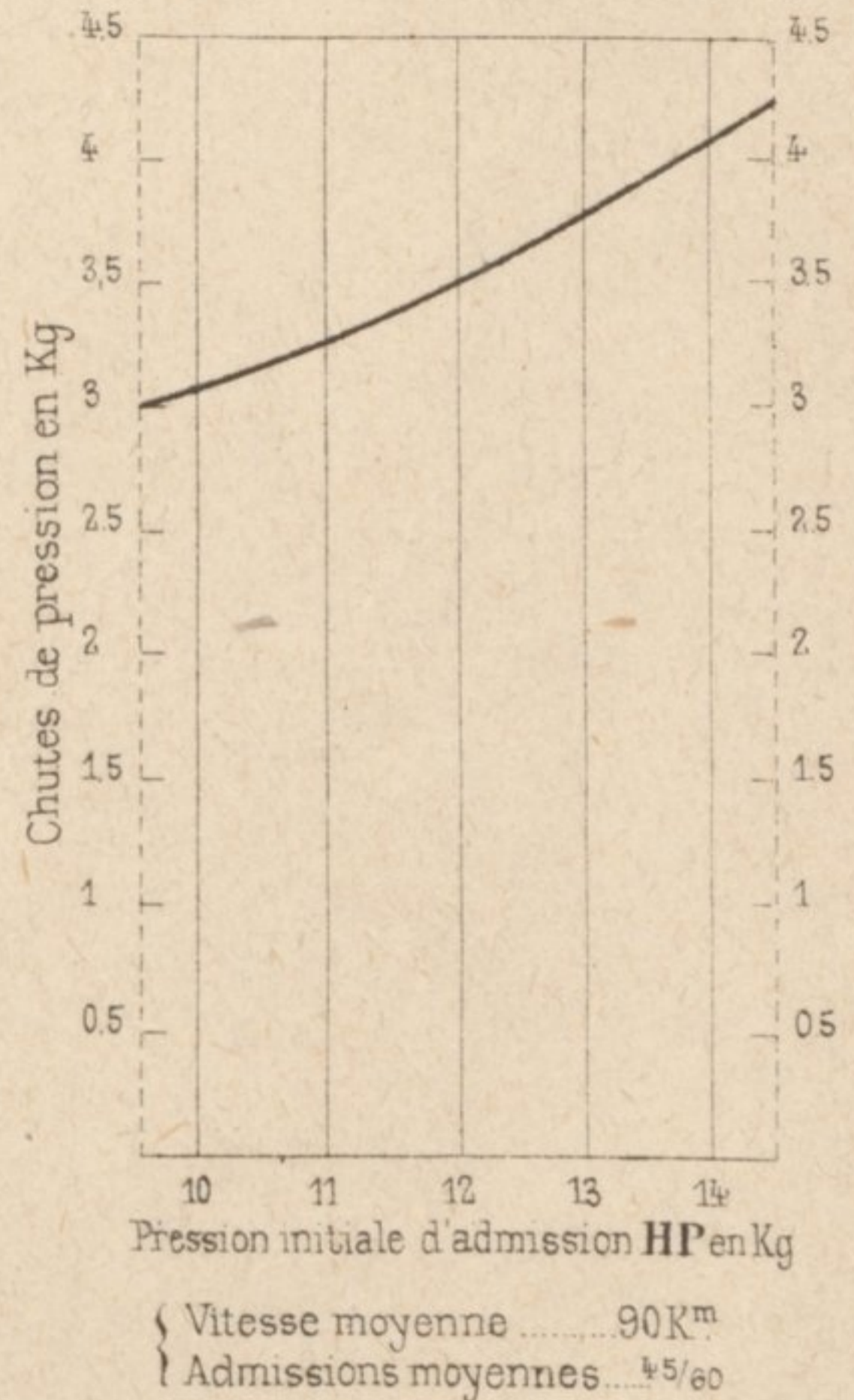


Fig. 7.

Influence du degré d'admission HP.

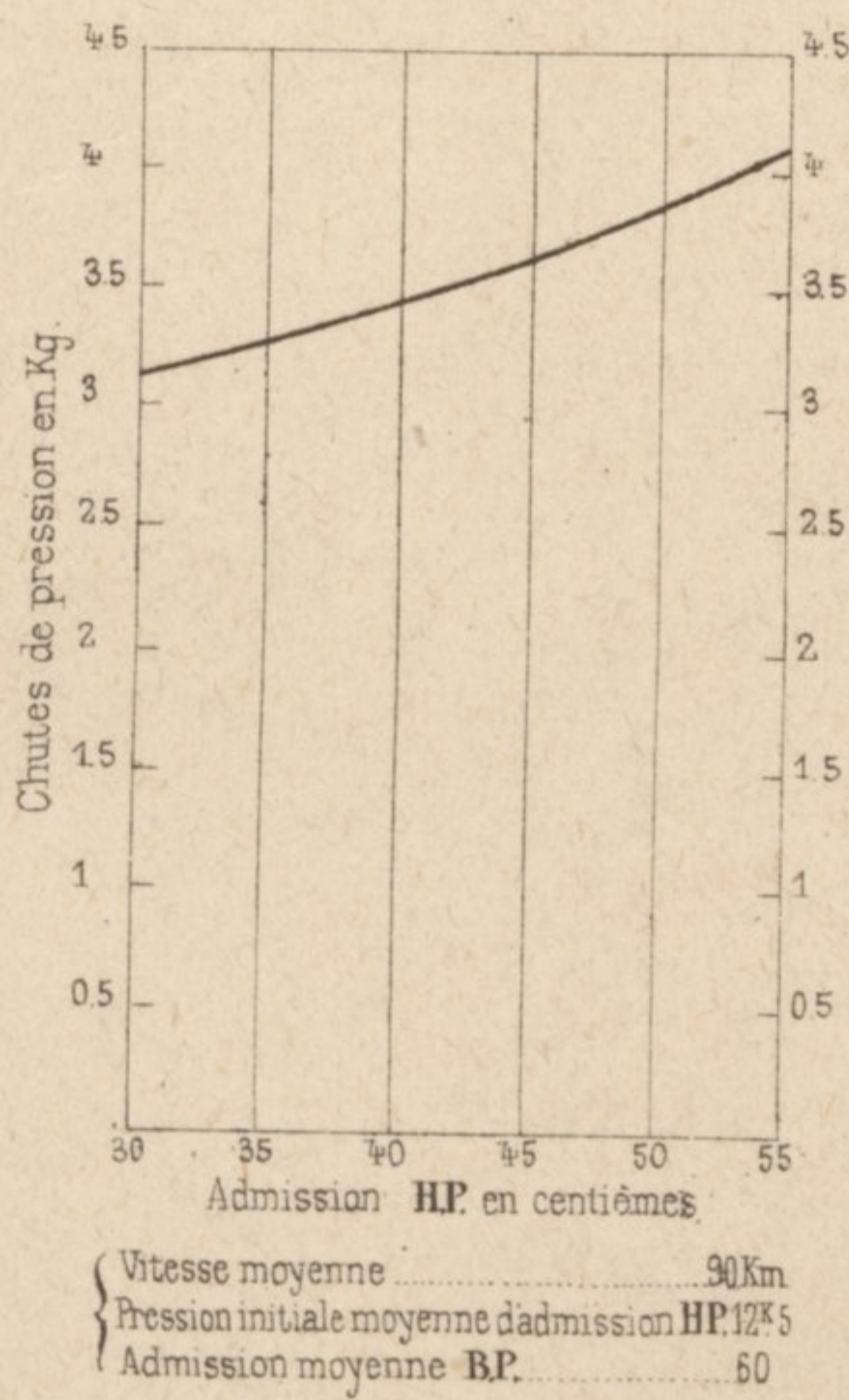


Fig. 8.

Influence du degré d'admission B.P.

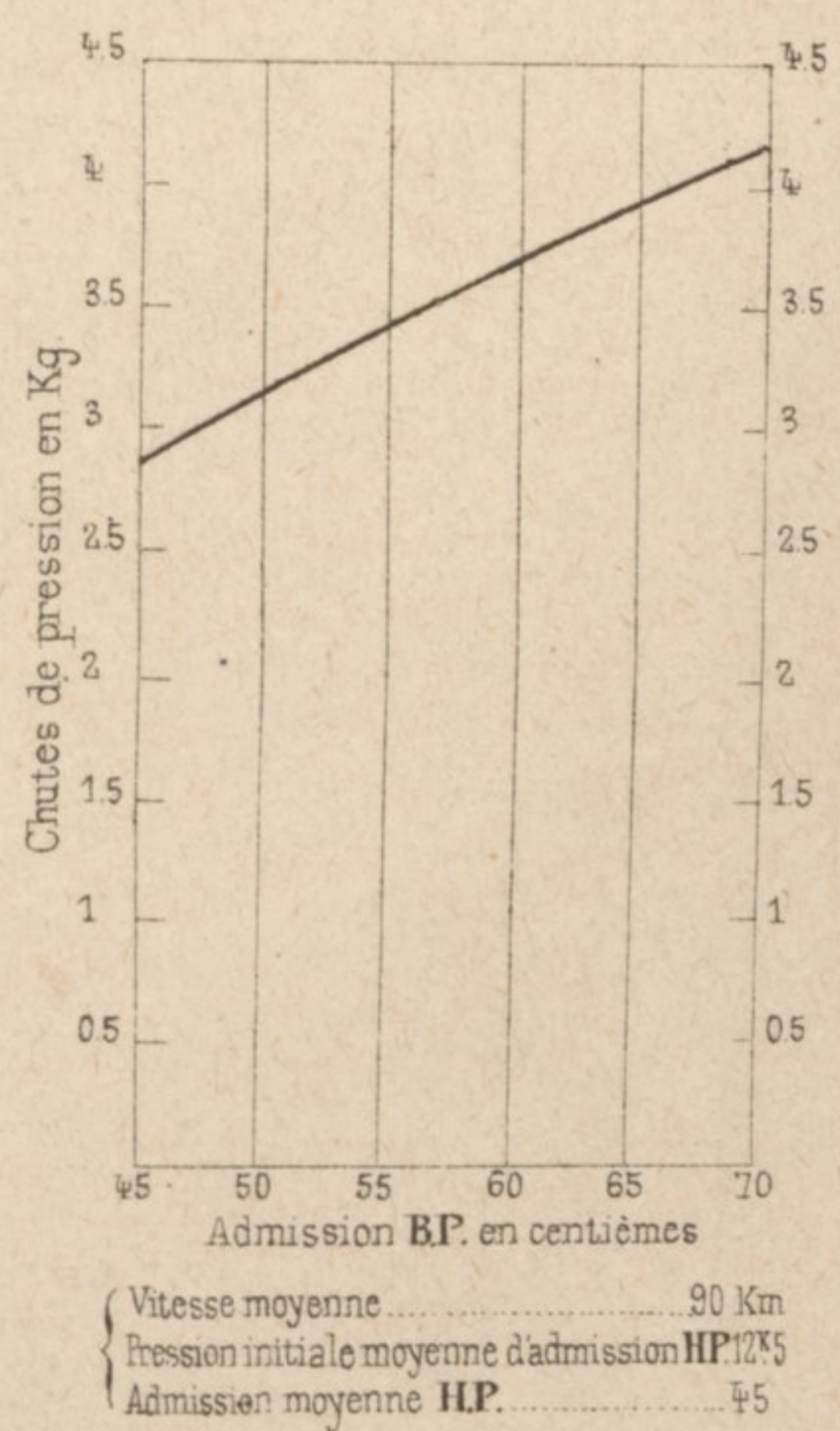


Fig. 9. Chutes de pression entre le cylindre H.P. et le cylindre B.P.

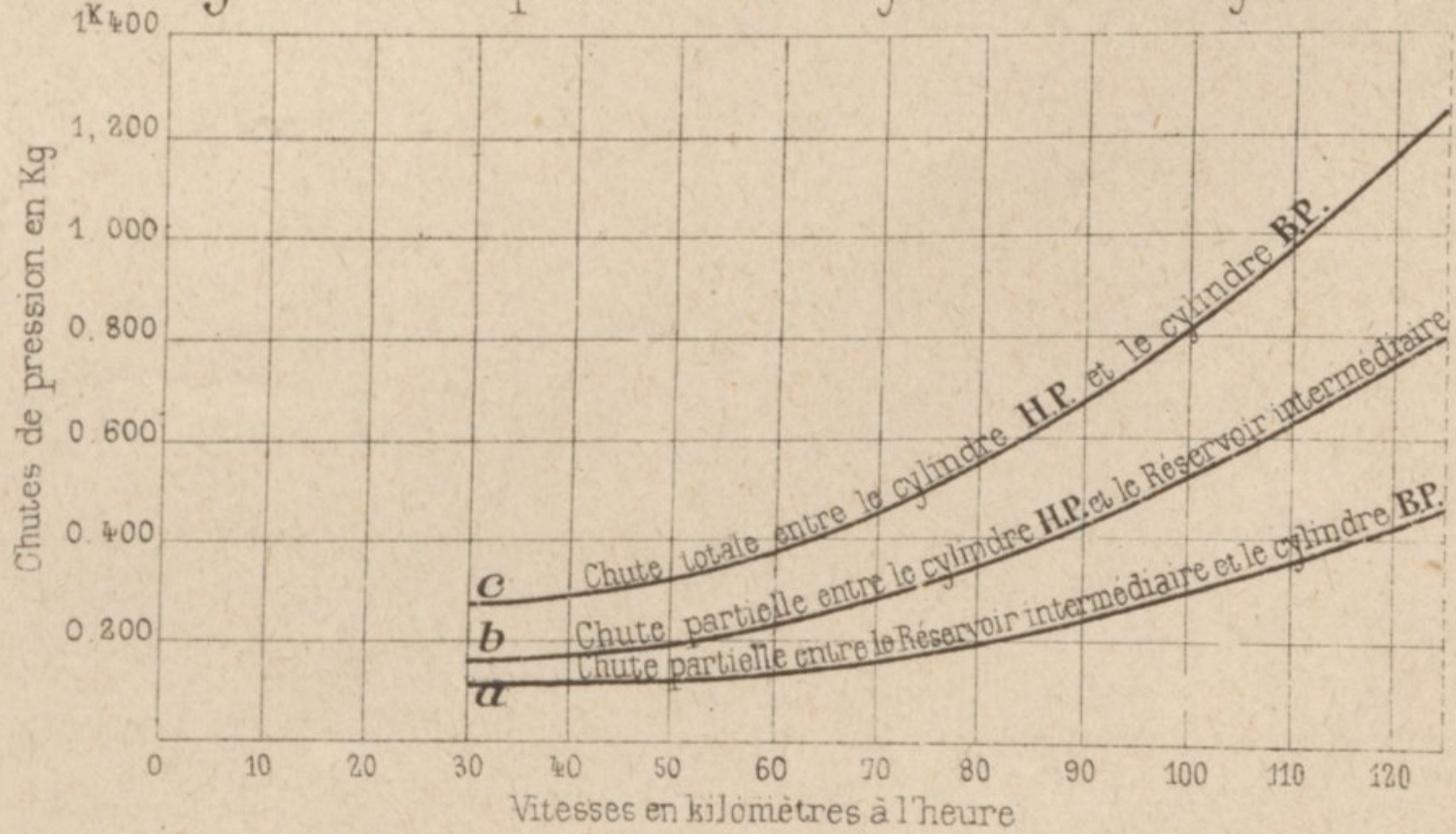


Fig. 1. — Influence de la Vitesse sur la forme et sur l'aire des Diagrammes

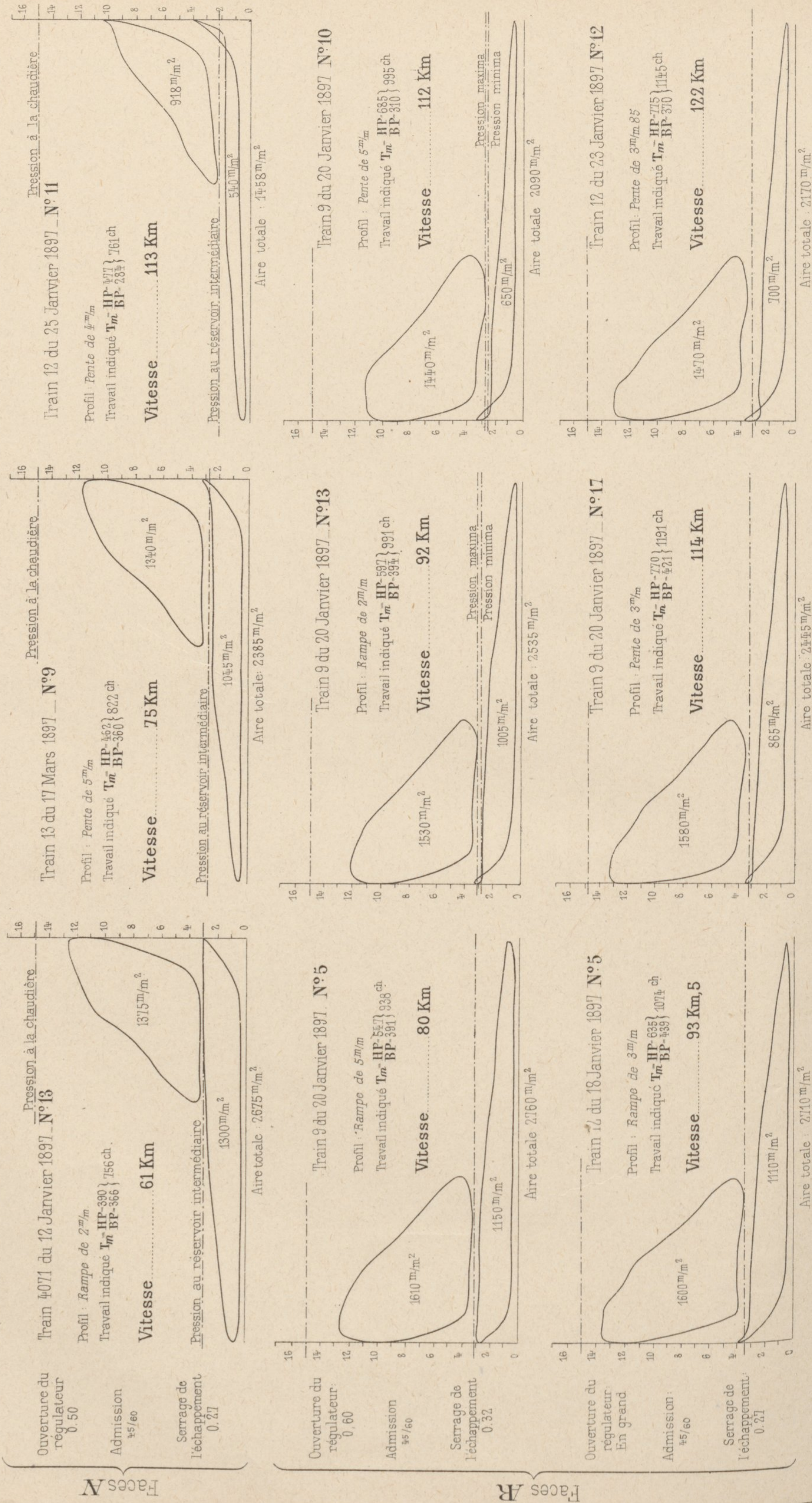


Fig. 2. — Influence du degré d'admission B.P.

Pression initiale d'admission HP
 Profil : Rampe de 5 m/m
 Ouverture du régulateur

Faces A

Admission BP 50
 Pression au réservoir intermédiaire

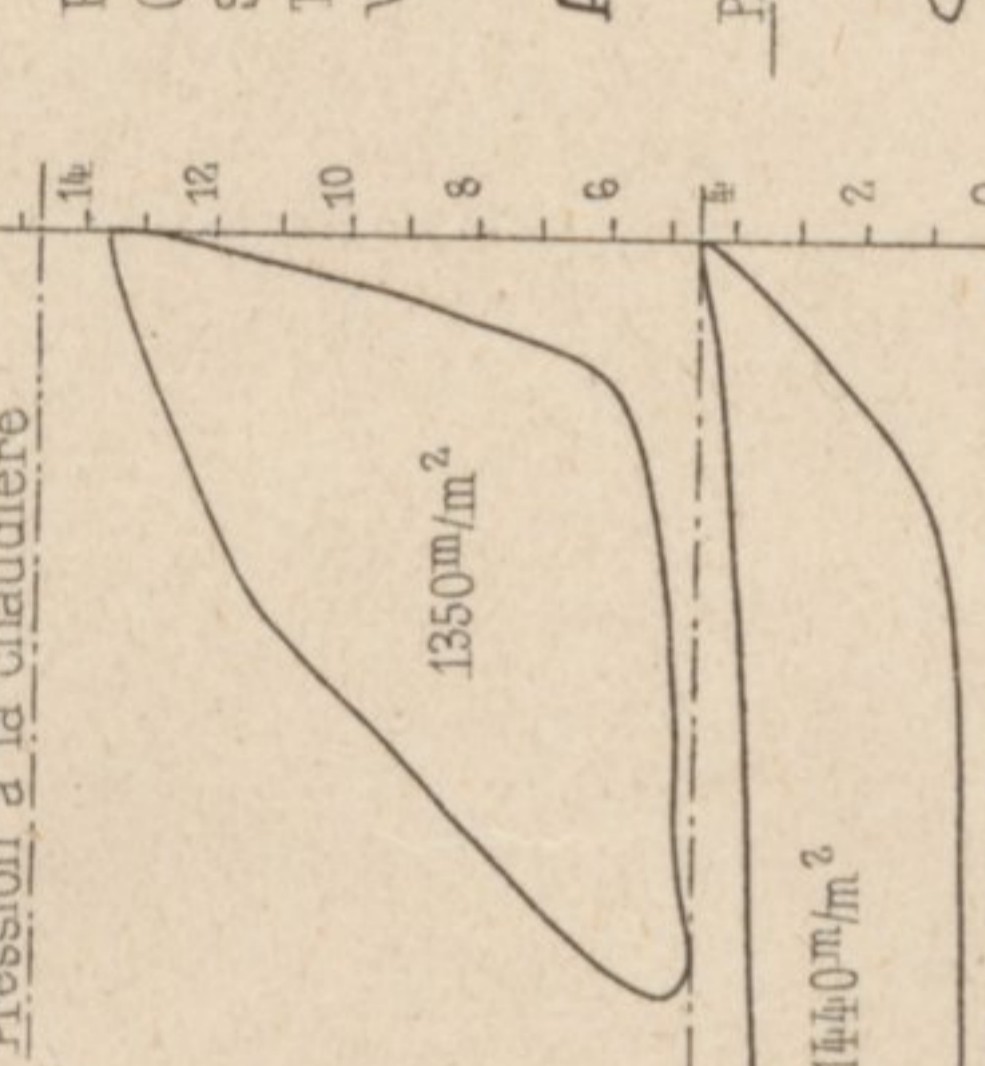
Admission BP 60
 Pression au réservoir intermédiaire

Admission BP 65
 Pression au réservoir intermédiaire

Admission BP 70
 Pression au réservoir intermédiaire

Train 9 du 22 Mars 1897 N°7

Profil : Rampe de 5 m/m
 Ouverture du régulateur 0.80
 Serrage de l'échappement 0.41
 Travail indiqué Tm HP-525 } 1085 ch
 BP-560 } 84 Km5
 Vitesse

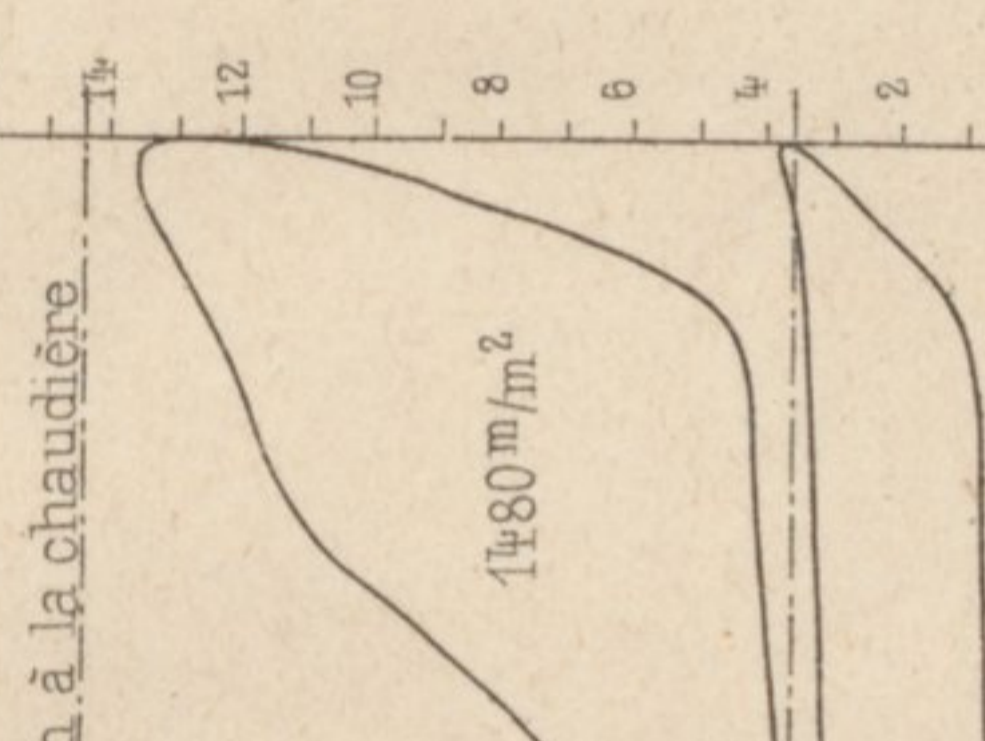


Admission BP 50
 Pression au réservoir intermédiaire

Admission BP 60
 Pression au réservoir intermédiaire

Train 9 du 22 Mars 1897 N°12

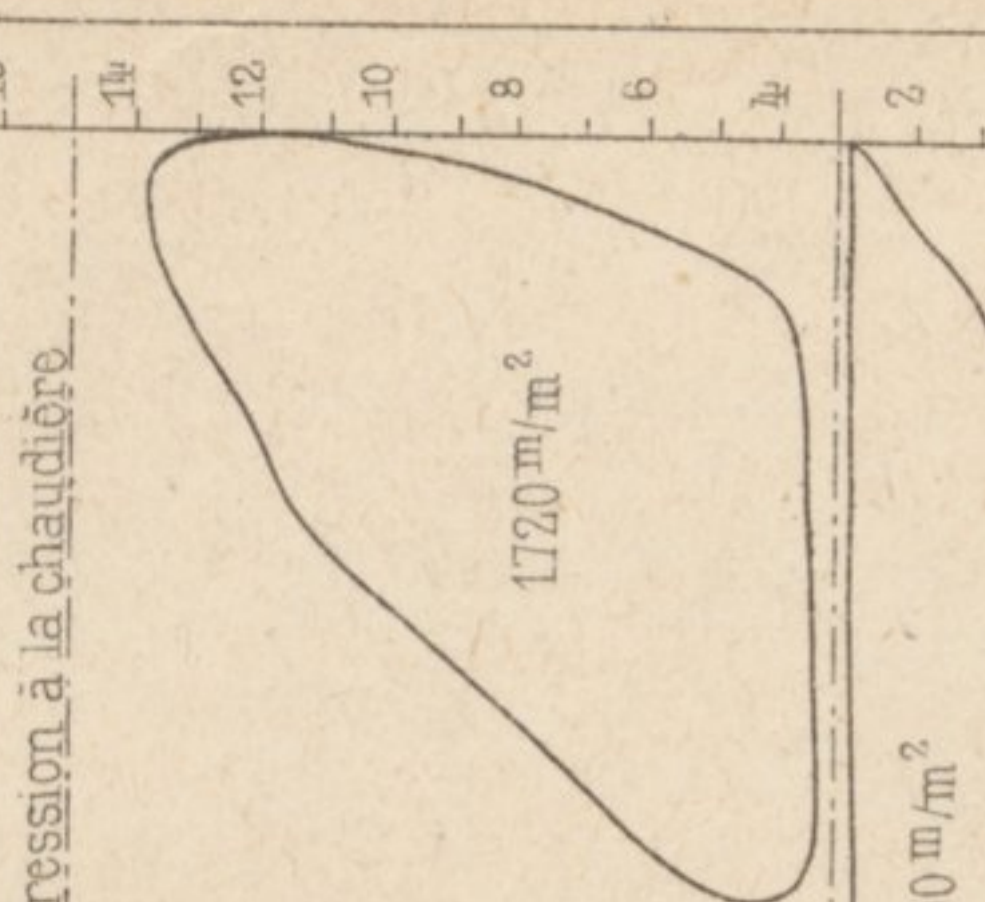
Profil : Rampe de 2 m/m 1/2
 Ouverture du régulateur 0.80
 Serrage de l'échappement 0.37
 Travail indiqué Tm HP-587 } 1111 ch
 BP-524 } 86 Km2
 Vitesse



Admission BP 60
 Pression au réservoir intermédiaire

Train 9 du 22 Mars 1897 N°4

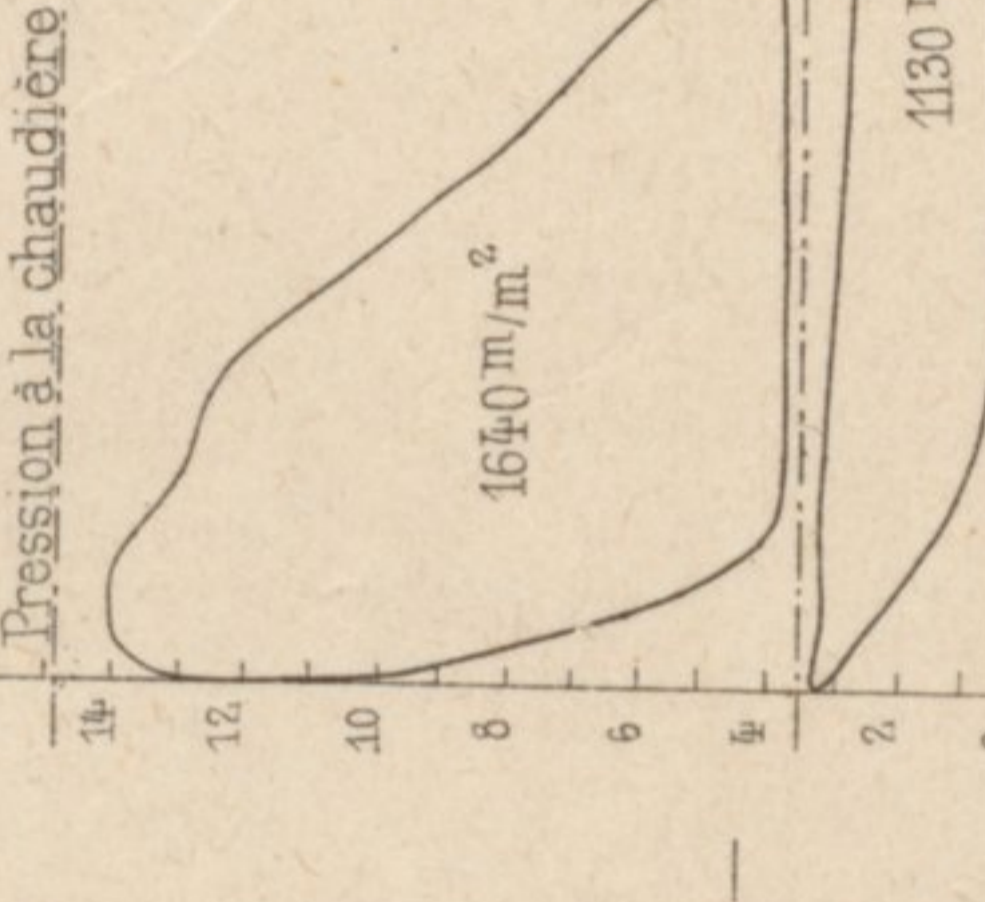
Profil : Rampe de 5 m/m
 Ouverture du régulateur 0.80
 Serrage de l'échappement 0.41
 Travail indiqué Tm HP-680 } 1155 ch
 BP-415 } 86 Km
 Vitesse



Admission BP 70
 Pression au réservoir intermédiaire

Train 13 du 18 Janvier 1897 N°5

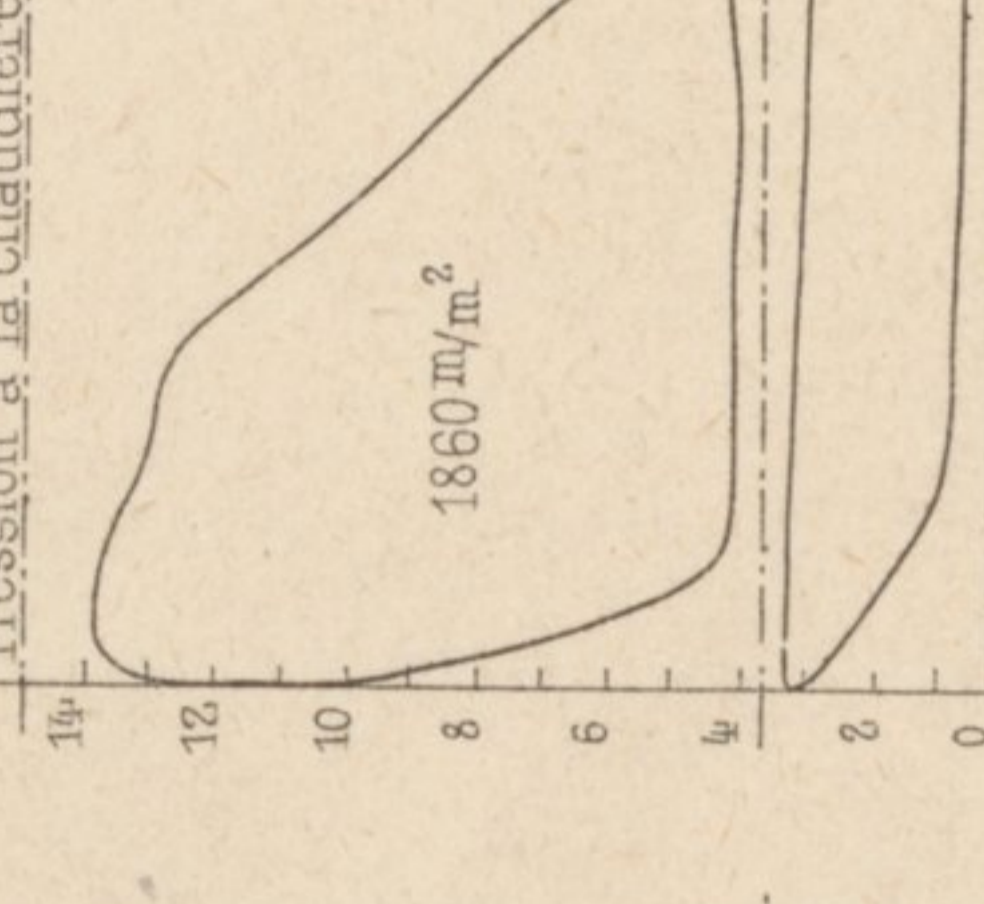
Profil : Rampe de 5 m/m
 Ouverture du régulateur En grand
 Serrage de l'échappement 0.21
 Travail indiqué Tm HP-884 } 929 ch
 BP-443 } 85 Km5
 Vitesse



Admission BP 45
 Pression au réservoir intermédiaire

Train 13 du 18 Janvier 1897 N°3

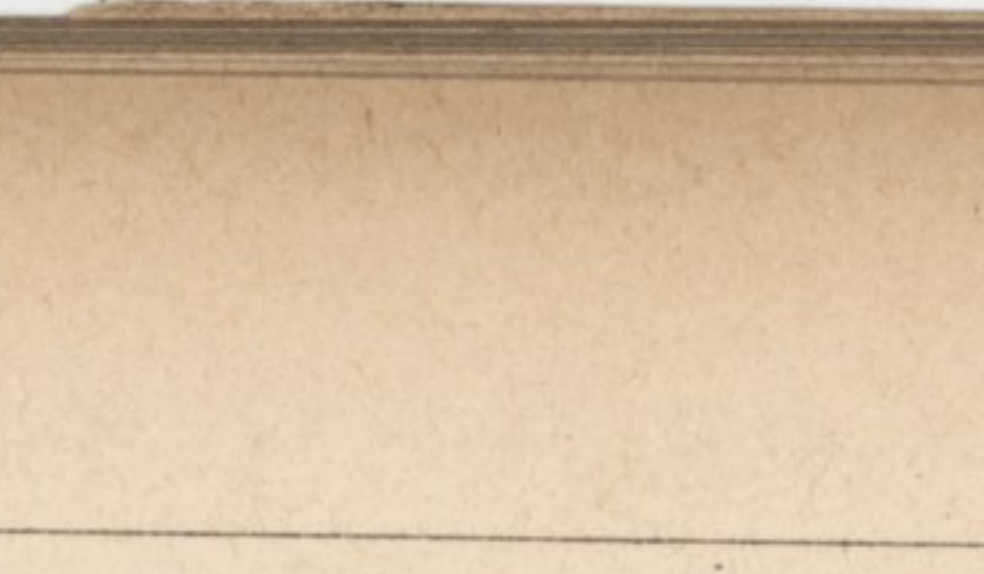
Profil : Rampe de 5 m/m
 Ouverture du régulateur En grand
 Serrage de l'échappement 0.27
 Travail indiqué Tm HP-581 } 995 ch
 BP-414 } 84 Km
 Vitesse



Admission BP 56
 Pression au réservoir intermédiaire

Train 9 du 20 Janvier 1897 N°6

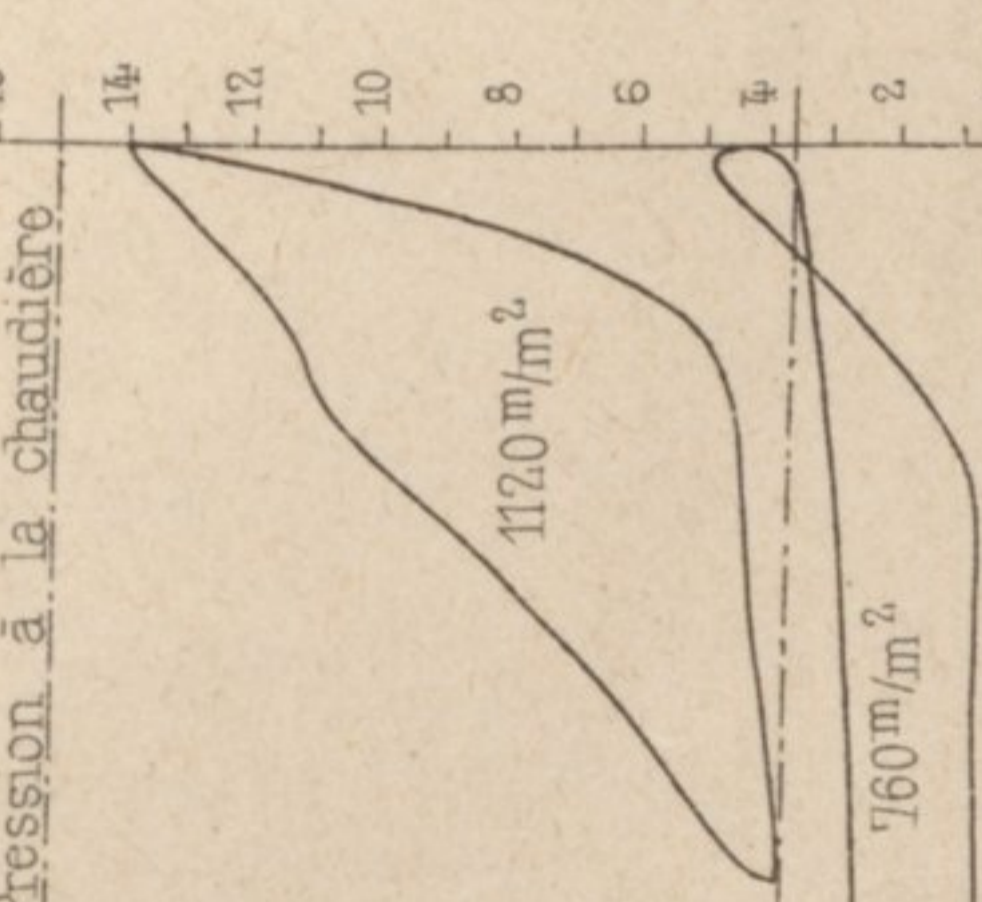
Profil : Rampe de 5 m/m
 Ouverture du régulateur En grand
 Serrage de l'échappement 0.32
 Travail indiqué Tm HP-635 } 1041 ch
 BP-406 } 80 Km5
 Vitesse



Admission BP 60
 Pression au réservoir intermédiaire

Train 1 du 15 Janvier 1897 N°11

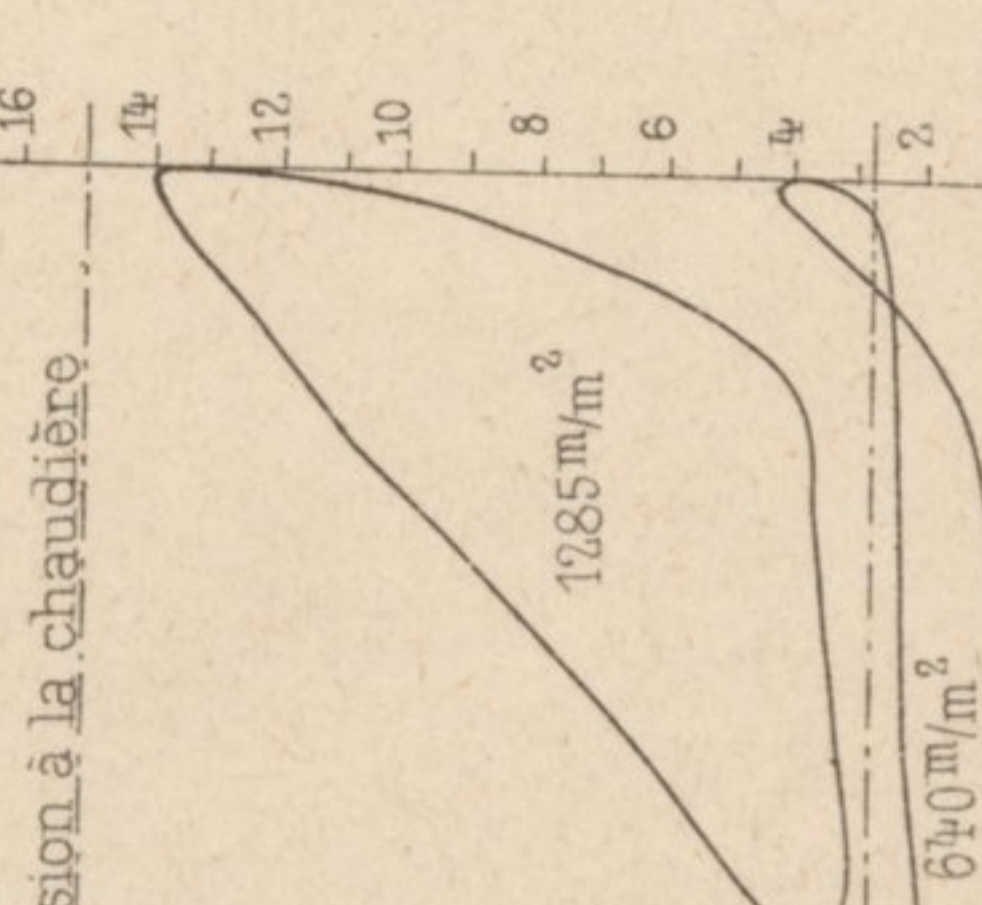
Profil : Pente de 3 m/m 0/4
 Ouverture du régulateur En grand
 Serrage de l'échappement 0.32
 Travail indiqué Tm HP-498 } 865 ch
 BP-367 } 105 Km
 Vitesse



Admission BP 50
 Pression au réservoir intermédiaire

Train 1 du 15 Janvier 1897 N°10

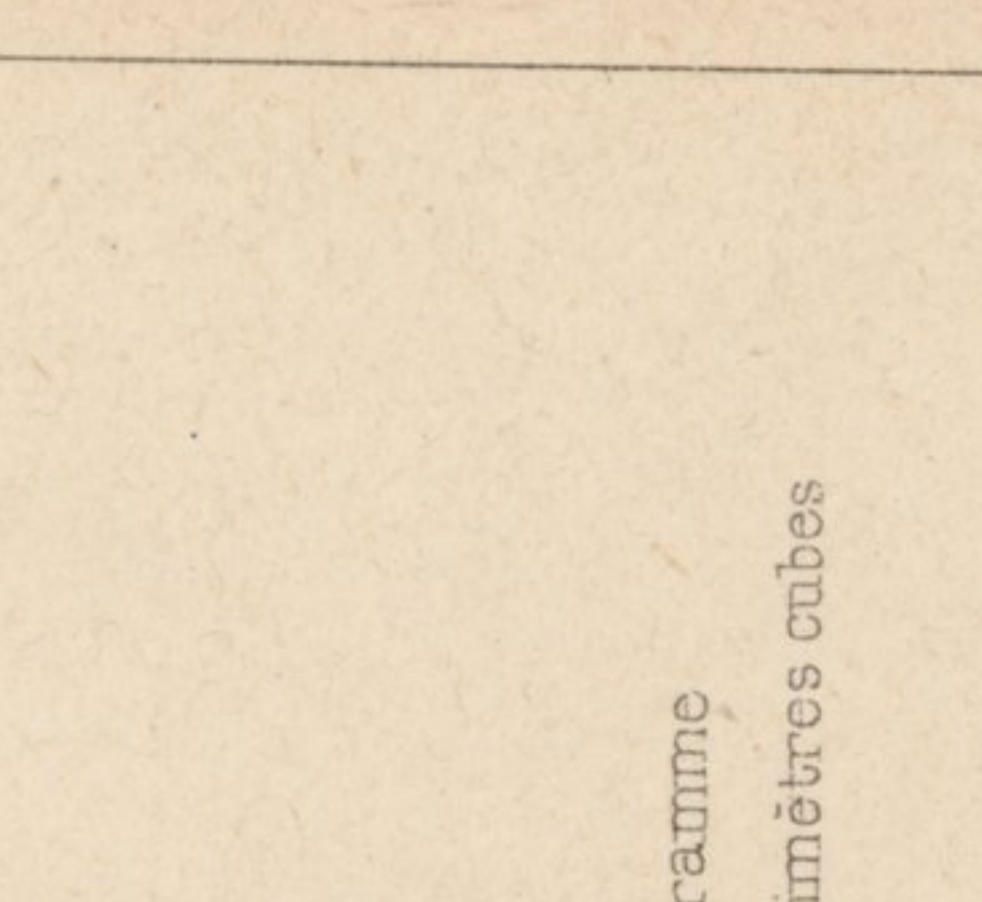
Profil : Pente de 3 m/m 0/4
 Ouverture du régulateur En grand
 Serrage de l'échappement 0.32
 Travail indiqué Tm HP-609 } 912 ch
 BP-303 } 103 Km
 Vitesse



Admission BP 60
 Pression au réservoir intermédiaire

Train 9 du 20 Janvier 1897 N°6

Profil : Rampe de 5 m/m
 Ouverture du régulateur En grand
 Serrage de l'échappement 0.32
 Travail indiqué Tm HP-635 } 1041 ch
 BP-406 } 80 Km5
 Vitesse



Admission BP 60
 Pression au réservoir intermédiaire

Faces B

Admission BP 50
 Pression au réservoir intermédiaire

Admission BP 60
 Pression au réservoir intermédiaire

Admission BP 65
 Pression au réservoir intermédiaire

Admission BP 70
 Pression au réservoir intermédiaire

Echelles :
 Pressions : 2 m/m5 par Kilogramme
 Volumes : 1 m/m par 2 décimètres cubes

Fig. 1 à 4. — Variations de la contrepression dans les Cylindres B.P.

Fig. 1. Influence de la vitesse

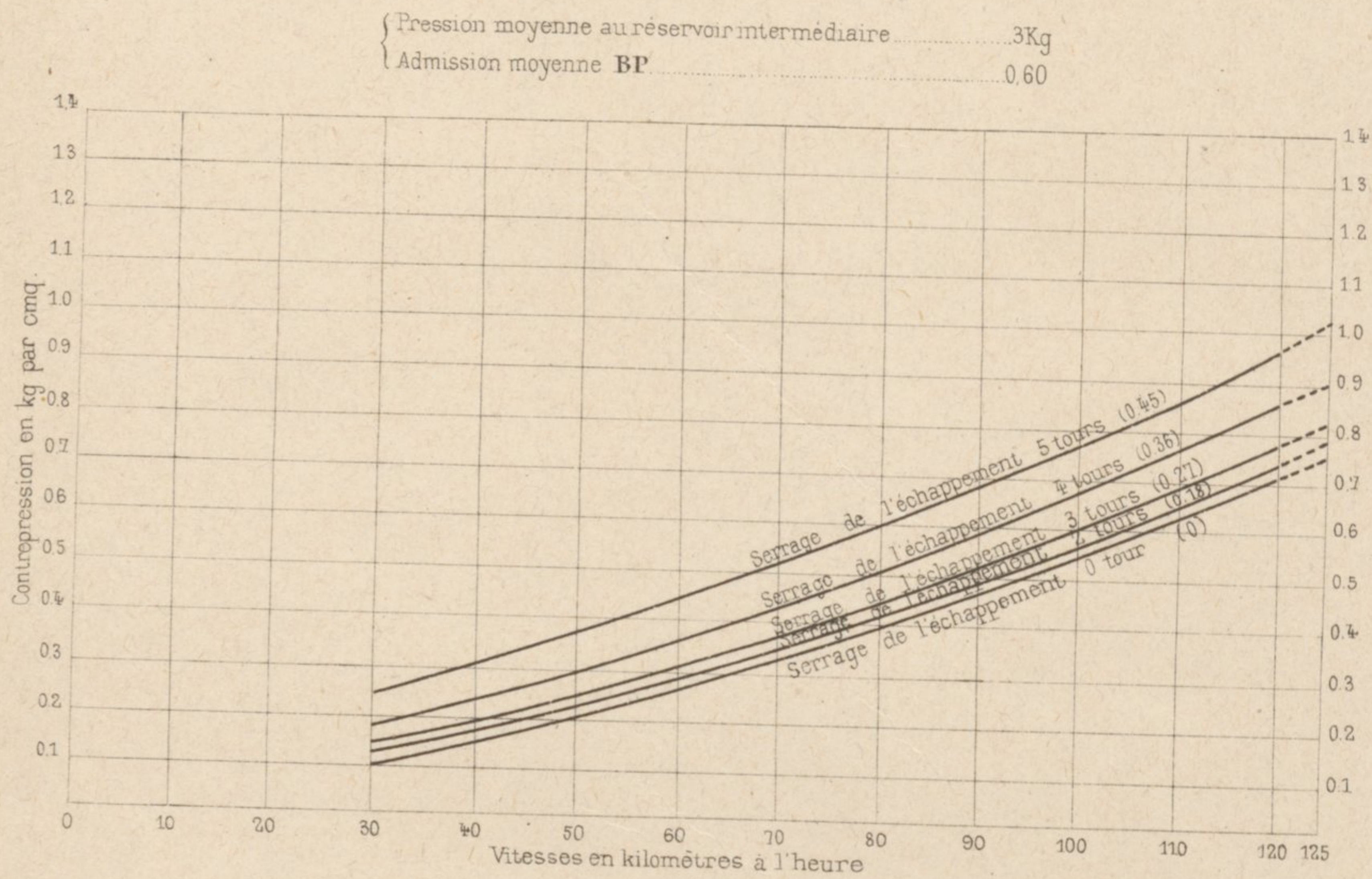


Fig. 2. Influence de la vitesse

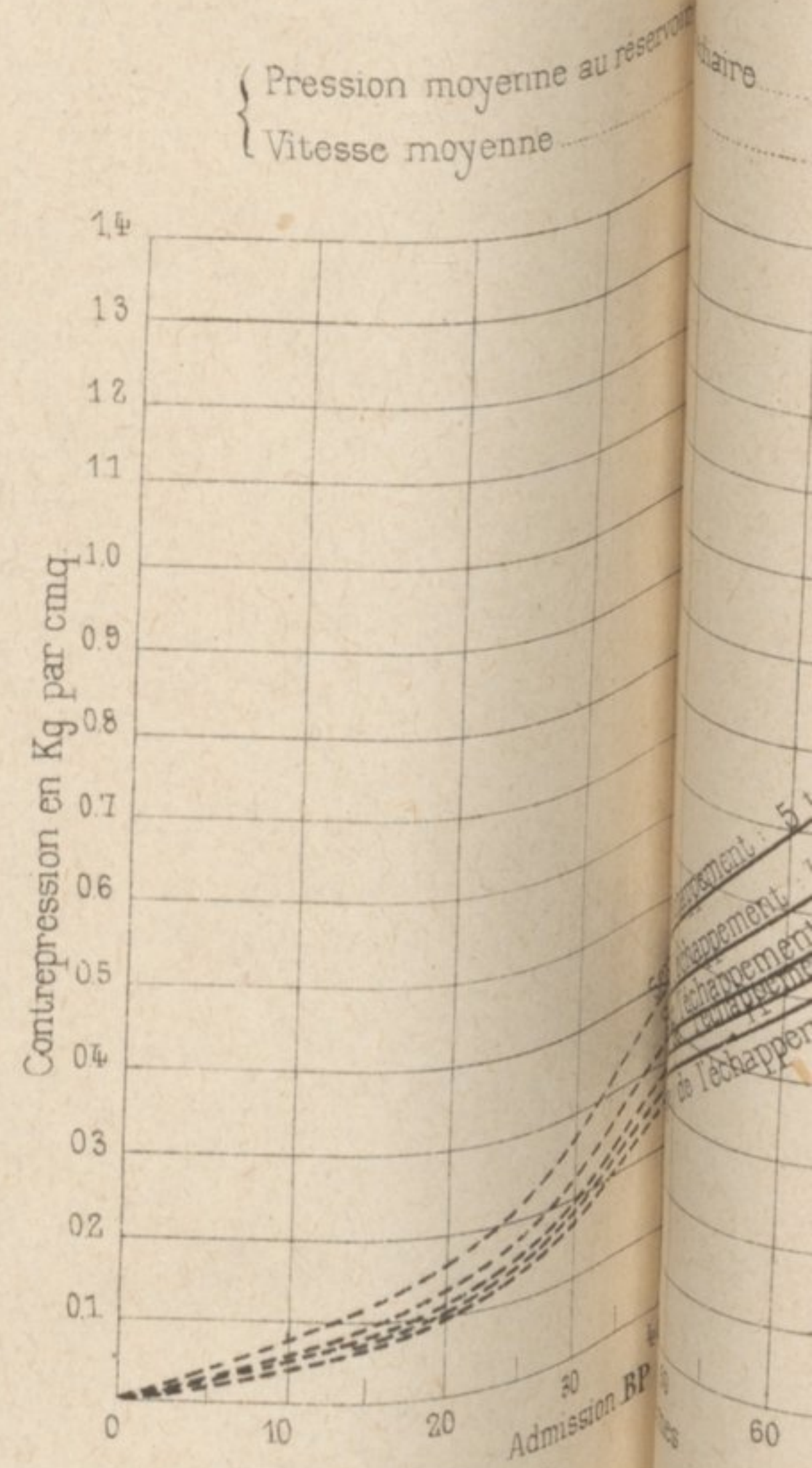


Fig. 3. Influence du serrage de l'échappement

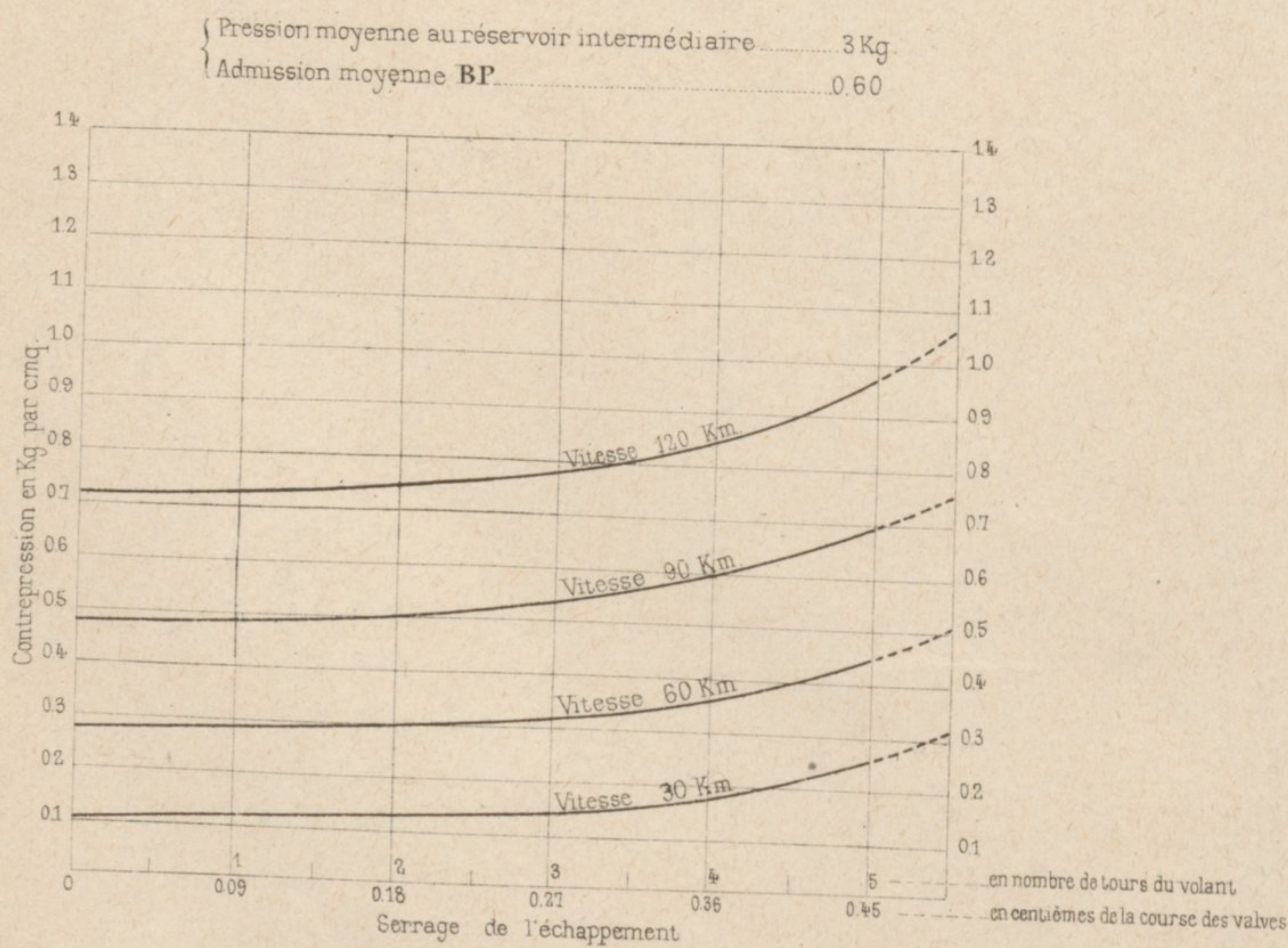


Fig. 4. Influence de la pression au réservoir intermédiaire

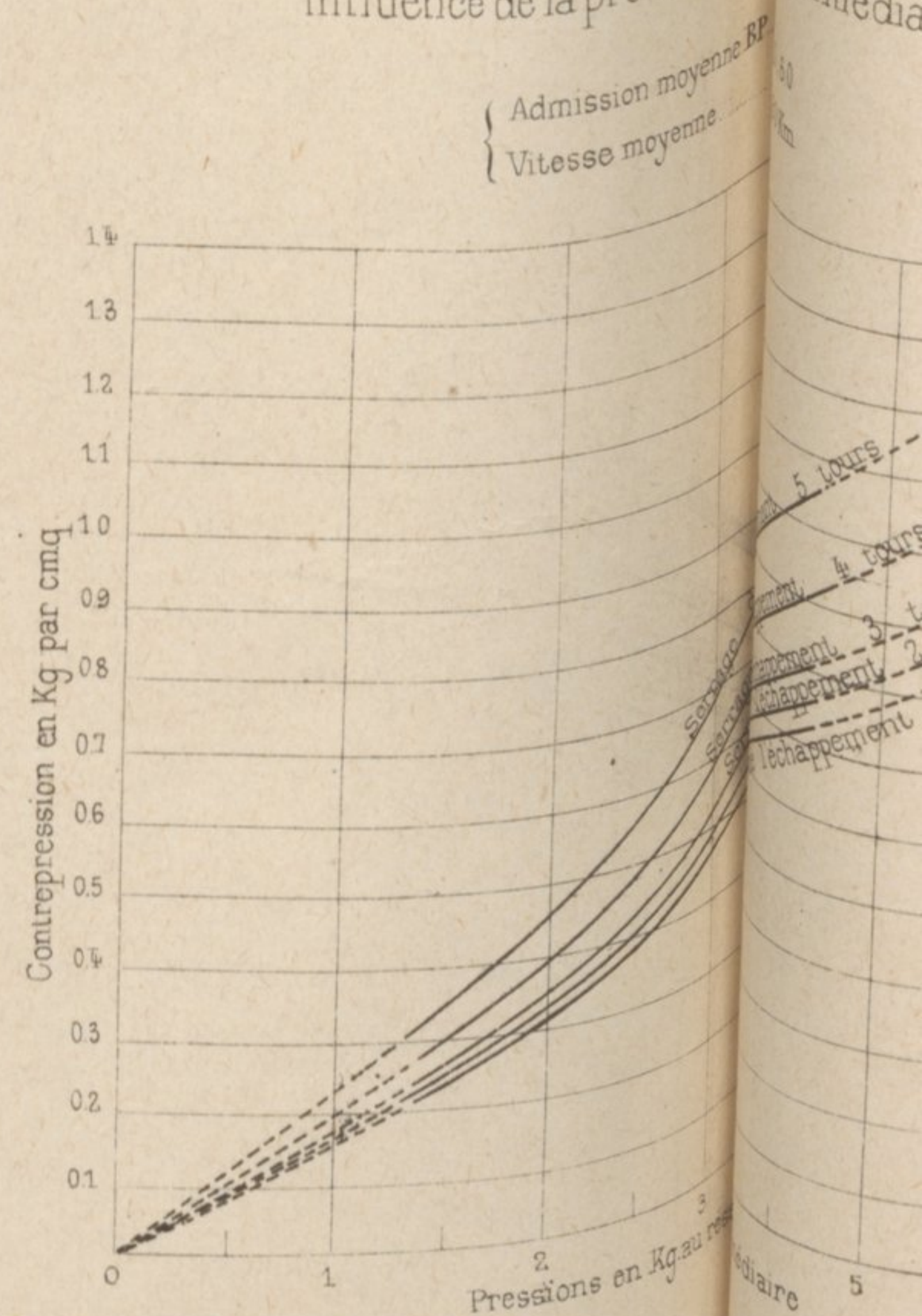


Fig. 5 à 8. — Influence de la vitesse du degré d'ouverture du régulateur des crans d'admission H.P. et B.P. sur l'aire des diagrammes

Fig. 5. Influence de la vitesse

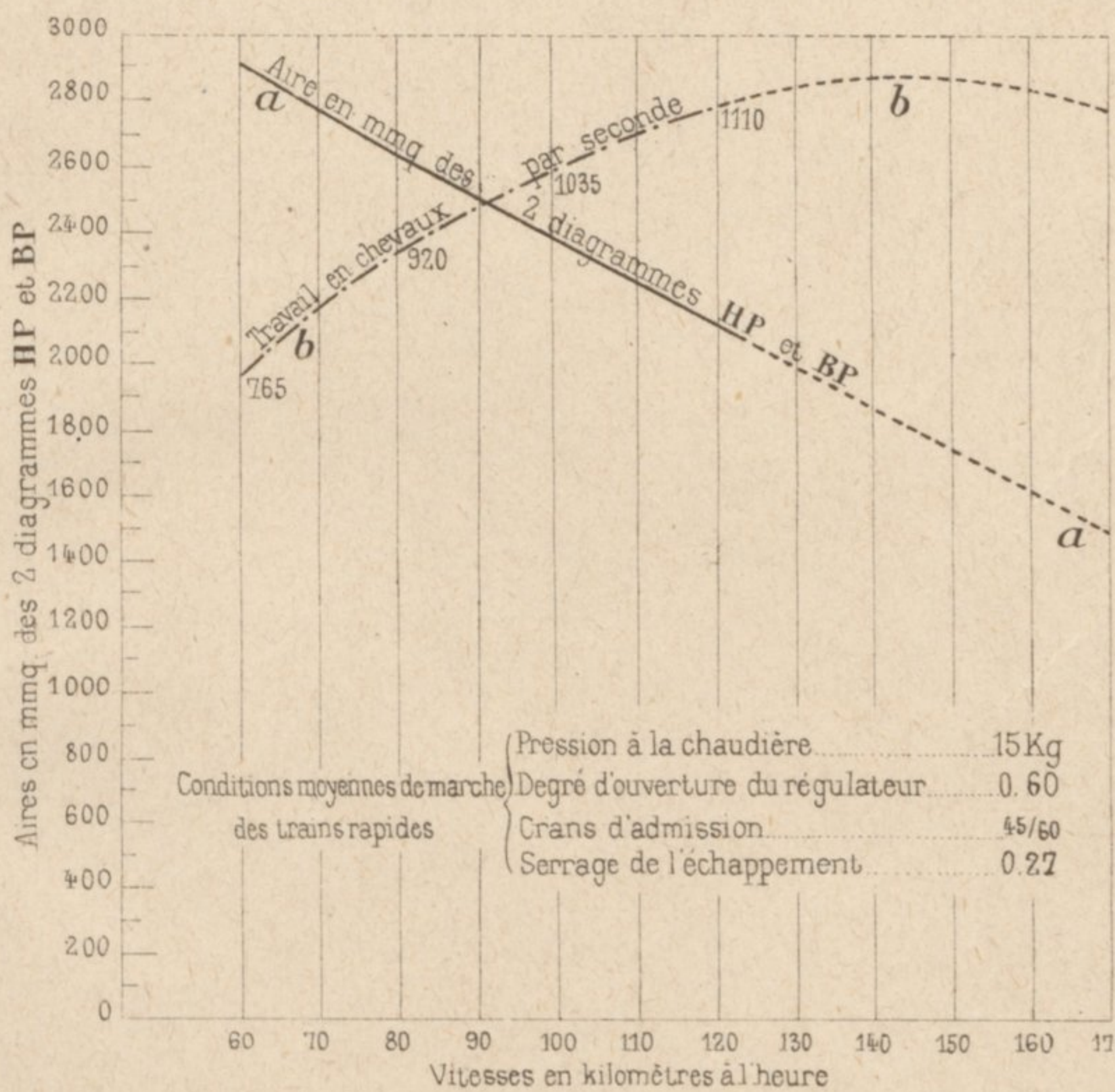


Fig. 6. Influence du degré d'ouverture du régulateur

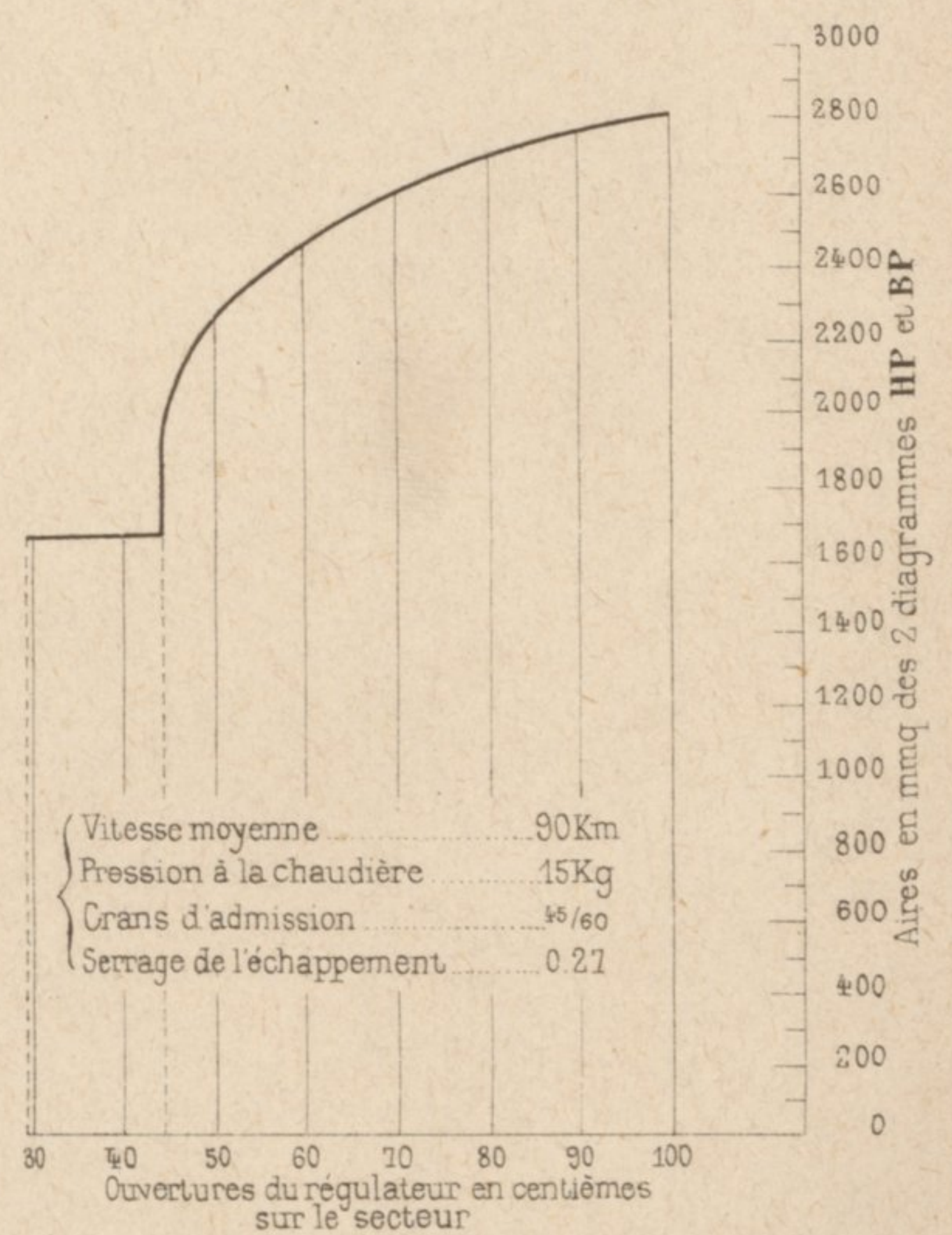
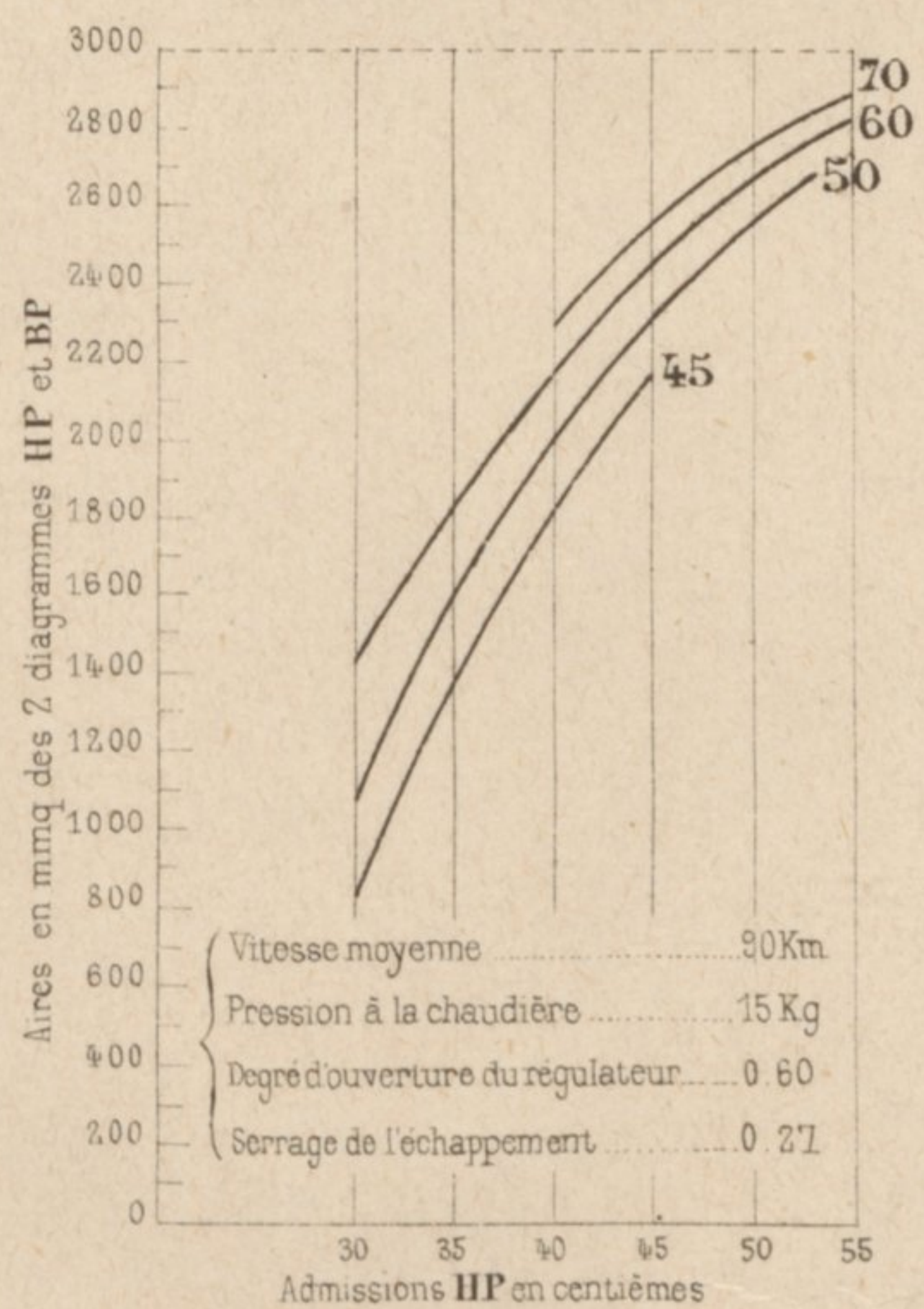


Fig. 7.

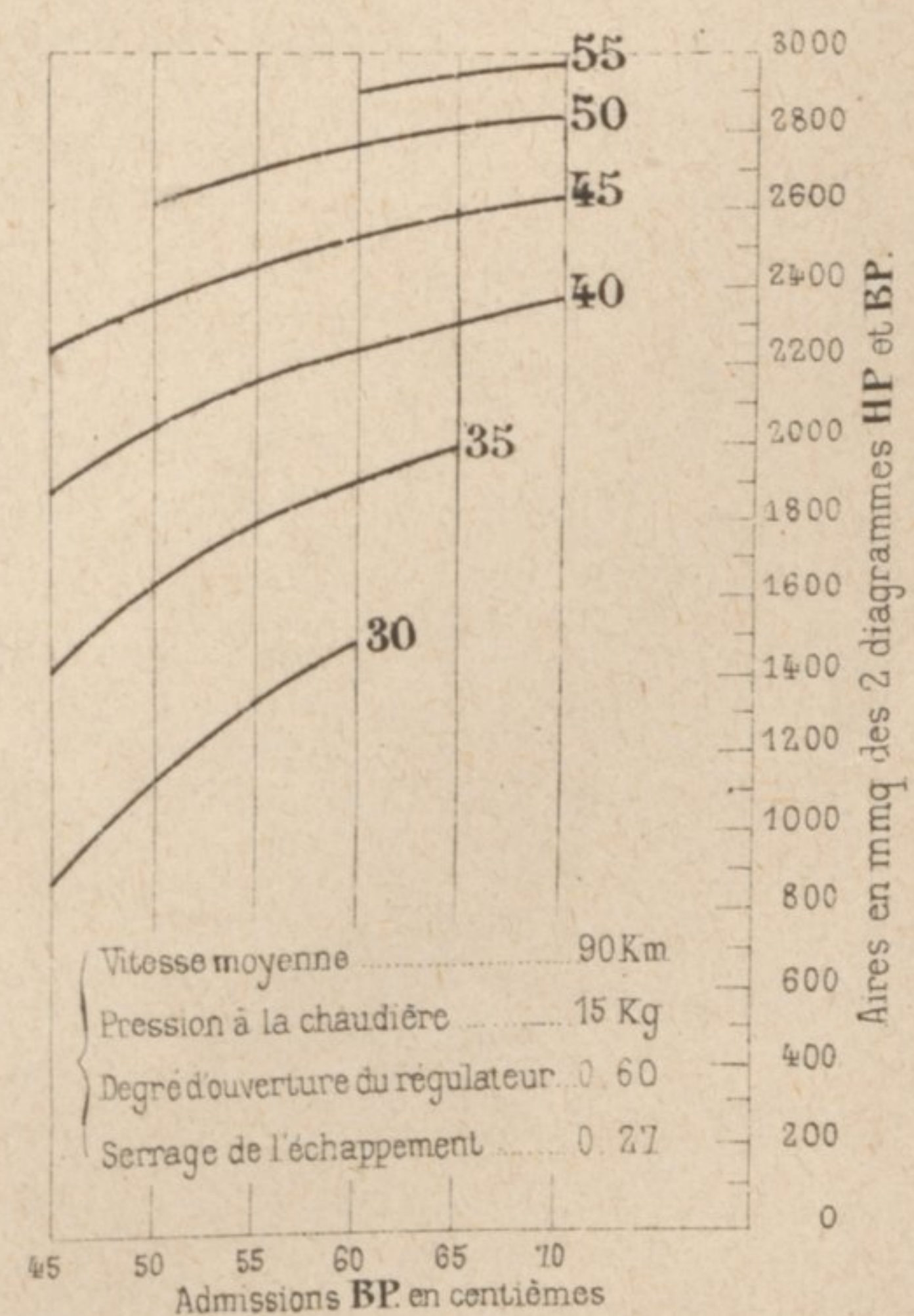
Influence du degré d'admission HP



Nota : Les chiffres gras placés sur les courbes indiquent les crans d'admission BP.

Fig. 8.

Influence du degré d'admission BP



Nota : Les chiffres gras placés sur les courbes indiquent les crans d'admission HP.

Nota : L'échelle relative à l'évaluation des aires par le planimètre était de 1 mmq pour 2 Kgm.

Fig. 1 à 4. — Variation des efforts moteurs pendant un tour de roues

Fig. 1.
Train 12 du 22 Mars 1897 Diagramme N°8. (Faces A.)
(Charge: 151 tonnes, 13 Véhicules, Beau temps)
Profil: Palier.

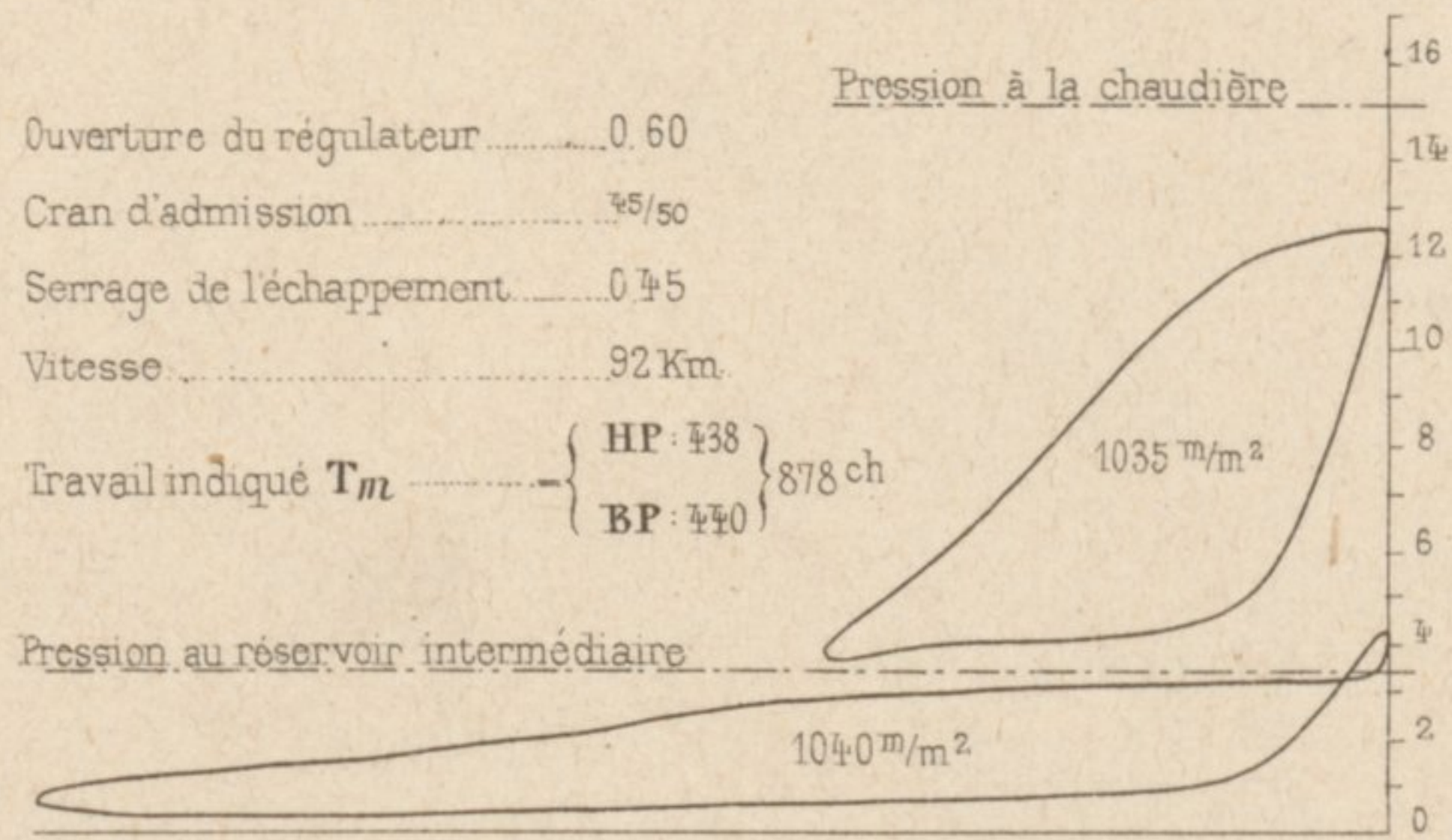


Fig. 2.
Efforts réels sur les pistons, faces A
des cylindres, côté droit.

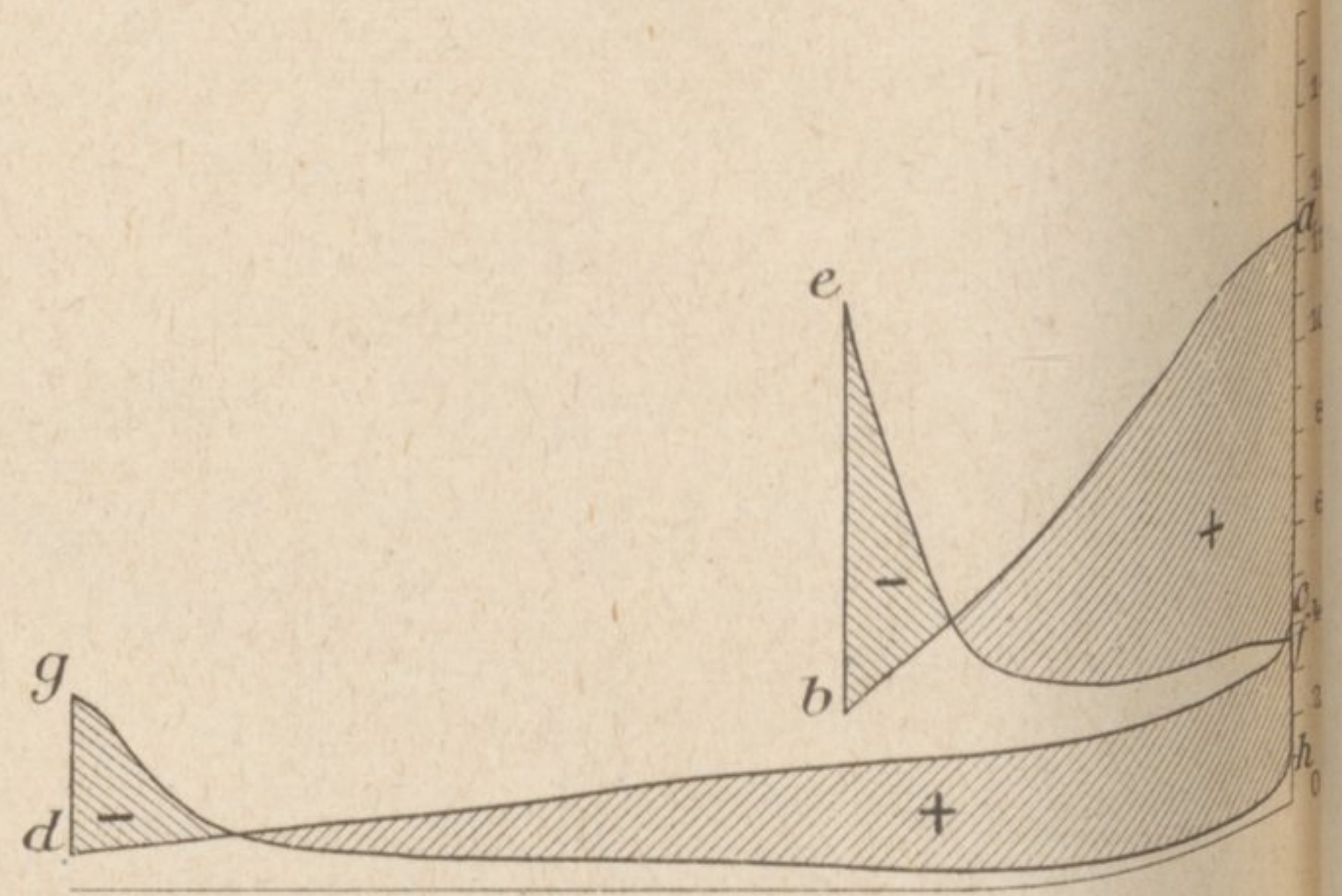
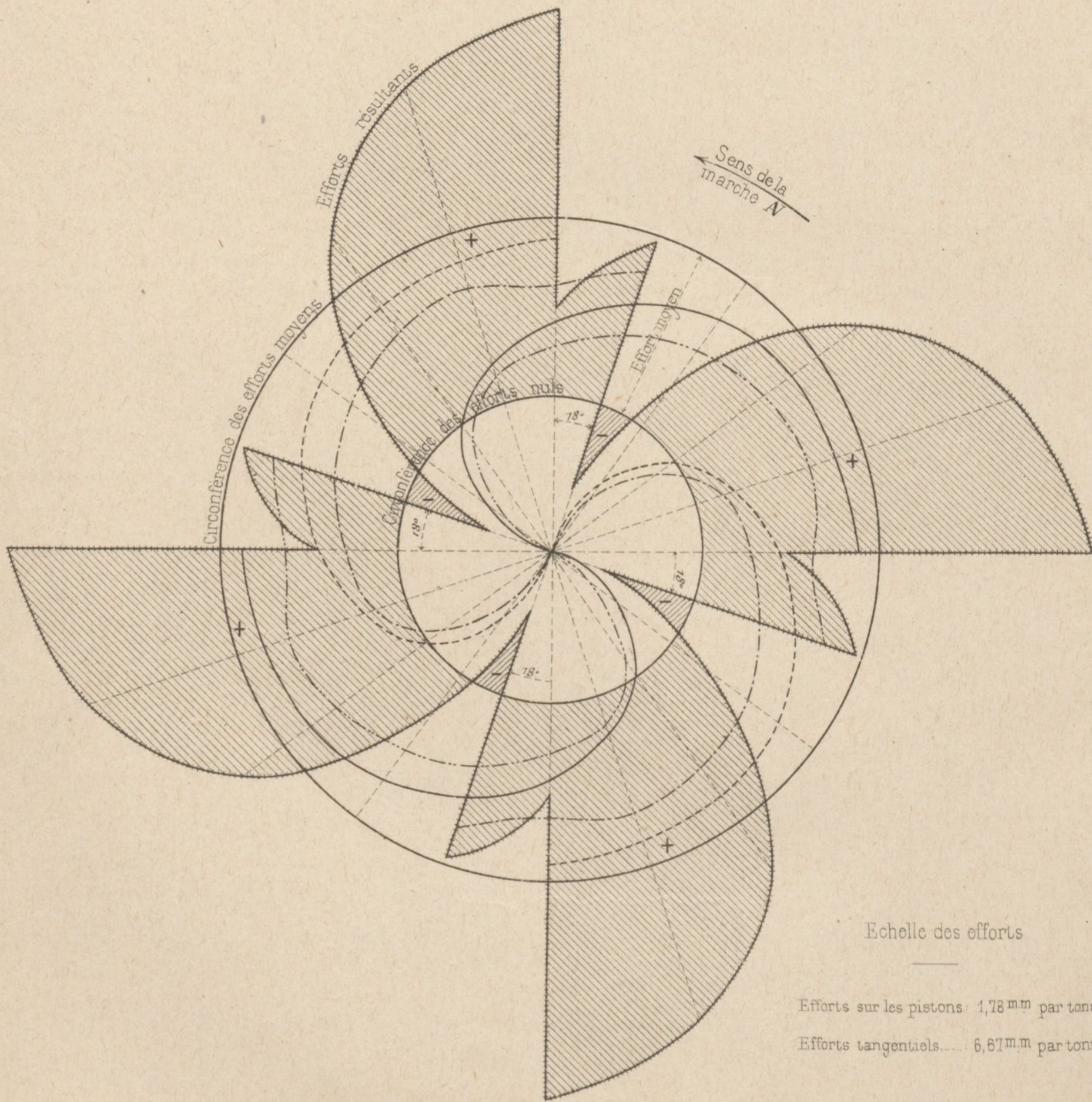


Fig. 3
Diagramme polaire des efforts sur les 4 pistons



Echelle des efforts

Efforts sur les pistons: 1,78 m.m par tonne
Efforts tangentiels: 6,67 m.m par tonne

Fig. 4
Diagramme polaire des efforts tangentiels aux roues



Efforts tangentiels.

Fig. 5 et 6. — Modification de l'ouverture du régulateur concurremment avec la modification des crans d'admission sans changement notable du travail indiqué

Fig. 5.

Train 9 du 22 Mars 1897. Diagramme N°3 (Faces A)

(Voir les diagrammes fig. 10. dans le texte)

Ouverture du régulateur.....	0.60	Vitesse.....	86.5 Km
Crans d'admission.....	50/60	Aire totale des 2 diagrammes.....	2570 ^m /m ²
		Travail indiqué T_m -	$\left. \begin{matrix} \text{HP} - 561 \\ \text{BP} - 462 \end{matrix} \right\} 1023 \text{ ch}$

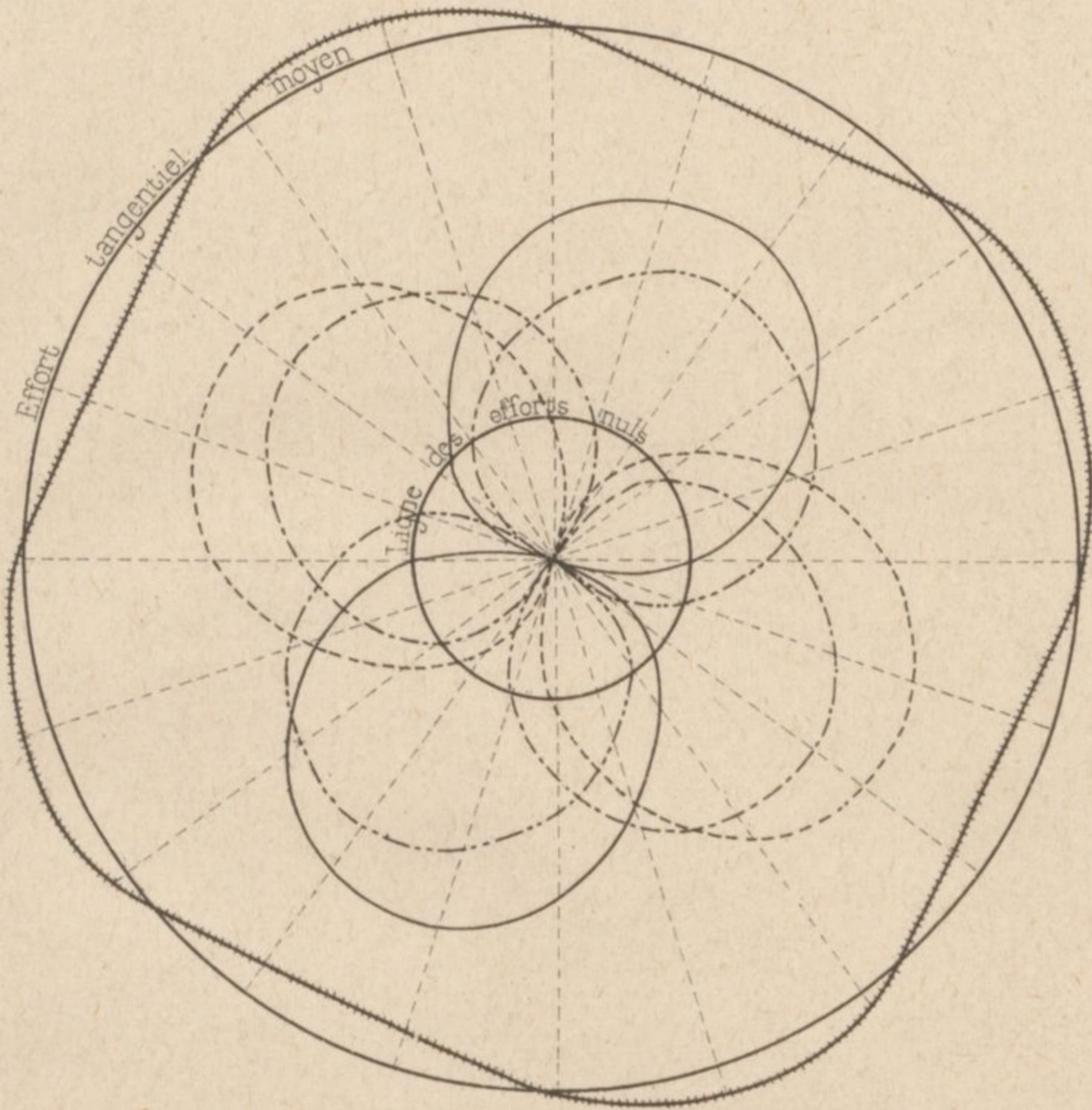


Fig. 6.

Train 9 du 25 Janvier 1897. Diagramme N°10. (Faces A)

(Voir les diagrammes fig. 10 dans le texte)

Ouverture du régulateur en grand.....	45/58	Vitesse.....	88 Km
Crans d'admission.....	45/58	Aire totale des 2 diagrammes.....	2550 ^m /m ²
		Travail indiqué T_m -	$\left. \begin{matrix} \text{HP} - 571 \\ \text{BP} - 461 \end{matrix} \right\} 1032 \text{ ch}$

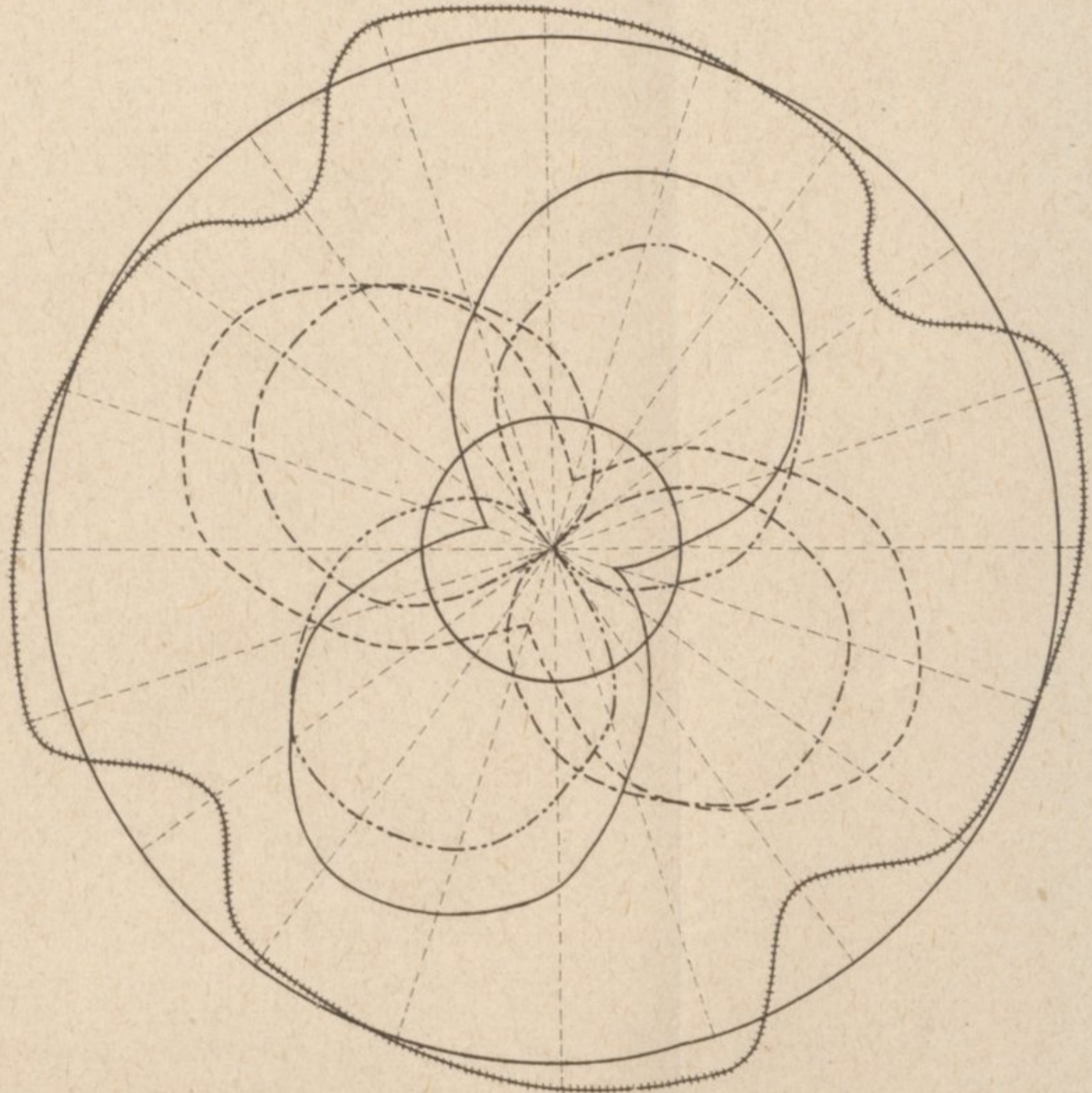


Fig. 7 et 8. — Relèvement de la marche B.P. concurremment avec l'allongement de la marche H.P. sans modification notable du travail indiqué

Fig. 7.

Train 12 du 22 Mars 1897. Diagramme N°1 (Faces A)

(Voir le diagramme F de la fig. 3 pl. I)

Crans d'admission.....	45/60	Vitesse.....	92.5 Km
Ouverture du régulateur.....	0.80	Aire totale des 2 diagrammes.....	2525 ^m /m ²
		Travail indiqué T_m -	$\left. \begin{matrix} \text{HP} - 617 \\ \text{BP} - 457 \end{matrix} \right\} 1074 \text{ ch}$

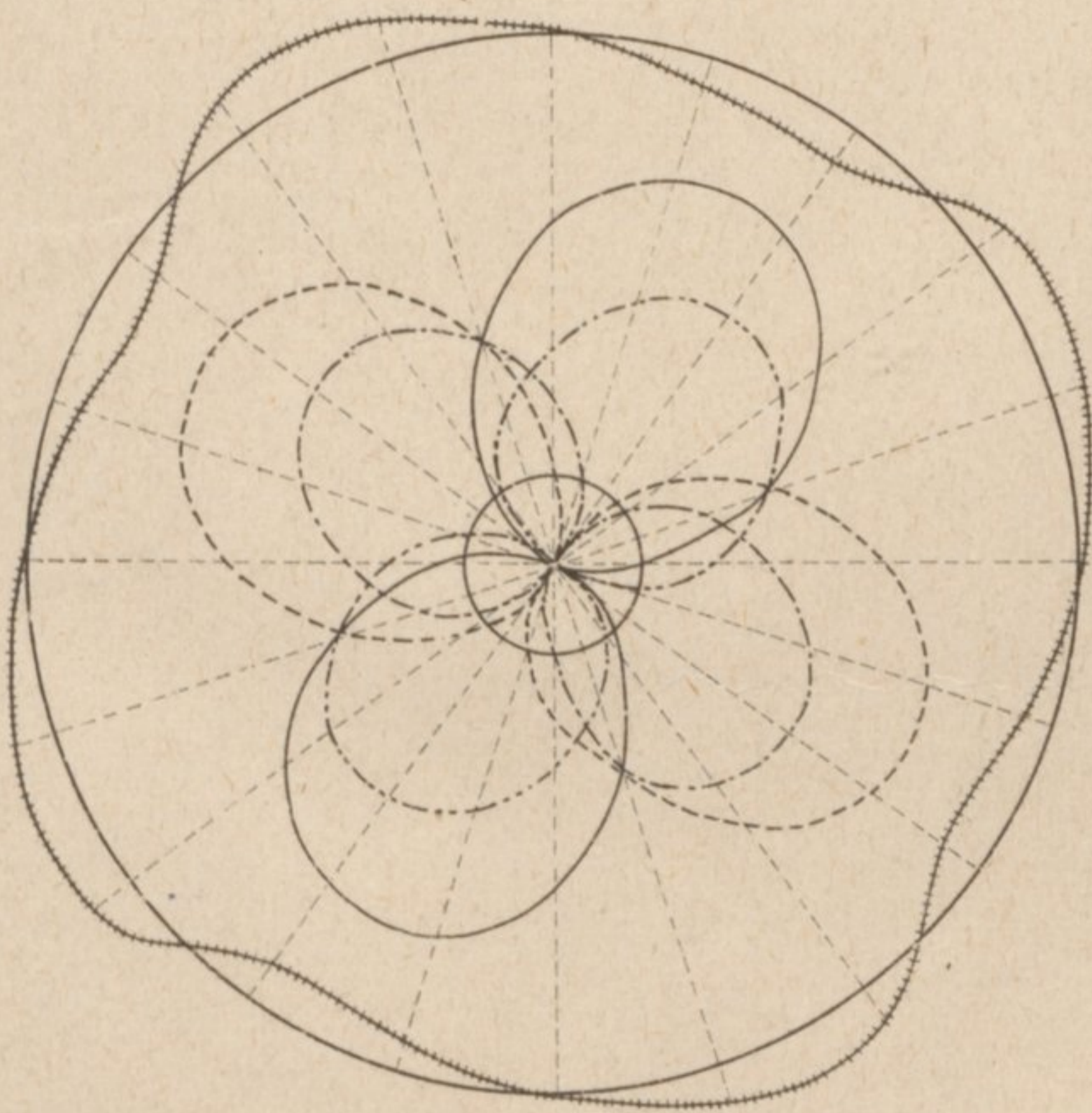


Fig. 8.

Train 9 du 18 Mars 1897. Diagramme N°8. (Faces A)

(Voir le diagramme F' de la fig. 3. pl. I)

Crans d'admission.....	47/50	Vitesse.....	97.5 Km
Ouverture du régulateur.....	0.80	Aire totale des 2 diagrammes.....	2500 ^m /m ²
		Travail indiqué T_m -	$\left. \begin{matrix} \text{HP} - 573 \\ \text{BP} - 548 \end{matrix} \right\} 1121 \text{ ch}$

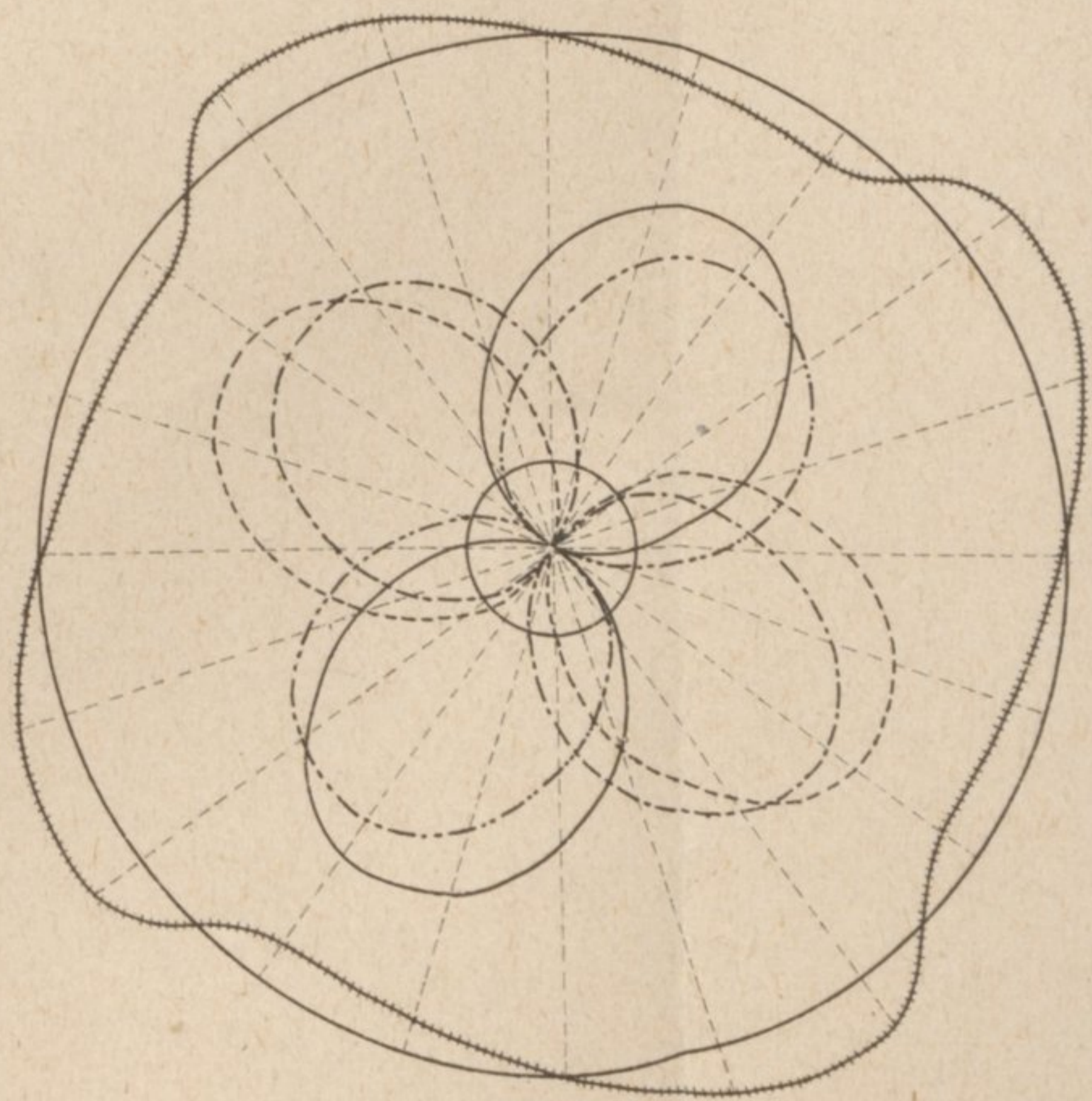


Fig. 4. — Efforts tangentiels
Ligne des efforts résultants
Ligne des efforts moyens
Ligne des efforts au cylindre H.P. côté droit
H.P. côté gauche
B.P. côté gauche
B.P. côté droit
Efforts résultants