



LOCOMOTIVE TYPE WOOLF

A 4 CYLINDRES EN TANDEM, ET A 8 ROUES COUPLÉES,

DU CHEMIN DE FER DU NORD,

Par M. G. DU BOUSQUET,

INGÉNIEUR INSPECTEUR PRINCIPAL DE LA TRACTION.

(Pl. XVI à XVIII.)

Sommaire : *Recherches préliminaires.* — Analyse des pertes de travail dues aux espaces nuisibles, au laminage de la vapeur et au défaut de détente. — Etudes des diagrammes relevés sur la machine avant transformation.

Description de la machine. — *Essais de la machine transformée.* — *Discussion des diagrammes des deux machines.*

Annexe : Equations successives permettant de construire les diagrammes de la machine type Woolf.

En Octobre 1884, la Société Alsacienne de Constructions mécaniques proposa à la Compagnie du chemin de fer du Nord de construire, dans ses ateliers, une machine compound à grande vitesse, à quatre cylindres et à deux essieux moteurs indépendants, dont elle présentait les dessins.

Le regretté M. Édouard Delebecque, ancien Ingénieur en Chef du Matériel et de la Traction, voulut bien, avant de prendre une décision, demander l'avis de ses Ingénieurs, et ne commanda qu'ensuite la machine en question. — C'est la locomotive 701, dont il a été rendu compte dans la *Revue générale des Chemins de fer* (1).

(1) N^o de Mai 1887, p. 263, et de Juin, 1887, p. 334 : *Expériences de traction faites en service courant sur la locomotive compound à 4 cylindres N^o 701 du chemin de fer du Nord*, par M. A. PULIN, Inspecteur de l'Atelier central.

La question des locomotives compound devant figurer à l'ordre du jour de la troisième session du *Congrès international des chemins de fer* qui se tiendra à Paris en 1889, nous croyons utile de faire les rappels suivants :

Les *Propriétés distinctives du système compound* et l'*Historique de son application aux locomotives*, ont été donnés par M. GUSTAVE RICHARD, dans le N^o de Décembre 1886, p. 317, comme introduction à un compte-rendu des *Expériences exécutées par M. BORODINE sur les locomotives compound du chemin de fer du Sud-Ouest russe*.

Dans cette étude, sont rappelés les articles et notices sur les locomotives compound publiés dans la *Revue générale des chemins de fer* antérieurement au N^o de Décembre 1886 ; depuis cette époque, la *Revue générale* a donné des renseignements sur les locomotives compound suivantes :

N^o d'Avril 1887, p. 232 : *Locomotives compound à marchandises et express du North-Eastern Railway (type WORSDELL)*.

N^{os} de Mai et de Juin 1887 : *Locomotives Compound à 4 cylindres, N^o 701, du chemin de fer du Nord français* (Déjà rappelé en tête de la présente Note).

N^{os} de Septembre 1887, p. 184 et de Novembre 1887, p. 300, *Avis sur l'application du principe Compound aux locomotives*, émis à la deuxième session du *Congrès international des chemins de fer*, tenue à Milan en 1887.

N^o de Mai 1888, p. 308 : *Locomotives compound express, avec bogie à l'avant, construites par M. WORSDELL pour le North-Eastern Railway*.

N^o de Juin 1888, p. 368 : *Locomotive-tender compound à marchandises, système WEBB, de la Compagnie du London and North-Western Railway*.

Tout en donnant une réponse favorable, j'attirai l'attention de M. l'Ingénieur en chef sur la complication du double mouvement, et j'émis l'avis qu'on pourrait résoudre plus simplement la question de la locomotive compound en plaçant les cylindres en tandem, sans changer quoi que ce fût au mouvement. J'ajoutai que c'était le seul moyen de rechercher ce que peut donner le système compound, indépendamment de toutes les modifications accessoires (telles que la suppression de l'accouplement) auxquelles on pourrait toujours être tenté d'attribuer un résultat économique constaté.

M. l'Ingénieur en chef et son futur successeur M. Ferdinand Mathias, alors Ingénieur principal, me firent l'honneur d'accueillir ma proposition, et m'engagèrent à étudier, de préférence, la transformation d'une locomotive à marchandises à huit roues couplées. Ils posèrent comme condition que l'installation de cylindres plus lourds à l'avant ne devrait pas entraîner d'addition d'essieu, et que la charge sous l'un quelconque des quatre essieux ne dépasserait pas le poids de 14^t.500, admis pour les machines à grande vitesse du Nord.

*Recherches
préliminaires*

Avant d'étudier la modification, je résolus d'analyser, d'une façon complète, la manière dont travaille la vapeur dans les cylindres de la machine actuelle, marchant en rampe prononcée, en rampe ordinaire, ou en palier.

Je fis donc relever tout une série de diagrammes par MM. Asselin, Ingénieur et J. Kœchlin, Inspecteur de la 2^{me} section de traction, dont je ne saurais trop louer le zèle et l'intelligence, et au précieux concours desquels je suis heureux de rendre hommage.

Je désignai à l'avance la machine à transformer, et c'est sur cette machine même que les diagrammes en question furent relevés à l'aide de l'indicateur de M. Marcel Deprez.

Les dimensions principales de cette machine (1) sont les suivantes :

Chaudière.	}	Timbre	10 ^{kg.} »	
		Surface de chauffe. {	foyer	9 ^{mq.} 20
			tubes	116 ^{mq.} 78
			totale	125 ^{mq.} 98
		Surface de la grille	2 ^{mq.} 08	
Machine.	}	Diamètre des cylindres.....	0 ^m ,500	
		Course des pistons.....	0 ^m ,650	
		Diamètre des roues.....	1 ^m ,300	
		Effort de traction théorique maximum. $\frac{Pd^2l}{D}$	12.500 ^{k.}	
		Poids total de la machine, utile pour l'adhérence.....	44 ^{t.} 700	

(1) Ce type de locomotive a été décrit par M. DEGHILAGE dans le N° de Novembre 1883, p. 292 et Pl. XXIX de la *Revue générale*.

Analyse des Pertes de travail.

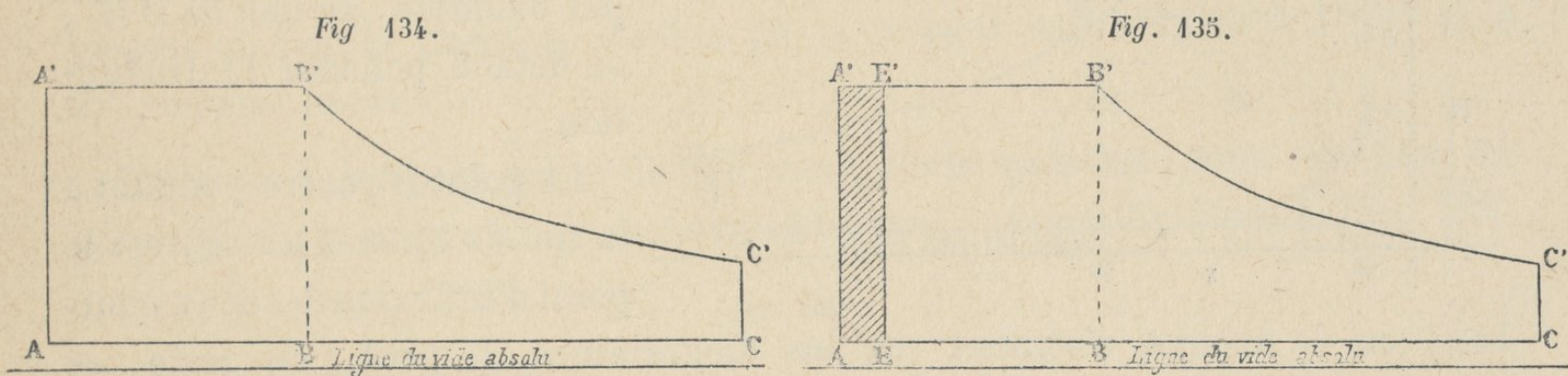
Des différentes pertes de travail provenant d'une utilisation insuffisante de la vapeur, trois sont nettement accusées par les diagrammes, ce sont :

- 1° La perte par les espaces nuisibles ;
- 2° La perte par le laminage de la vapeur ;
- 3° La perte par le défaut de détente.

On peut les représenter graphiquement sur les diagrammes, de la façon suivante :

1° *Perte par les espaces nuisibles.*

Dans un cylindre sans espace nuisible, le travail de la vapeur est figuré par un diagramme de la forme ci-dessous (Fig. 134).



Le volume de vapeur dépensé est proportionnel à A B.

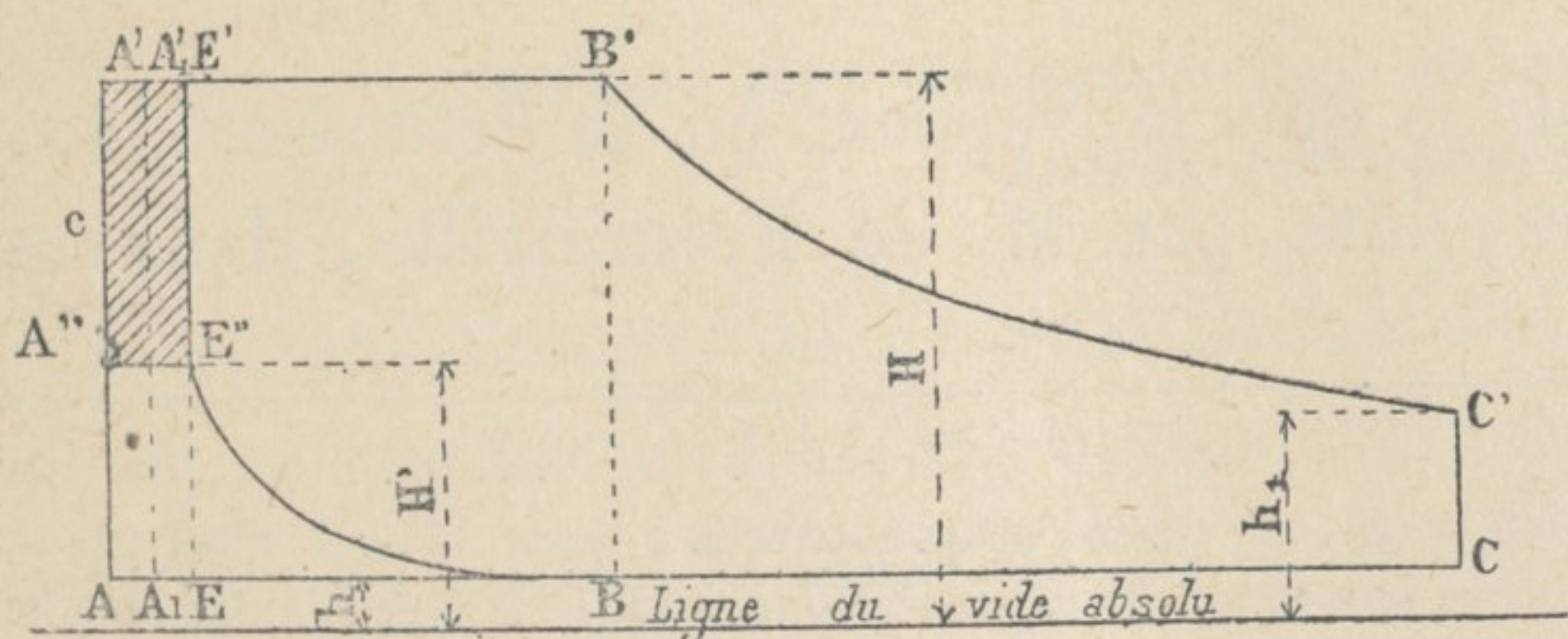
Si dans un autre cylindre ayant le même volume total et un espace nuisible A E (Fig. 135), on admet le même volume de vapeur A B, on obtiendra le même diagramme ; mais le volume A E ne produisant pas de travail pendant l'admission, on perdra l'aire A E A'E'.

Pour corriger cette perte dans les machines-locomotives, on fait de la compression ; le diagramme prend alors la forme indiquée Fig. 136 :

La perte n'est plus que A'' E'' A' E', ou A₁ E A' E', A₁ E étant tel que l'on ait :

Fig. 136.

$$A_1 E \times A_1 A_1' = A'' E'' \times A'' A'.$$



La dépense de vapeur est seulement A₁ B.

Il est vrai qu'on ne recueille plus l'aire EE''B, mais cette perte est exactement compensée par la détente de la vapeur

comprimée dans l'espace nuisible, si on a eu soin de déterminer H' par la

$$\text{condition } \frac{H'}{h} = \frac{H}{h_1}.$$

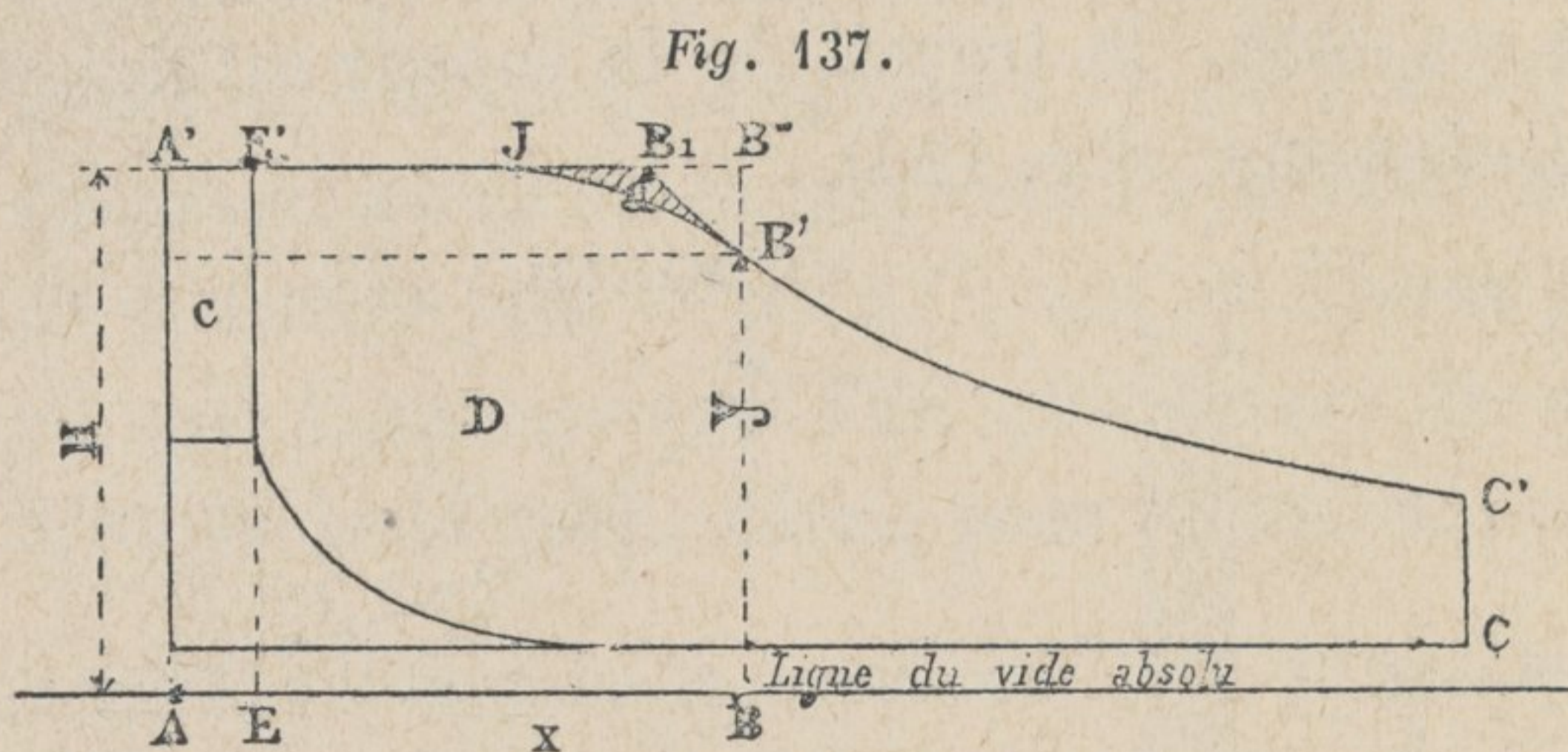
La perte est donc exprimée par l'aire c du rectangle A'' E'' A' E'.

2° Laminage de la vapeur.

Le laminage de la vapeur à l'introduction provient d'une des trois causes suivantes :

- a. Étranglement au régulateur, entraînant un débit insuffisant pour remplir le volume engendré par le piston.
- b. Insuffisance d'ouverture de la lumière par le tiroir.
- c. Défaut de vitesse du tiroir au moment de la fermeture.

L'effet du laminage est, dans tous les cas, de diminuer la pression de la vapeur à la fin de l'admission.



Elle n'est (Fig. 137) que BB' , par exemple, au lieu de BB'' ; on détend pendant l'introduction.

Le point B' , correspondant à la fin de l'introduction, est le point d'inflexion des deux courbes;

on le trouve aisément sur les diagrammes. Il peut, du reste, se déterminer aussi très facilement par le calcul, parce qu'il est le premier point de la courbe $B'C'$ pour lequel on ait $xy = \text{constante}$.

La quantité de vapeur présente au cylindre, à la fin de l'admission, est proportionnelle à x , et son poids est sensiblement proportionnel à xy . Si donc, nous continuons la courbe hyperbolique $B'C'$ jusqu'à sa rencontre en B_1 avec l'horizontale correspondant à la pression H , nous voyons que pour le même poids de vapeur ($A'B_1 \times H = xy$), on aurait recueilli en plus, en supprimant le laminage, le travail représenté par l'aire du triangle curviligne $B'B_1J = a$ (1).

3° Perte due à l'insuffisance de détente.

Pour évaluer cette perte, j'ai admis que la vapeur, en se détendant, suit la loi de Mariotte. Cette hypothèse, faite par M. de Fréminville, dans son

(1) Je dois faire remarquer que la perte par le laminage, si elle est proportionnelle à l'aire $B'B_1J$, n'est pas du même ordre que les deux autres. Celles-ci résultent de ce que la valeur dépensée en trop emporte avec elle une certaine quantité de chaleur, celle-là, de ce qu'une transformation de l'énergie s'est produite avant l'arrivée de la vapeur aux cylindres. La vapeur en passant par des orifices étranglés produit un travail de frottement considérable; une partie de celui-ci cause la détérioration de certaines pièces (affouillements des tiroirs de régulateur), l'autre, transformée en chaleur, élève la température des pièces et peut être récupérée en partie en déterminant la vaporisation des gouttelettes d'eau entraînées par la vapeur.

remarquable ouvrage sur les machines marines, simplifie singulièrement l'étude et est parfaitement suffisante en pratique.

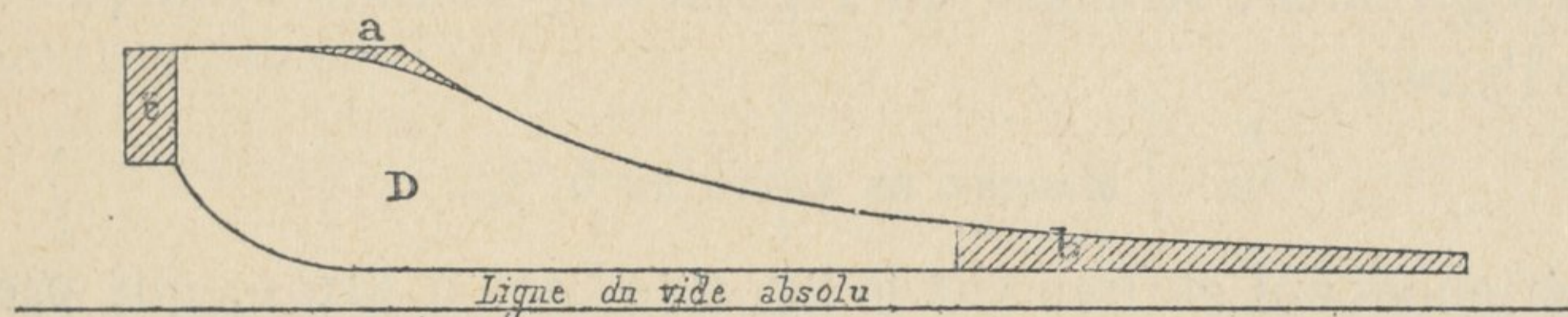
Il suffit alors de prolonger l'hyperbole de détente jusqu'à ce qu'elle arrive à une distance de l'horizontale égale à la pression qu'on s'est donnée comme limite à la fin de la détente.

En laissant de côté la question de tirage (on verra plus loin qu'il est toujours suffisant; même avec des tensions de vapeur d'échappement très faibles), il est naturel de prendre $1^{\text{kg}},20$ pour la pression limite en palier, comme dans les machines à vapeur sans condensation ordinaires. En rampe, cette pression limite sera fatalement plus élevée à cause de la diminution de détente : j'ai supposé 2 kilog.

On obtiendra donc l'aire cherchée en prolongeant la courbe de détente jusqu'à ce que la pression absolue de la vapeur soit réduite à $1^{\text{kg}},20$ ou à 2^{kg} suivant les cas.

En résumé, les trois pertes dont il vient d'être question, sont représentées graphiquement sur un diagramme quelconque, comme l'indique la Fig. 138.

Fig. 138.



- a — perte due au laminage de la vapeur,
- b — id. à l'insuffisance de détente,
- c — id. aux espaces nuisibles,
- D — travail recueilli,
- D' — travail total qu'on aurait dû recueillir $= a + b + c + D$.

Perte totale : $a + b + c$.

$$\text{Perte relative : } \frac{a + b + c}{D + a + b + c} = \frac{a + b + c}{D'}$$

Étude des diagrammes relevés sur la Machine, avant transformation.

Un grand nombre de diagrammes ont été pris dans les différentes marches, — en rampe prononcée, en rampe ordinaire, ou en palier. Dans chaque collection, j'ai choisi le diagramme type, se rapprochant le plus de la moyenne des résultats obtenus.

MARCHE EN RAMPE DE 12 m/m .

Les essais ont été faits sur la ligne de Béthune à Saint-Pol, où se trouvent des rampes continues de 12 m/m en courbe de 500 mètres de rayon. La charge

était de 375 tonnes (1 fourgon et 24 wagons de houille). — C'est la charge limite pour une adhérence calculée au 1/7^e.

Le diagramme N° 1 (Pl. XVI) donne une idée exacte de la manière dont la vapeur est utilisée.

En planimétrant les différentes aires, on trouve :

Travail recueilli D, représenté en cq. par... 40,1																							
Travail perdu { <table style="display: inline-table; vertical-align: middle; margin-left: 10px;"> <tr> <td style="padding-right: 10px;">a (laminage).....</td> <td style="padding-right: 10px;">1,53</td> </tr> <tr> <td>b (défaut de détente).....</td> <td>16, »</td> </tr> <tr> <td>c (espace nuisible).....</td> <td>1,3</td> </tr> </table>	a (laminage).....	1,53	b (défaut de détente).....	16, »	c (espace nuisible).....	1,3	Perte relative. {	<table style="display: inline-table; vertical-align: middle; margin-left: 10px;"> <tr> <td style="padding-right: 10px;">$\frac{a}{D'}$</td> <td style="padding-right: 10px;">=</td> <td style="padding-right: 10px;">$\frac{1,53}{58,93}$</td> <td style="padding-right: 10px;">=</td> <td>2,59 %</td> </tr> <tr> <td>$\frac{b}{D'}$</td> <td>=</td> <td>$\frac{16, »}{58,93}$</td> <td>=</td> <td>27,1</td> </tr> <tr> <td>$\frac{c}{D'}$</td> <td>=</td> <td>$\frac{1,3}{58,93}$</td> <td>=</td> <td>2,2</td> </tr> </table>	$\frac{a}{D'}$	=	$\frac{1,53}{58,93}$	=	2,59 %	$\frac{b}{D'}$	=	$\frac{16, »}{58,93}$	=	27,1	$\frac{c}{D'}$	=	$\frac{1,3}{58,93}$	=	2,2
a (laminage).....	1,53																						
b (défaut de détente).....	16, »																						
c (espace nuisible).....	1,3																						
$\frac{a}{D'}$	=	$\frac{1,53}{58,93}$	=	2,59 %																			
$\frac{b}{D'}$	=	$\frac{16, »}{58,93}$	=	27,1																			
$\frac{c}{D'}$	=	$\frac{1,3}{58,93}$	=	2,2																			
Travail total qu'on aurait dû recueillir, D'.. 58,93		Perte totale..... 31,89 %																					

On voit que la perte par l'insuffisance de détente est la plus considérable des trois. Elle atteint 27 %, et le diagramme montre que la pression de la vapeur, au moment où l'échappement anticipé commence, est encore de 4^{kg}8 (absolu). Ce chiffre serait même encore un peu plus fort si le mécanicien n'avait pas légèrement étranglé au régulateur, comme l'indique clairement la forme de l'aire *a*.

MARCHE EN RAMPE DE 5 m/m.

Les expériences ont eu lieu sur la ligne de Lens à Arras, qui présente, au départ de Lens, une rampe continue de 5 m/m sur 10 kilom. de longueur. Le train se composait de 45 wagons de houille, soit 675 tonnes. La machine aurait pu prendre davantage, mais comme la charge des trains de houille est limitée à 45 wagons, nous avons tenu à ne pas la dépasser, afin de rester dans les conditions ordinaires.

Le diagramme N° 2 (Pl. XVI) donne les différentes pertes :

Travail recueilli D, représenté en cq. par... 29,80																	
Travail perdu { <table style="display: inline-table; vertical-align: middle; margin-left: 10px;"> <tr> <td style="padding-right: 10px;">a (laminage).....</td> <td style="padding-right: 10px;">0,80</td> </tr> <tr> <td>b (défaut de détente).....</td> <td>9,50</td> </tr> <tr> <td>c (espace nuisible).....</td> <td>0,49</td> </tr> </table>	a (laminage).....	0,80	b (défaut de détente).....	9,50	c (espace nuisible).....	0,49	Perte relative. {	<table style="display: inline-table; vertical-align: middle; margin-left: 10px;"> <tr> <td style="padding-right: 10px;">$\frac{a}{D'}$</td> <td style="padding-right: 10px;">=</td> <td style="padding-right: 10px;">1,97 %</td> </tr> <tr> <td>$\frac{b}{D'}$</td> <td>=</td> <td>23,4</td> </tr> <tr> <td>$\frac{c}{D'}$</td> <td>=</td> <td>1,21</td> </tr> </table>	$\frac{a}{D'}$	=	1,97 %	$\frac{b}{D'}$	=	23,4	$\frac{c}{D'}$	=	1,21
a (laminage).....	0,80																
b (défaut de détente).....	9,50																
c (espace nuisible).....	0,49																
$\frac{a}{D'}$	=	1,97 %															
$\frac{b}{D'}$	=	23,4															
$\frac{c}{D'}$	=	1,21															
Travail total qu'on aurait dû recueillir, D'.. 40,59		Perte relative totale: 26,58 %															

MARCHE EN PALIER.

Les trains d'essais étaient composés de 45 wagons, représentant la charge ordinaire de 675 tonnes (180 unités).

Les mécaniciens remorquant en palier des charges relativement aussi faibles, procèdent de deux façons différentes : — les uns étranglent au régulateur (c'est la généralité), d'autres marchent le régulateur grand ouvert avec de très faibles ouvertures de tiroir; les premiers laminent la vapeur au régulateur, les autres au tiroir.

Les deux marches sont représentées par les deux diagrammes N^{os} 3 et 4 (Pl. XVI).

DIAGRAMME N^o 3 (régulateur étranglé).

Travail recueilli D, représenté en cq..... 13,4 Travail perdu { <table style="display: inline-table; vertical-align: middle; margin-left: 10px;"> <tr> <td style="font-size: 3em; vertical-align: middle;">{</td> <td style="padding: 0 10px;">a (laminage).....</td> <td style="padding: 0 10px;">1,3</td> </tr> <tr> <td style="font-size: 3em; vertical-align: middle;">{</td> <td style="padding: 0 10px;">b (défaut de détente).....</td> <td style="padding: 0 10px;">1,75</td> </tr> <tr> <td style="font-size: 3em; vertical-align: middle;">{</td> <td style="padding: 0 10px;">c (espace nuisible).....</td> <td style="padding: 0 10px;">0, »</td> </tr> </table>	{	a (laminage).....	1,3	{	b (défaut de détente).....	1,75	{	c (espace nuisible).....	0, »		Perte relative. { <table style="display: inline-table; vertical-align: middle; margin-left: 10px;"> <tr> <td style="font-size: 3em; vertical-align: middle;">{</td> <td style="padding: 0 10px;">$\frac{a}{D'}$</td> <td style="padding: 0 10px;">=</td> <td style="padding: 0 10px;">7,9 %</td> </tr> <tr> <td style="font-size: 3em; vertical-align: middle;">{</td> <td style="padding: 0 10px;">$\frac{b}{D'}$</td> <td style="padding: 0 10px;">=</td> <td style="padding: 0 10px;">10,6</td> </tr> </table>	{	$\frac{a}{D'}$	=	7,9 %	{	$\frac{b}{D'}$	=	10,6	
{	a (laminage).....	1,3																		
{	b (défaut de détente).....	1,75																		
{	c (espace nuisible).....	0, »																		
{	$\frac{a}{D'}$	=	7,9 %																	
{	$\frac{b}{D'}$	=	10,6																	
Travail total qu'on aurait dû recueillir, D'.. 16,45		Perte relative totale : 18,5 %																		

DIAGRAMME N^o 4 (régulateur ouvert en grand)

Travail recueilli D, représenté en cq..... 17, » Travail perdu { <table style="display: inline-table; vertical-align: middle; margin-left: 10px;"> <tr> <td style="font-size: 3em; vertical-align: middle;">{</td> <td style="padding: 0 10px;">a (laminage).....</td> <td style="padding: 0 10px;">1,4</td> </tr> <tr> <td style="font-size: 3em; vertical-align: middle;">{</td> <td style="padding: 0 10px;">b (défaut de détente).....</td> <td style="padding: 0 10px;">2,8</td> </tr> <tr> <td style="font-size: 3em; vertical-align: middle;">{</td> <td style="padding: 0 10px;">c (espace nuisible).....</td> <td style="padding: 0 10px;">0, »</td> </tr> </table>	{	a (laminage).....	1,4	{	b (défaut de détente).....	2,8	{	c (espace nuisible).....	0, »		Perte relative. { <table style="display: inline-table; vertical-align: middle; margin-left: 10px;"> <tr> <td style="font-size: 3em; vertical-align: middle;">{</td> <td style="padding: 0 10px;">$\frac{a}{D'}$</td> <td style="padding: 0 10px;">=</td> <td style="padding: 0 10px;">6,6 %</td> </tr> <tr> <td style="font-size: 3em; vertical-align: middle;">{</td> <td style="padding: 0 10px;">$\frac{b}{D'}$</td> <td style="padding: 0 10px;">=</td> <td style="padding: 0 10px;">13,2</td> </tr> </table>	{	$\frac{a}{D'}$	=	6,6 %	{	$\frac{b}{D'}$	=	13,2	
{	a (laminage).....	1,4																		
{	b (défaut de détente).....	2,8																		
{	c (espace nuisible).....	0, »																		
{	$\frac{a}{D'}$	=	6,6 %																	
{	$\frac{b}{D'}$	=	13,2																	
Travail total qu'on aurait dû recueillir, D'.. 21,2		Perte relative totale : 19,8 %																		

On voit que, dans ce cas, la perte due au laminage acquiert une véritable importance, mais en réalité, cette perte devrait être mise sur le compte d'une insuffisance de détente.

Elle provient, en effet, de l'impossibilité où on se trouve, avec la distribution par coulisse, d'admettre sur une fraction de la course du piston suffisamment faible, tout en donnant de grandes ouvertures de lumière.

L'inconvénient du laminage est, du reste, bien connu, et l'application des détentes à déclic, si répandues aujourd'hui sur les machines de manufactures, n'a pas d'autre but que d'y remédier.

On remarquera que la marche à régulateur étranglé semble causer une perte moindre que la marche très raccourcie, et comme la chute de température dans le cylindre est beaucoup plus petite dans le premier cas que dans

le second, la perte due à la condensation de la vapeur pendant l'admission doit être moindre aussi.

On est donc tenté de croire que les mécaniciens ont raison de marcher, dans ce cas, avec le régulateur étranglé.

Le tableau ci-dessous résume les pertes relevées dans les différents cas :

MARCHES.	CHARGE de la machine.	PERTES RELATIVES %			
		Perte <i>a</i> due au laminage de la vapeur.	Perte <i>b</i> due à l'insuffisance de détente.	Perte <i>c</i> due aux espaces nuisibles.	PERTE TOTALE.
Marche en rampe de 12 m/m	375 tonnes.	2,59	27,1	2,2	31,89
Marche en rampe de 5 m/m.	675 tonnes.	1,97	23,4	1,21	26,58
Marche en palier.	1 675 tonnes.	7,9	10,6	0,»	18,5
	2 675 tonnes.	6,6	13,2	0,»	19,8

Ce tableau montre clairement que c'est la perte due à l'insuffisance de détente qu'il importe surtout de corriger.

*Augmentation
de la détente.*

Pour arriver à accroître la détente, il faut augmenter le volume final occupé par la vapeur.

Deux solutions sont possibles :

L'une consiste à agrandir simplement le diamètre des cylindres, en le portant de *d* à *D* ;

L'autre, à faire passer la vapeur dans un cylindre plus petit *d'* avant de l'envoyer dans le cylindre de diamètre *D*.

Dans les deux cas, le volume final est le même, la détente est la même.

Mais il n'est pas indifférent de la produire de l'une ou de l'autre des deux façons.

Les inconvénients de la détente dans un cylindre unique de diamètre *D* sont les suivants :

1° On serait obligé de n'admettre la vapeur que pendant une très faible fraction de la course du piston, et on aurait, avec la coulisse, une perte considérable par le laminage, comme le montre le diagramme N° 4 (Pl. XVI). Cette perte n'est pas à craindre dans le cas où on introduit préalablement la vapeur dans un cylindre de petit diamètre, parce que, loin d'être obligé

de diminuer l'admission, on est conduit à l'augmenter pour admettre, par cylindrée, un volume suffisant ;

2° La perte due à la condensation pendant l'admission est proportionnelle à la différence de température des vapeurs d'admission et d'échappement et à la surface refroidissante.

Pour un cylindre unique de diamètre D, la perte est donc

$$\left(2 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} + \pi \cdot D \cdot L \right) \theta = P$$

et pour deux cylindres de diamètre d' et D, en supposant, pour fixer les idées, la chute θ partagée en deux :

$$\left(2 \cdot \pi \cdot \frac{d'^2}{4} + \pi \cdot d' \cdot L \right) \frac{\theta}{2} + \left(2 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} + \pi \cdot D \cdot L \right) \frac{\theta}{2} = P'$$

Il est donc clair que d' étant plus petit que D, la perte P' est moindre que la perte P.

3° Avec un cylindre unique de diamètre D, les variations de l'effort moteur sont bien plus considérables d'un bout de la course à l'autre, que dans le cas de la machine type Woolf à cylindres en tandem, si on ne considère qu'un seul des deux moteurs, celui de droite par exemple.

Pour mettre ce fait en lumière, j'ai fait dresser sur la Pl. XVIII, Fig. 3 et 4, des diagrammes indiquant la variation des efforts pour deux machines, l'une ordinaire avec cylindre de 0^m,66 de diamètre, l'autre compound avec un petit cylindre de 0^m,38 et grand cylindre de 0^m,66.

J'ai supposé qu'on admettait la vapeur dans le cylindre unique, sur 33 % de la course, et dans le petit cylindre de la machine compound sur 82 %, — les travaux recueillis étant alors les mêmes.

La courbe des pressions motrices a été tracée dans les deux cas, en portant sur l'horizontale les chemins parcourus par le piston, et sur la verticale la pression correspondante (trait plein).

Pour la machine ordinaire, la pression motrice sur l'une des faces du piston varierait :

depuis + 33500^{kg.} jusqu'à — 33500^{kg.}

et pour la machine compound :

depuis + 27200^{kg.} jusqu'à — 12900^{kg.}

Les courbes tracées en trait léger représentent, en coordonnées polaires, le moment de rotation à chaque instant. On les obtient par une construction graphique très simple :

Si on veut avoir le moment correspondant à une position quelconque O R

*Courbe
des pressions
à coordonnées
rectangulaires.*

*Moments
de rotation
d'un côté
considéré
isolément.*

de la manivelle, on marque le point A de rencontre de cette ligne avec la circonférence qui représente le chemin décrit par le bouton de la manivelle, on y élève une verticale jusqu'à la rencontre de la courbe des pressions en B, par ce point, on mène une horizontale jusqu'à la verticale passant par le centre O, enfin, du point C ainsi obtenu, on abaisse une perpendiculaire sur O R. Le point de rencontre I est le point cherché.

En effet, B K étant la pression, A K le bras de levier, A K × B K est le moment. Or, les deux triangles A K O et C I O sont semblables, on a donc :

$$\frac{CO}{AO} = \frac{OI}{AK}, CO \times AK = OI \times AO,$$

et comme

$$CO = BK, BK \times AK = OI \times AO,$$

ou A O étant pris pour unité, B K × A K = O I.

L'inspection des deux courbes fait encore reconnaître des différences très considérables :

	NOMBRES PROPORTIONNELS aux moments		ÉCARTS.
	Maximum.	Minimum.	
Machine ordinaire.....	+ 71 m/m	— 25	96
Machine compound.....	+ 48 1/2	— 3	51 1/2

*Résultante
des moments
de rotation.*

Pour l'ensemble des deux machines, de droite et de gauche, la résultante des moments de rotation est, à chaque instant, O F'' (OF + OF'). On obtient ainsi la courbe pointillée. Les écarts sont moins accusés :

	NOMBRES PROPORTIONNELS aux moments		ÉCARTS.
	Maximum.	Minimum.	
Machine ordinaire.....	+ 66	+ 42	24
Machine compound.....	+ 67	+ 46	21

La différence entre les écarts est encore en faveur de la machine type Woolf, mais elle est très faible. Les deux machines de droite et de gauche se corrigent donc dans la locomotive ordinaire, mais l'essieu moteur est fatalement soumis

à un effort de torsion beaucoup plus considérable et le mouvement de lacet doit être plus prononcé.

Pour toutes ces raisons, j'ai pensé qu'il pouvait réellement y avoir intérêt à employer le système Woolf avec cylindres en tandem.

Je tiens à faire remarquer qu'au point de vue de l'accroissement de la détente par l'application du système compound, il n'aurait pas suffi d'installer, d'un côté de la machine, un petit cylindre à haute pression, et de l'autre, un cylindre de grand diamètre à basse pression (1). — Cette solution donnerait une détente insuffisante : En effet, le gabarit ne permet pas de placer extérieurement aux longerons des machines de notre type à 8 roues couplées, un cylindre à basse pression d'un diamètre plus grand que 0^m70. Or, le volume d'un pareil cylindre serait à peine égal à la somme des volumes des deux cylindres de 0^m50, de sorte que l'espace final offert à la vapeur ne serait pas augmenté. — La détente resterait donc la même.

Dans ces conditions, et étant donné qu'on ne voulait pas augmenter le nombre de pièces constituant le mouvement de la machine, la seule solution admissible était de placer les cylindres en tandem.

Diamètre donner au and cylindre. Si on n'avait égard qu'à la marche en rampe prononcée, on pourrait évidemment accroître le volume final occupé par la vapeur dans une proportion considérable, puisque la pression, à la fin de la détente, est de 5 kilog. (absolu), tandis qu'elle ne devrait être que de 1^{kg}.5 environ. Mais on est limité par cette considération qu'il importe que dans la marche en palier la tension de la vapeur, à la fin de la détente, ne soit pas inférieure à la contre-pression = 1,2 absolu.

Or, les diagrammes N^{os} 3 et 4 Pl. XVI, montrent, l'un et l'autre, que pour obtenir cette pression limite, il faut se borner à augmenter le volume final dans le rapport de 1,73 à 1.

On a donc :

$$\pi \cdot \frac{D^2}{4} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \times 1,73$$
$$D = 0,50 \sqrt{1,73} = 0,66$$

Diamètre à donner au petit cylindre. Le diamètre du petit cylindre se déduit facilement de celui du grand.

En effet, comme il s'agissait d'une machine à transformer, que toutes les

(1) La solution avec deux cylindres a été récemment appliquée par M. Borodine. Cet ingénieur a transformé en compound, système Mallet, deux locomotives à 8 roues couplées, des chemins de fer Sud-Ouest russes, par le remplacement d'un des cylindres de 0^m.500 par un de 0^m710 de diamètre, dimension qu'admettait le gabarit, et qui donne un rapport de volume de 1 à 2. La course est de 0^m,650 et le diamètre des roues de 1^m,300, comme dans la machine du Nord. La machine transformée pèse 46 tonnes.

pièces du mouvement devaient être conservées, il fallait s'imposer la condition de ne pas avoir plus de travail sur les pistons en tandem dans la marche à bout de course que sur le piston de 0^m,50.

Le calcul montre que le petit cylindre doit avoir 0^m,38. Les conditions d'établissement seront donc les suivantes :

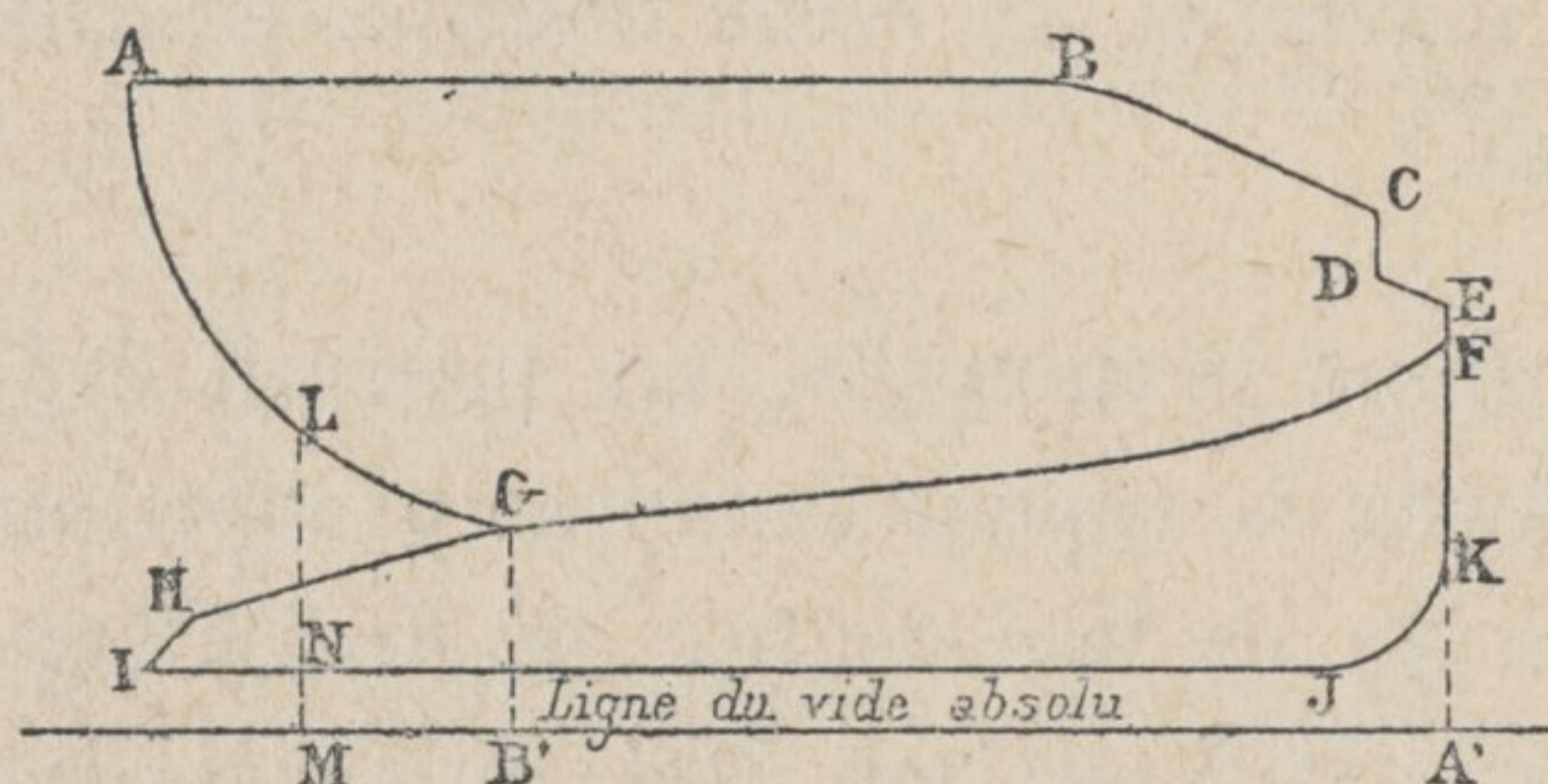
Diamètre du petit cylindre	0 ^m 38	}	Rapport des volumes : 3.
Diamètre du grand cylindre	0,66		
Course commune	0,65		

système remplaçant le cylindre de 0^m50 avec course de 0^m65.

*Distribution
de la vapeur.*

Mais pour qu'une pareille machine se trouvât dans des conditions de marche économiques, il importait d'étudier de très près la distribution donnée par deux tiroirs attelés sur la même tige. Elle est représentée par le diagramme, Fig. 139, ci-dessous.

Fig. 139.



La figure ABCDEFGLA représente le travail par unité de surface du petit piston ; la figure FGHJKF, le travail par unité de surface du grand.

Suivons les variations de pression de la vapeur dans chacun des deux cylindres.

PETIT CYLINDRE.

- De A en B, période d'admission, la pression reste constante ;
- De B en C, période de détente, la pression décroît à peu près suivant la loi de Mariotte ;
- En C, il y a une chute de pression qui tient à ce que le petit cylindre est mis en relation avec le réservoir intermédiaire ;
- De D en E, détente de la vapeur contenue dans le petit cylindre et le réservoir intermédiaire ;
- En E, seconde chute de pression provenant de ce que le petit cylindre et le réservoir intermédiaire sont mis en communication avec l'espace libre du grand cylindre ;
- De F en G, le petit piston revenant en arrière, la vapeur s'échappe dans le grand cylindre, la pression décroît suivant la courbe hyperbolique FG ;
- En G, fin de l'admission dans le grand cylindre, l'échappement est terminé et la compression commence ;
- De G en L, elle se fait dans le réservoir intermédiaire et l'espace libre du petit cylindre ;
- De L en A, dans cet espace libre seul.

Remarquons tout d'abord qu'il faudra que cet espace libre soit plus grand que dans les machines ordinaires.

En effet, la distribution n'ayant pas été changée, la compression est restée la même pour un cran déterminé ; or, la contre-pression, à partir de laquelle on comprime, au lieu d'être seulement MN, comme à l'ordinaire, est ML, c'est-à-dire beaucoup plus forte ; il faut donc, si on ne veut pas

dépasser, en comprimant, la pression initiale dans la chaudière, augmenter l'espace libre u du petit cylindre.

Pour calculer ce volume u , on a (c étant le volume engendré par le piston pendant la compression et h' la pression à partir de laquelle on comprime) :

$$(u + c) h' = u. H,$$

équation qui permet de calculer u .

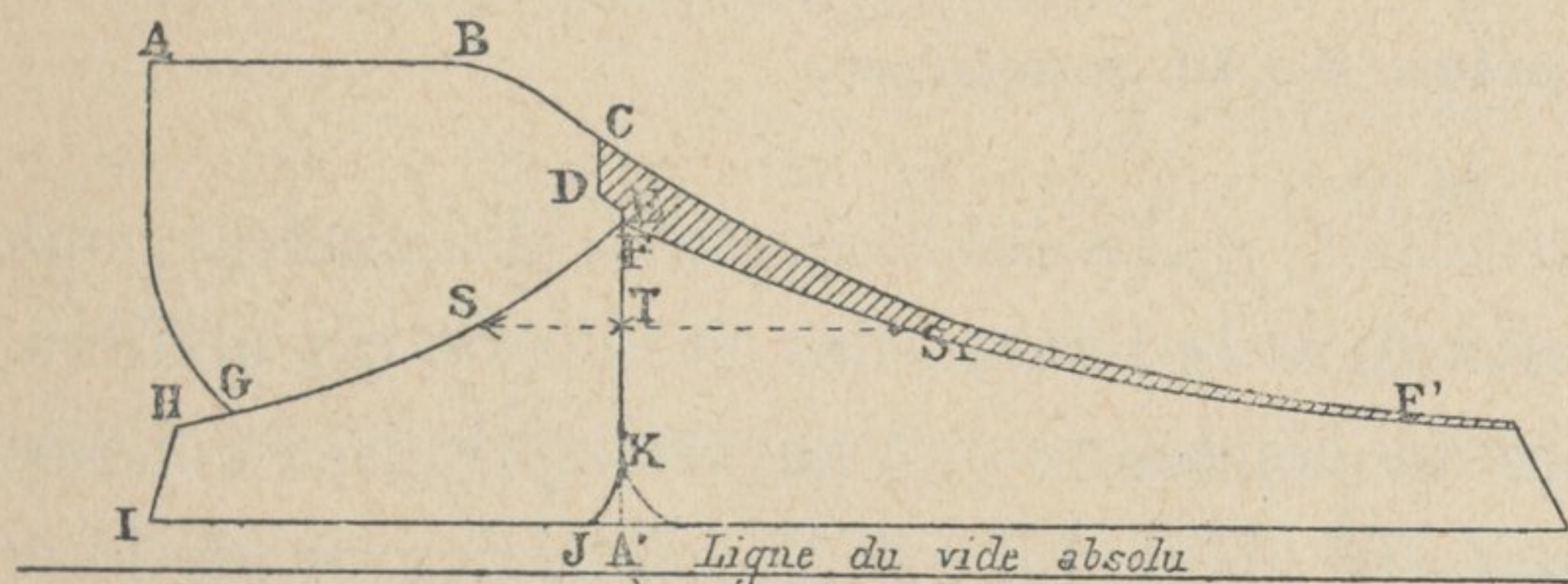
Il est clair que la compression c variant avec le cran de marche, il n'y a théoriquement qu'une seule position du levier de changement de marche pour laquelle l'équation précédente soit satisfaite; pour les autres, il y aura une perte de travail à l'admission due à ce que l'espace libre est insuffisamment rempli. Mais d'un côté, la perte absolue ne peut être bien grande parce que le diamètre du petit cylindre est faible, et d'un autre côté, la perte relative diminue parce que la détente est très prolongée.

GRAND CYLINDRE.

La pression initiale de la vapeur est $A'F$; elle décroît constamment de F en G pendant l'introduction, puis vient de G en H la détente propre au grand cylindre, de H à l'extrémité de la course, la détente pendant l'échappement anticipé, de I en J , l'échappement, de J en K , la compression.

On remarque sur la Figure les chutes de pression CD et EF , (Fig. 139). Elles entraînent une diminution de la pression initiale au grand cylindre et une perte de travail qu'on peut représenter facilement (Fig. 140) :

Fig. 140.



On prolonge la courbe hyperbolique BC du petit cylindre, comme si le piston avait une course triple de sa course réelle, puis on construit par points la courbe FF' de la façon suivante : on prend un point S quelconque sur la courbe FG , on mène

une horizontale, on prend $TS_1 = 2TS$ (le rapport des cylindres à basse et à haute pression étant 3), et on obtient le point S_1 qui appartient à la courbe.

La perte due aux chutes CD et EF est représentée par la partie hachurée.

Il importe évidemment de diminuer ces chutes le plus possible, et c'est le point important de l'établissement de la machine.

La première, CD , provient de la présence du réservoir intermédiaire :

Dans les machines compound ordinaires du genre Woolf, chaque cylindre porte sa boîte à vapeur et le réservoir intermédiaire se compose :

- 1° De la coquille du tiroir à haute pression;
- 2° Du conduit qui part de cette coquille pour aboutir à la boîte à vapeur du grand cylindre;
- 3° De la boîte à vapeur de ce grand cylindre.

Le volume total est considérable et atteint, en général, le volume même du petit cylindre.

Or, si on désigne par H_1 la pression de la vapeur dans le petit cylindre au moment où il est mis en communication avec le réservoir R , et par V le volume qu'elle occupe, si, en outre, h_1 est la pression dans le réservoir, à ce moment, la pression x du mélange sera donnée par l'équation :

$$(R + V) x = V. H_1 + R. h_1$$

Pour qu'il n'y ait pas de chute, il faut faire $x = H_1$, l'équation devient :

$$(R + V) H_1 = V H_1 + R h_1$$

ou $R H_1 = R h_1$.

Deux solutions se présentent :

1° S'arranger de manière que h_1 soit égal à H_1 ;

2° Faire $R = 0$.

(1) On pourrait arriver à remplir la condition $h_1 = H_1$ en faisant au grand cylindre une admission moindre qu'au petit ; la compression dans le réservoir intermédiaire commence alors plus tôt et peut, si les choses ont été exactement calculées, atteindre la pression H_1 dans le réservoir intermédiaire au moment où celui-ci, par le jeu du tiroir, cesse d'être en communication avec le petit cylindre. Mais cette solution entraînerait l'établissement de deux changements de marche et compliquerait le mouvement de distribution.

(2) La solution $R = 0$, qui a été choisie, permet, au contraire, de laisser les deux marches liées. En pratique, le réservoir ne peut être nul, mais on peut le faire très petit.

La seconde perte EF est causée par l'espace libre du grand cylindre ; il faudra tâcher de le diminuer ou de le remplir par la compression.

J'ai maintenant à montrer, en donnant la description de la machine, comment ces différentes conditions ont été remplies.

Description de la machine.

Tous les détails de la transformation, qui a été exécutée à Hellemmes, ont été étudiés avec le plus grand soin dans le bureau des études de ces ateliers.

La nouvelle machine ne diffère de l'ancienne que par les cylindres doubles et par l'allongement des longerons (0^m,545) qui est la conséquence de leur installation (Pl. XVII, Fig. 1).

Afin de réduire cet allongement au minimum et de diminuer le porte-à-faux, les grand et petit cylindres formant le cylindre double ont été fondus d'une seule pièce avec cloison intermédiaire ; la bride d'arrière est coupée verticalement comme le montre la Fig. 4, Pl. XVII. Le petit cylindre trouve place à côté de la roue d'avant et l'ensemble peut être reculé vers l'arrière, autant que le permet la tête de la première bielle d'accouplement.

La boîte à vapeur est placée à cheval sur les deux cylindres (Fig. 5, Pl. XVII). Il n'y a qu'un seul tiroir se mouvant sur une table percée de cinq orifices. Les deux orifices extrêmes sont les lumières du petit cylindre, les deux orifices intermédiaires, celles du grand cylindre. La lumière centrale sert, comme toujours, à l'échappement. Son conduit se présente, par rapport au longeron, à la même place que dans la machine actuelle.

Dans le tiroir, est ménagé un canal où se fait l'échappement du petit cylindre

et qui est mis en communication, tantôt avec l'une, tantôt avec l'autre des faces du grand piston. C'est à ce canal que se réduit le réservoir intermédiaire.

Son volume n'est que 16,5 % de celui du petit cylindre.

Les conduits, qui amènent la vapeur de la table du tiroir aux extrémités du petit cylindre, sont plus longs que d'ordinaire; on obtient donc, par la position même donnée à la boîte à vapeur, l'accroissement reconnu nécessaire des espaces libres du petit cylindre. Ils ont été portés à 15,4 %. — Des deux espaces nuisibles du grand cylindre, l'un celui d'arrière, peut être très petit, l'autre diminue à mesure qu'on avance la boîte à vapeur vers l'avant. Nous avons pris, pour ces espaces, 7 % du volume du grand cylindre.

*Lumières
et conduits de
vapeur.*

Les lumières des grand et petit cylindres ont même longueur : 0^m44; une faible ouverture du tiroir donne donc une section d'admission suffisante pour le petit piston qui n'a que 0^m38 de diamètre; pour le grand, le tiroir du genre de Trick donne une admission double. La coupe Fig. 5, Pl. XVII, permet à l'aide des flèches, de se rendre facilement compte de la marche de la vapeur passant du petit au grand cylindre, et de celui-ci à l'échappement.

Les sections des conduits sont :

Pour le grand cylindre : 175^{cmq.}

Pour le petit cylindre : ^{cmq.}

Cette dernière, un peu plus petite que la section totale de la lumière, a été mise en rapport avec l'ouverture du tiroir, aux admissions ordinaires. On a évité, de cette manière, une augmentation trop grande des espaces nuisibles.

Le tiroir, qui est en bronze, présente la forme rectangulaire à l'endroit où se place le cadre, mais un peu plus haut, il est cylindrique; une gorge ménagée dans ce cylindre reçoit deux segments en fonte. Un anneau en fonte, soigneusement alésé, se place sur cette sorte de piston; sollicité par la pression de la vapeur et par la tension de quatre ressorts qui s'appliquent sur la nervure supérieure de l'anneau, tout en lui laissant la liberté de tourner sur lui-même, il s'appuie constamment, pendant la marche, sur le plateau supérieur.

La pression de la vapeur contenue dans la boîte ne s'exerce donc que sur la surface rectangulaire de base, diminuée de la surface intérieure de l'anneau qui a 0^m480 de diamètre. Elle est très faible et s'est trouvée insuffisante pour maintenir le tiroir lorsque la partie centrale communiquait, comme dans les tiroirs Adam's ordinaires, avec l'atmosphère.

J'ai donc dû mettre cette partie en communication avec la vapeur détendue, contenue dans le canal, en perçant la cloison supérieure de celui-ci.

Je cite ce fait pour montrer que malgré les grandes dimensions du tiroir ($0^m605/0^m520$) on peut diminuer autant qu'on le veut les frottements sur la table.

On remarquera que les légères fuites qui peuvent se produire autour de l'anneau sont sans importance, la vapeur se rendant au grand cylindre.

Des pistons.

Le grand piston est en fonte, à deux tiges suffisamment excentrées pour pouvoir passer en dehors du petit cylindre. — On arrive, de cette façon, à avoir des presse-étoupes extérieurs. (Fig. 5, Pl. XVII).

Le petit piston en fer est venu de forge avec sa tige. Les trois tiges s'assemblent sur une même crosse en acier fondu (Fig. 2, Pl. XVIII), l'une, centrale, à l'aide d'une clavette, les deux autres par emmanchement conique maintenu par deux écrous. Les écrous intérieurs rendent facile le démontage.

Les garnitures sont des garnitures métalliques ordinaires système Duterne, mais l'angle de la partie conique des bagues en métal blanc est de 30° seulement au lieu de 45° . On obtient ainsi une étanchéité absolue avec un moindre serrage, ce qui est un point important dans une machine où le nombre de garnitures est doublé.

Les glissières en acier sont doubles pour permettre le passage de la crosse, (Fig. 1, Pl. XVIII); elles s'appuient à l'arrière sur le support ordinaire, et à l'avant sur le couvercle postérieur du cylindre dont la Pl. XVIII, Fig. 1 donne une coupe et une vue de face.

On voit (Pl. XVII, Fig. 5) que, pour le démontage, le petit piston sort par l'arrière, le grand par l'avant.

*Précautions
prises
pour empêcher la
rupture possible
de la cloison
intermédiaire.*

Dans une pareille machine, la rupture de la cloison intermédiaire constituerait une avarie grave contre laquelle il convient de se prémunir.

Elle peut se produire :

- 1^o Par la rupture de la tige du petit piston ;
- 2^o Par la rupture de la bielle motrice.

Pour parer à la première éventualité, il importe de calculer largement la tige ; il y a, du reste, lieu de remarquer que le petit piston devenant libre, ne serait pas projeté avec la même force que le piston d'une machine ordinaire, d'abord parce que la contre-pression est très forte, ensuite parce que la vapeur s'échapperait dans un volume très restreint (le grand cylindre) au lieu de s'échapper dans l'atmosphère.

Le second cas est plus à redouter, mais le remède est facile. Il faut :

1^o Laisser un espace plus grand à l'avant du petit piston supposé à bout de course, qu'à l'avant du grand. Celui-ci touche donc le premier, d'où résulte, comme dans toutes les machines, la rupture du plateau d'avant convenablement évidé ;

2^o S'arranger de manière que la crosse soit arrêtée ensuite dans les glissières, avant que le petit piston ne rencontre la cloison.

Echappement. L'échappement est un échappement variable ordinaire, à valves. La section de la colonne a été agrandie pour donner passage à la vapeur qui, étant détendue, occupe un volume plus grand (section nouvelle : 308^{cm}, section ancienne : 229^{cm}). En outre, les échappements de droite et de gauche sont séparés par une cloison verticale jusqu'à une petite distance de la tête (Fig. 3, Pl. XVII).

Cette disposition a donné d'excellents résultats, la pression s'obtient facilement, même dans les détentes très prolongées.

Traverse en fonte à l'arrière. L'installation, à l'avant, de cylindres plus lourds, eût trop chargé le premier essieu (Pl. XVII, Fig. 1).

On a remédié à cet inconvénient en plaçant une traverse en fonte, du poids de 3.000^{kg}, sous les pieds du mécanicien et entre les longerons.

Le poids de la machine est augmenté de 7.000^{kg} environ.

Répartition de la charge sur les essieux. La répartition de la charge sous les roues, avant et après la transformation, est la suivante :

	Avant transformation.	Après transformation.
1 ^{er} essieu	12 tonnes 200	13 tonnes 460
2 ^{me} essieu	11 id. 100	14 id. 240
3 ^{me} essieu	12 id. 100	13 id. 980
4 ^{me} essieu	9 id. 300	10 id. 020
Poids total pour l'adhérence	44 tonnes 700	51 tonnes 700

Il y a lieu de remarquer que pour les machines dont le foyer est en porte-à-faux, l'installation de cylindres en tandem aurait pour résultat de supprimer la traverse en fonte qu'on est obligé de placer à l'avant.

Dans le but de diminuer les résistances de la machine marchant à régulateur fermé, d'éviter l'échauffement et d'empêcher l'introduction des gaz

Dispositions accessoires.
a. — Soupapes de rentrée d'air.

chauds et des cendres dans les cylindres, j'ai placé sur les couvercles des boîtes à vapeur, dans la partie centrale, des soupapes de rentrée d'air. Elles sont du genre de celles adoptées par M. Ricour, sur les machines de l'Etat (1), mais elles en diffèrent cependant par un détail essentiel.

La Fig. 141, ci-dessous, montre que ces soupapes S sont surmontées d'un petit piston P à trois gorges (sans segments), se mouvant dans un cylindre, Elles sont sollicitées par un puissant ressort R, qui les maintient toutes grandes ouvertes quand le régulateur est fermé.

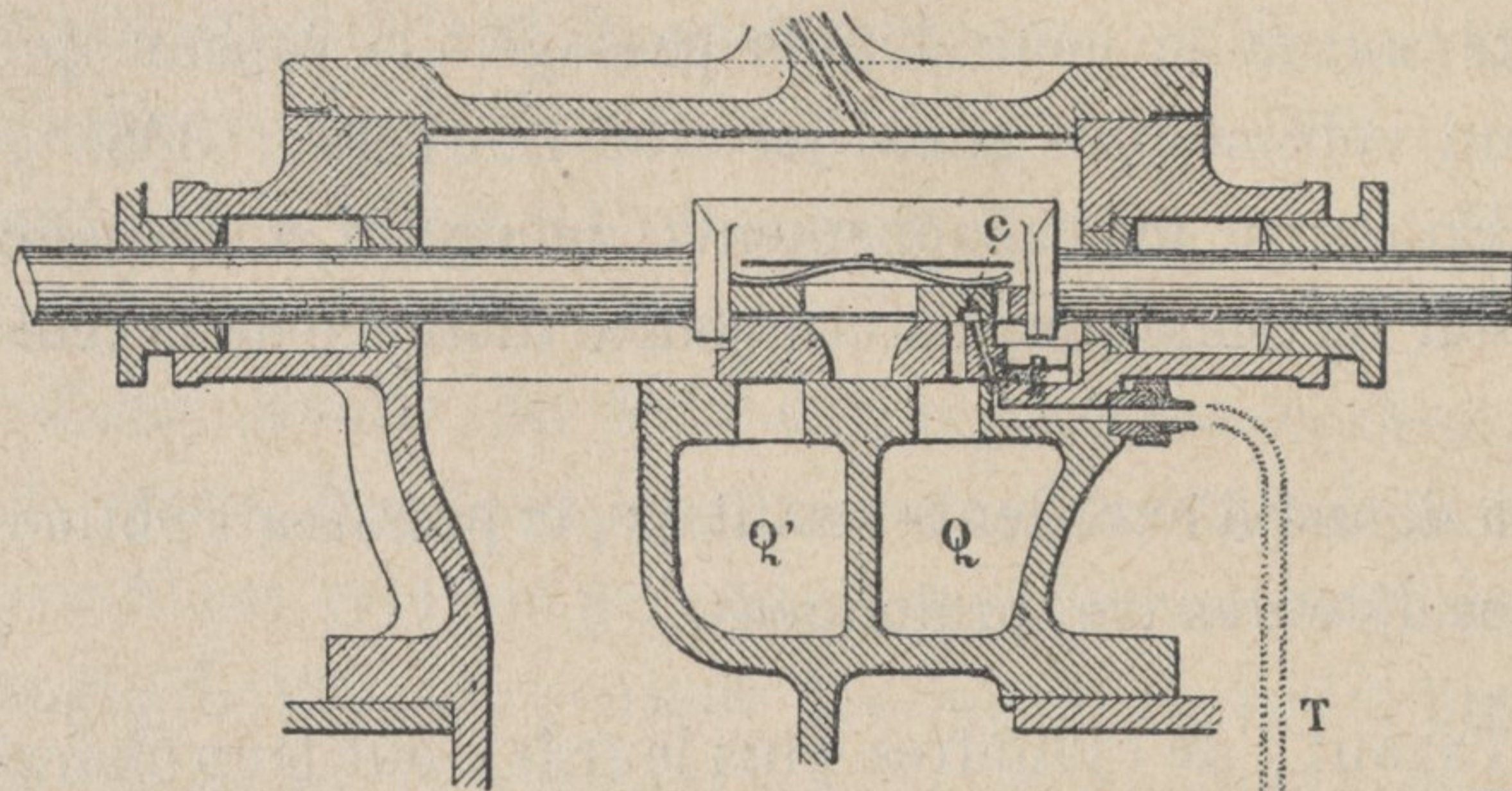
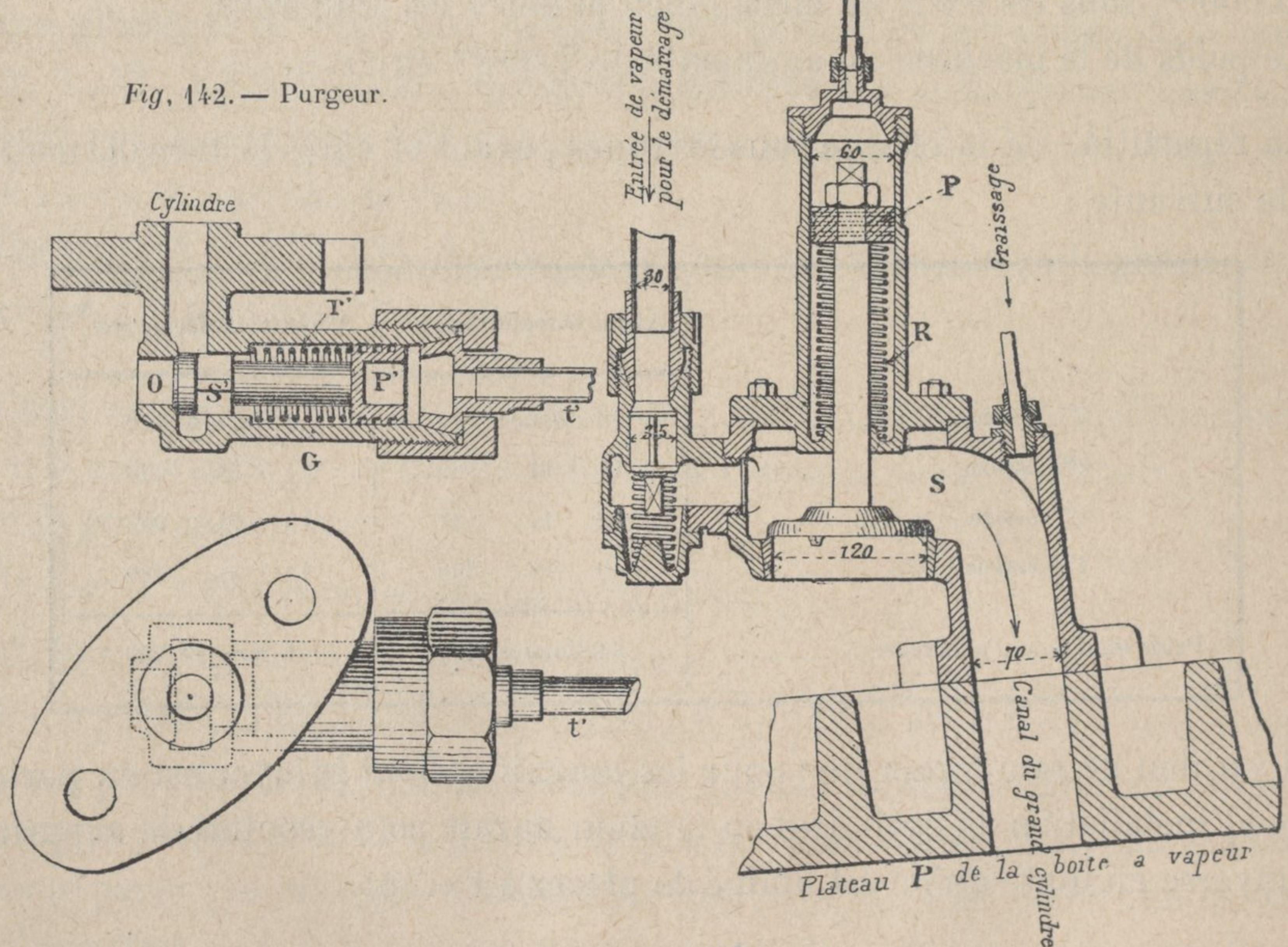


Fig. 141. — Soupape de rentrée d'air.

Fig. 142. — Purgeur.



Si on ouvre celui-ci, on commence par découvrir une petite fente /

(1) Voir *Revue Générale*, N^{os} d'Août 1884, p. 112, et d'Octobre 1886, p. 209.

de $1^m/m$ de large et de quelques millimètres de longueur, par laquelle la vapeur pénètre dans le tuyau T qui l'amène au-dessus du piston P. — La soupape se ferme instantanément. — La petite fuite de vapeur qui pourrait se faire autour du piston est sans importance, cette vapeur se rendant au grand cylindre. — Quand, au contraire, on ferme le régulateur, la vapeur contenue dans le tuyau T s'échappe (par l'intérieur d'une petite coquille C pratiquée dans le tiroir du régulateur), dans les boîtes à vapeur des cylindres par l'intermédiaire des conduites Q et Q'.

Cette disposition, très simple, permet d'éviter tout battement de la soupape, qui est toujours franchement levée ou franchement fermée.

b. — Admission directe aux grands cylindres.

Une prise de vapeur spéciale, de $3^c/m$ de diamètre, placée après le régulateur, permet d'envoyer directement la vapeur de la chaudière aux grands cylindres. Les tuyaux qui lui font suite, aboutissent au centre du plateau qui est en communication avec le canal formant réservoir.

On pourrait donc, si on le voulait, admettre la vapeur de la chaudière aux grands cylindres d'une manière continue, mais, en pratique, cela n'est utile ni au démarrage, ni dans les plus fortes rampes; cette admission directe serait, du reste, contraire à la bonne utilisation de la vapeur.

La prise de vapeur spéciale est cependant précieuse lors d'un arrêt fortuit en pleine rampe; elle permet, en effet, de repartir avec tous les attelages tendus sans prendre d'élan. On comprend que dans ces conditions, les ruptures de tendeurs soient beaucoup moins à craindre.

c. — Robinets purgeurs.

Chaque cylindre double est muni de quatre purgeurs. Un purgeur se compose (Fig. 142) d'un petit cylindre G en bronze, fixé par une patte sur le cylindre de la machine. A l'intérieur, se trouve un piston P', faisant corps avec la soupape S' qui bouche le trou de purge O. La soupape S' est maintenue sur son siège par la pression, sur le piston P', de la vapeur amenée par le tuyau t' de $9^m/m$ de diamètre. Un robinet à trois voies placé à la main du mécanicien, permet de faire communiquer ce tuyau t' soit avec la chaudière (purgeurs fermés), soit avec l'atmosphère. — Dans ce cas, les purgeurs sollicités par les ressorts r' s'ouvrent automatiquement.

Ce système, simple et peu coûteux, fonctionne très bien, et l'avant de la machine se trouve ainsi débarrassé de la multitude de tringles qui l'auraient encombré.

d. — Graissage.

Il importe, dans les machines compound, de prendre quelques précautions

pour éviter une dépense d'huile supplémentaire. Dans la machine qui nous occupe, il n'y a à lubrifier en supplément que les deux grands pistons.

Pour maintenir la dépense d'huile dans les limites ordinaires, il suffit de graisser la vapeur au sortir du régulateur, au lieu de chercher à lubrifier les différents organes. — On y arrive à l'aide d'un appareil Consolin ou de tout autre du même genre (1).

Essais de la Machine transformée.

Ainsi que je l'ai exposé un peu plus haut, les diamètres des grands et petits pistons ont été calculés de manière que le travail T sur ces deux pistons, soit le même, dans la marche à bout de course, que dans la machine non transformée. Or, l'effort de traction maximum est égal à $\frac{T}{D}$, et comme le diamètre D des roues n'a pas été changé, cet effort est le même pour les deux machines.

Il en résulte qu'elles sont exactement de même puissance, mais la machine transformée pesant 52 tonnes pourra, en restant dans les conditions habituelles de l'utilisation du poids adhérent, traîner davantage.

Il a paru naturel de consacrer l'économie de combustible que doit donner le système compound à l'augmentation de la charge remorquée. Il est clair qu'on en retirera un avantage beaucoup plus grand que celui qui peut résulter d'une moindre dépense d'un combustible qui, aujourd'hui, ne coûte pas même 10 francs la tonne. — C'est dans ce sens que les essais ont été dirigés.

Les premiers ont eu lieu sur la grande ligne; la machine a été envoyée en Décembre 1887 au dépôt de Lens où elle est restée jusqu'à la fin de Janvier 1888.

Elle était spécialisée au service des trains de houille, et la charge ordinaire de ces trains (675 tonnes) a été portée jusqu'à 900 tonnes. Pendant tout le mois de Janvier, c'est-à-dire au moment où la traction est particulièrement pénible, la machine a fait, chaque jour, un train de 60 wagons (900 tonnes) de Lens à Longueau (170 kilom. aller et retour).

Le démarrage de Lens s'est toujours opéré sans encombre, bien qu'il soit très difficile, car la sortie des voies de triage est en rampe de 10 $\frac{m}{m}$ et en

(1) Voir *Revue Générale*, N^{os} de Février 1881, p. 120, et de Décembre 1887, p. 387.

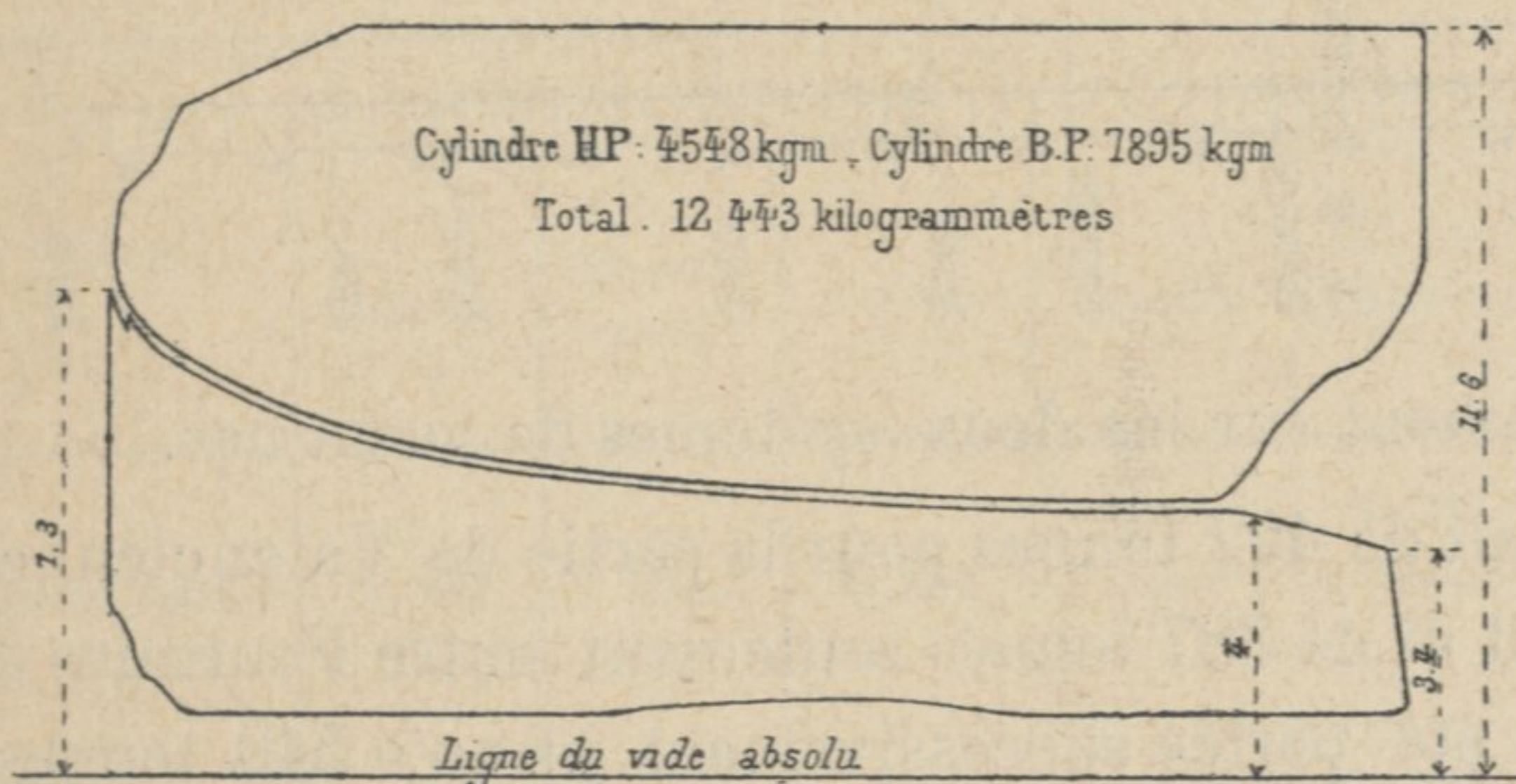
coube très prononcée; on aborde immédiatement après une rampe de 5 m/m qui a 10 kilomètres de longueur.

La consommation de combustible a été, pendant ce mois, de 17 kilog. par kilomètre (allumages et stationnements compris).

Certains trains ont eu lieu jusqu'à La Chapelle; à l'un d'eux, la charge de 900 tonnes a pu être montée de la gare de Triage de La Chapelle à la gare aux Charbons, gares qui sont séparées par une rampe de 10 m/m 5 sur 600 mètres de longueur, du pied de laquelle on a démarré.

On s'est servi, pour franchir ce point difficile, de l'admission directe aux

Fig. 143.



grands cylindres; on verra, par le diagramme Fig. 143, que même en marchant à bout de course avec la prise de vapeur ouverte en grand (elle n'a, du reste, que 3 m de diamètre), on est loin d'avoir, sur les grands pistons, la pression totale de la chau-

dière et que, par conséquent, les pièces du mouvement de la machine n'ont pas à supporter d'effort trop considérable.

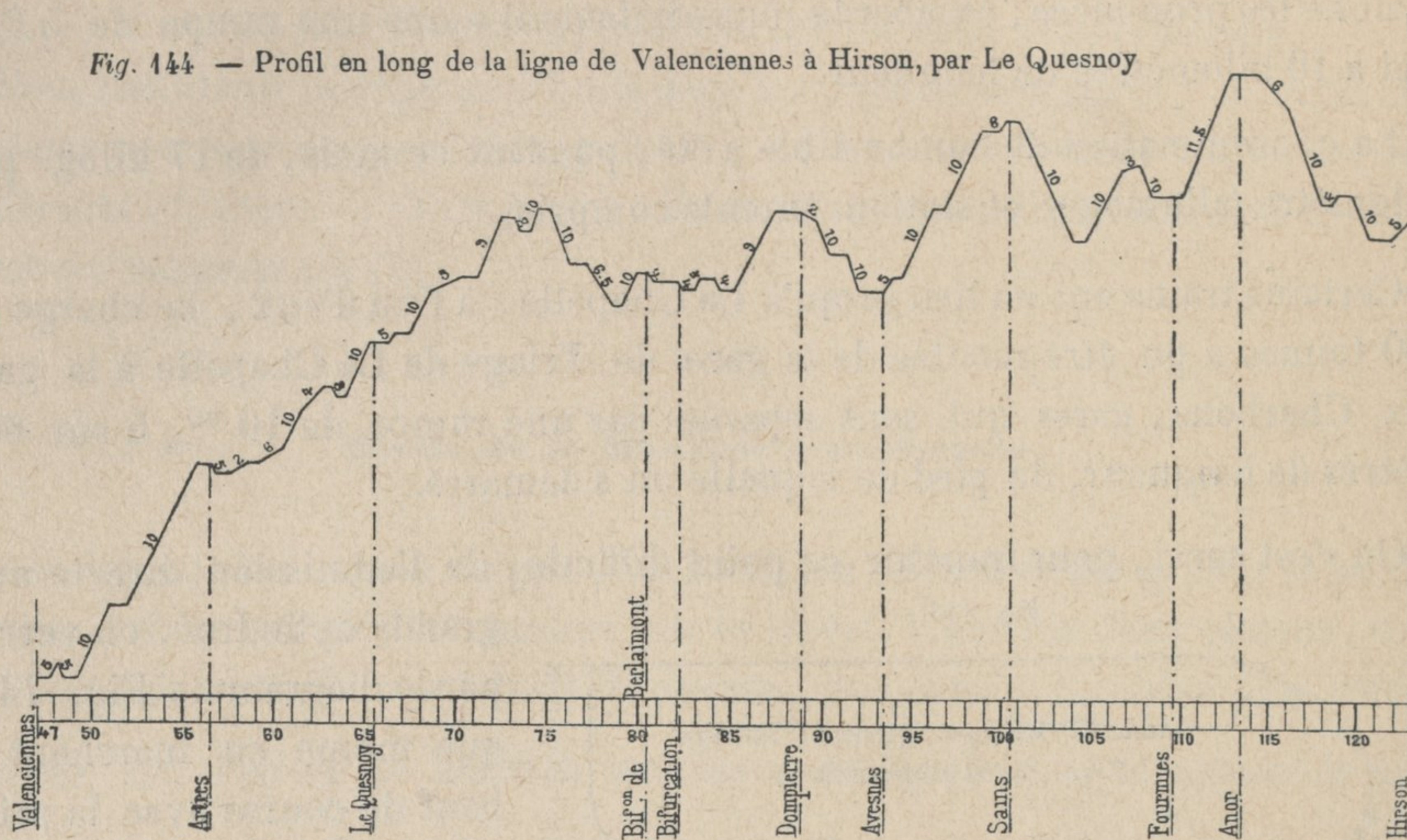
Quelques essais parallèles, avec la machine ordinaire remorquant même charge, ont eu lieu en même temps de Lens ou d'Hautmont à La Chapelle. Ils ont montré que la chaudière suffisait dans tous les cas à la consommation.

Ces expériences ont fait reconnaître la possibilité de supprimer la réduction de charge qu'on faisait subir aux trains sur certaines rampes de la ligne de Lens à Paris et d'Hautmont à Paris.

Tous les trains de charbon du Pas-de-Calais sont donc aujourd'hui acheminés sur La Chapelle à charge complète (675 tonnes) et leur nombre s'est trouvé ainsi réduit de $1/10^e$.

Le service de l'Exploitation tenant à ne pas mettre plus de 45 wagons à chaque train de houille et à gagner sur la grande ligne plutôt en vitesse qu'en charge, désirant, au contraire, voir augmenter les charges sur les lignes transversales à profil accidenté, une nouvelle série d'essais a eu lieu sur la ligne de Valenciennes à Hirson qui comporte des rampes de 10 m/m et de 11 m/m 5, et dont est donné ci-après le profil (Fig. 144) :

Fig. 144 — Profil en long de la ligne de Valenciennes à Hirson, par Le Quesnoy



Ils ont été faits comparativement sur les deux systèmes de machines.

La charge normale, qui était de 422 tonnes pour la partie de Valenciennes à la bifurcation de Berlainmont et de 387 tonnes seulement entre Fourmies et Anor (Rampe de 11 m/m 5) a été portée successivement jusqu'à 540 tonnes.

Le tableau ci-dessous indique les résultats obtenus :

CHARGE des trains.	DÉSIGNATION des machines.	Tout venant.	Briquettes	TOTAL réduit en tout-venant.	Consommation par kilomètre	Différence par kilomèt.	%	Observations.
400 tonnes ...	4.657	1100	260	1490	20. "	} 2.7	13,5	
	4.729 (T. Woolf)	1150	92	1288	17.3			
450 tonnes ...	4.728	1300	442	1963	26.5	} 6.5	24,5	
	4.729 (T. Woolf)	1350	92	1488	20. "			
500 tonnes ...	4.728	1250	414	1871	25.2	} 5.6	22,4	
	4.729 (T. Woolf)	1450	0	1450	19.6			
540 tonnes ...	4.728	1450	770	2605	35.2	} 8.2	23,6	
550 tonnes ...	4.729 (T. Woolf)	1300	460	1990	27. "			
544 tonnes ...	4.657	1150	760	2290	31. "	} 8. "	25,8	
550 tonnes ...	4.729 (T. Woolf)	1600	70	1705	23. "			

NOTA. Le combustible dont on s'est servi se composait :

1° de « houille » mélange de 75 % de fines et de 25 % de tout venant ;

2° de briquettes, dont la valeur est 1,5 plus grande.

Pour comparer les dépenses, il importe de tenir compte de la différence des prix, ce que j'ai fait en multipliant par 1,5 la consommation de briquettes et la transformant de la sorte en consommation de houille.

On remarquera que la machine actuelle brûle une proportion de briquettes de plus en plus forte à mesure qu'on force sa charge ; cela tient à la violence des coups d'échappement qui tend à entraîner le combustible menu.

Après cette série d'essais, les machines 4.728 et 4.729 (type Woolf) sur lesquelles ils avaient porté, ont été mises, au mois de Juillet 1888, en service ordinaire entre Fives et Hirson, remorquant tous les deux jours les mêmes trains. Les gares avaient reçu des instructions pour mettre, entre Valenciennes et Hirson, 462 tonnes à la machine 4.728, et 522 tonnes à la machine 4.729 (charges calculées d'après la limite d'adhérence).

Le tableau ci-dessous donne les résultats obtenus :

MACHINES.	MOIS.	KILOMÈTRES PARCOURUS.			CHARBON CONSOMMÉ				GRAISSAGE.			
		Ligne.	Manœuvres.	TOTAL.	Houille.	Briquettes	TOTAL en houille.	Consommation kilométrique.	Huile	Suif.	Graisse	TOTAL.
4.728....	Juillet 1888..	3.385	272	3.657	kg. 52.000	4.000	58.000	kg. 15,86	4 9	"	kg. 2	kg. 96
	Août 1888...	3.267	307	3.574	kg. 56.000			57.000	kg. 15,94	kg. 99	"	"
4.729.... Woolf.	Juillet 1888..	3.385	328	3.713	kg. 50.000	kg. 1.000	51.500	kg. 13,81	kg. 50	"	kg. 2	kg. 2
	Août 1888...	3.174	281	3.455	kg. 49.000			49.000	kg. 14,18	kg. 58	"	kg. 4
					kg. 49.000							

On voit qu'en tenant compte de la moindre consommation de gros combustible, l'économie ressort, malgré l'augmentation de la charge, à 2 kilog. environ par kilom., soit 12,6 %.

La dépense de graissage de la machine 4.729 (type Woolf) pendant ces mois, a été de beaucoup inférieure à celle de la machine 4.728. Il ne faut pas évidemment chercher à en tirer des conclusions favorables à la première, mais on peut affirmer qu'elle ne consomme pas plus de graissage que les machines ordinaires, et c'est un point très important à constater.

Un grand nombre de diagrammes ont été pris pendant ces essais ; la

Pl. XVI donne sous les numéros 9 à 12 ceux qui se rapportent à la machine actuelle, et de 1 à 8 ceux qui ont trait à la machine transformée. Ces derniers ont été relevés à des admissions de 35, 45, 55, 65, 70, 79 et 82 %.

Leur examen permet de reconnaître que les espaces libres du petit et du grand cylindre sont parfaitement remplis par la compression, pour des admissions de 35 à 55 %. On ne distingue aucune chute de pression, ni par le réservoir intermédiaire, ni par l'espace libre du grand cylindre.

De 65 à 82 %, les espaces libres ne sont plus qu'incomplètement remplis et les chutes deviennent apparentes. C'est cependant pour ces grandes admissions que la machine transformée l'emporte davantage sur l'ancienne.

Tous ces diagrammes se rapprochent beaucoup des diagrammes théoriques tracés, lors de l'étude de la machine, par la méthode exposée en note à la fin de ce travail.

Le diagramme N° 4' de la Pl. XVI a été relevé à une vitesse de 47 kilomètres à l'heure, à la même admission que le diagramme N° 3' recueilli quand la machine marchait à 21 kilomètres à l'heure. Ils diffèrent complètement l'un de l'autre et mettent en lumière l'influence considérable exercée par la vitesse du piston, principalement sur les compressions.

Discussion des Diagrammes des deux Machines.

Les diagrammes N°s 1' et 3' de la Pl. XVI donnent, sur les pistons de la machine transformée, sensiblement le même nombre de kilogrammètres que les diagrammes N°s 2 et 4 sur le piston unique de la machine ordinaire.

De même, les diagrammes N°s 5, 6 et 7 sont comparables aux diagrammes N°s 9, 10 et 11 placés en regard sur la planche XVI. Enfin, les diagrammes N°s 8 et 12 sont des diagrammes de démarrage assez intéressants à consulter, car ils montrent que la vapeur s'échappe de l'ancienne machine à une pression absolue de 8^{kg.}, et à 2^{kg.},3 seulement dans la machine type Woolf.

Le tableau ci-après, dans lequel les diagrammes correspondants des deux machines ont été placés l'un au-dessous de l'autre, donne tous les renseignements utiles au point de vue de la comparaison à faire, et notamment le poids de vapeur dépensé par coup de piston et le nombre de kilogrammètres recueillis par gramme de vapeur présent au cylindre (Les poids de vapeur ont été calculés d'après les tables de Zeuner).

MACHINE { PE WOOLF. {	Désignation de la planche..... Numéros des diagrammes.....	XVI 1'	XVI 2'	XVI 3'	XVI 4'	XVI 5	XVI 6	XVI 7	XVI 8
Charge.....		675	750	750	896	896	550	550	896
Profil de la ligne.....		Palier	Rpe de 5 1/2	Rpe de 5 1/2	Pte de 4 m/m	Rampe de 5	Rampe de 10	Rampe de 10	"
Vitesse en kilomètres à l'heure.....		20	21	21	47,5	16,5	15		Démarrage
Admission au petit cylindre.....		35 1/2 %	45 %	54 1/2 %	55 %	65 %	70 %	79 %	82 %
Pressions moyennes {	haute pression.....	2 k. 24	3 k. 6	4 k. 43	2 k. 59	5 k. 21	5 k. 58	5 k. 92	6 k. 85
	basse pression.....	0 k. 67	1 k. 08	1 k. 53	1 k. 07	2 k. 14	2 k. 17	2 k. 23	2 k. 57
Mètres de kilogrammètres { développés par coup de piston. {	h ^{te} pression..	1651 {	2634 {	3265 {	1909 {	3840 {	4113 {	4363 {	5049 {
	b ^{se} pression..	3141 {	5035 {	6667 {	4288 {	8600 {	8939 {	9322 {	10764 {
Poids de vapeur dépensé par coup de piston valué d'après le diagramme du cylindre (1)		91 gr. 66	143 gr. 919	188 gr. 231	117 gr. 495	245 gr. 284	253 gr. 460	299 gr. 16	367 gr. 712
Nombre de kilogrammètres recueillis par gramme de vapeur dépensé.....		34.30	35.12	35.41	36.49	35.06	35.23	31.28	29.27
MACHINE { DINAIRE. {	Désignation de la planche..... Numéros des diagrammes.....	XVI 4		XVI 2		XVI 9	XVI 10	XVI 11	XVI 12
Charge.....		450		662		540	540	540	675
Profil de la ligne.....		Palier		Rampe de 5		Rampe de 9	Rampe de 10	Rampe de 10	"
Vitesse en kilomètres à l'heure.....		35		19		14	14.5	13	Démarrage
Admission au cylindre.....		33 %		41 %		53 %	50 %	59 %	83 %
Pression moyenne.....		2 k. 47		5 k. 08		6 k. 71	7 k. "	7 k. 47	8 k. 87
Mètres de kilogrammètres développés par coup de piston.....		3151		6482		8562	8932	9531	11.318
Poids de vapeur dépensé par coup de piston, valué d'après le diagramme du cylindre à (1)		95 gr. 40		218 gr. 31		309 gr. 76	308 gr. 80	385 gr. 58	526 gr. 04
Nombre de kilogrammètres recueillis par gramme de vapeur dépensé.....		33.2		29.69		27.64	28.9	24.72	21.51
Économie % réalisée sur le nombre de kilo- grammètres recueillis par gramme de vapeur..		3.20 %		16.16 %		21.11 %	19.6 %	20.92 %	26.4 %

(1) Le poids ainsi calculé est un minimum, une certaine quantité de vapeur pouvant avoir été condensée dans les cylindres.

La dernière colonne horizontale indique, pour les différentes admissions, l'économie % réalisée sur le nombre de kilogrammètres fourni par le gramme de vapeur. Ces chiffres concordent très bien avec ceux donnés dans le tableau de la page 306.

En résumé, la machine transformée remorque sur les lignes accidentées des charges supérieures de 12 %, en faisant encore une économie de combustible très sensible, et en supprimant, d'une manière complète, l'emploi des briquettes pendant la marche. La dépense de graissage n'est pas accrue.

Il reste à déterminer dans quelle proportion les frais d'entretien peuvent se trouver augmentés.

C'est seulement maintenant qu'on pourra étudier la question sous ce rapport, car on ne saurait évidemment tenir compte des tâtonnements inséparables d'un premier essai.

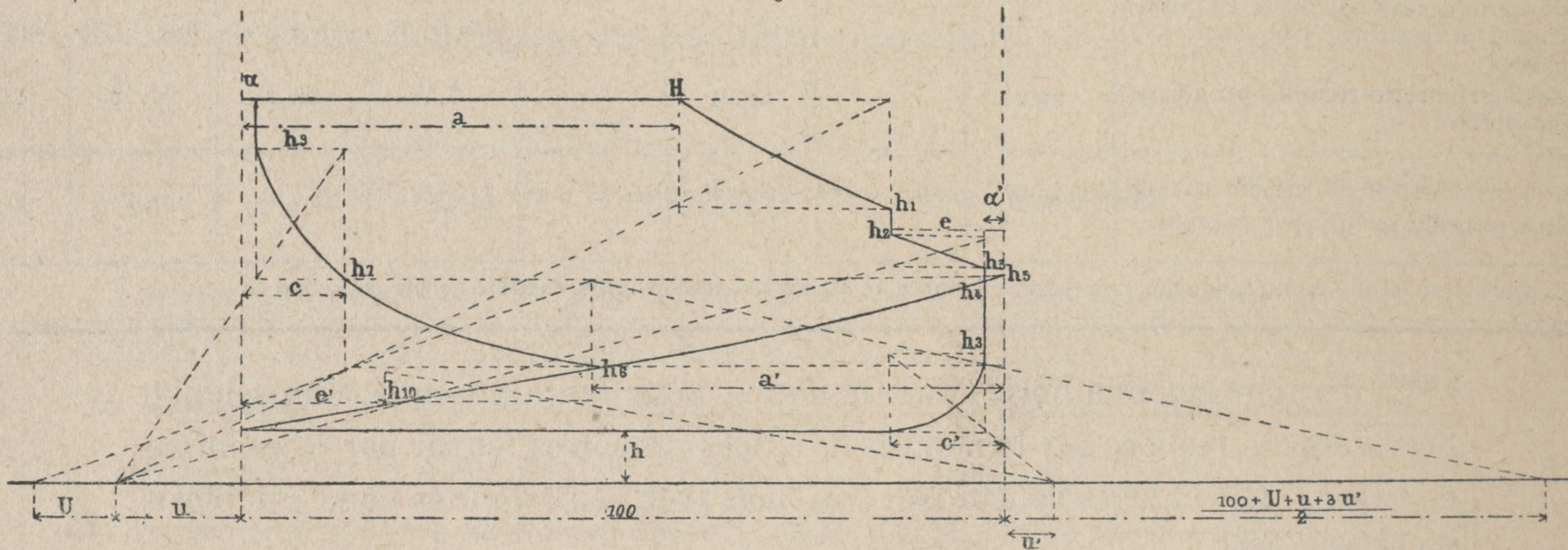
Quoi qu'il en soit, on peut affirmer dès à présent que les tiroirs ne donnent aucun embarras, et ne nécessitent pas de visites plus fréquentes que les tiroirs ordinaires.

ANNEXE.

Equations successives permettant de construire les diagrammes théoriques de la machine type Woolf.

Soient : α — l'avance à l'admission pour le petit cylindre en centièmes de la course,
 a — l'admission pour le petit cylindre en centièmes de la course,
 e — l'échappement anticipé en centièmes de la course,
 c — la période de compression —
 u — l'espace nuisible évalué en centièmes du volume du petit cylindre ;
 α', a', e', c', u' , — les phases correspondantes dans le grand cylindre évaluées également en centièmes de la course,
 U — le volume du réservoir intermédiaire, en centièmes du volume du petit cylindre,
 H — la pression dans la boîte à vapeur,
 h, h_1, h_2 , etc., — les pressions successives de la vapeur dans les cylindres.

Fig. 145.



Si le volume du petit cylindre est pris pour une unité et si les volumes des cylindres à haute et à basse pression sont dans le rapport de 1 à 3, les volumes relatifs au grand cylindre doivent être multipliés par 3 avant d'être introduits dans les équations.

Les pressions successives de la vapeur se calculent comme il suit :

1° Détente de la vapeur admise dans le cylindre à haute pression,

$$(a + u) H = (100 + u - e) h_1 \quad (1)$$

2° — Echappement dans le réservoir intermédiaire. Mélange de la vapeur enfermée dans le cylindre à la pression h_1 , avec la vapeur enfermée dans le réservoir intermédiaire à une position h_7 ,

$$(100 + u - e) h_1 + U h_7 = (100 + u - e + U) h_2 \quad (2)$$

3° — Détente de e mélange de vapeur dans le petit cylindre, son espace nuisible et le réservoir intermédiaire, jusqu'au moment où commence l'avance à l'admission dans le grand cylindre,

$$(100 + u - e + U) h_2 = (100 + u + U - \alpha') h_3 \quad (3)$$

4° — Mélange de cette vapeur à la pression h_3 et de la vapeur comprimée dans l'espace nuisible du grand cylindre à une pression x ,

$$\begin{aligned} (100 + u + U - x') h_3 + 3(x' + u') h_8 &= \\ = \{ 100 + u + U - x' + 3(x' + u') \} h_4 & \end{aligned} \quad (4)$$

La pression x est elle-même déterminée par l'équation

$$(c' + u') h = (x' + u') h_8$$

5° — Marche à contre vapeur pendant la course du grand piston correspondant à l'avance à l'admission du grand cylindre,

$$\begin{aligned} \{ 100 + u + U - x' + 3(x' + u') \} h_4 &= \\ = (100 + u + U + 3u') h_5 & \end{aligned} \quad (5)$$

6° — Détente du mélange de vapeur pendant la période d'admission au grand cylindre,

$$(100 + u + U + 3u') h_5 = \{ 100 - a' + u + U + 3(a' + u') \} h_6 \quad (6)$$

7° — Compression, après la fermeture de la lumière du grand cylindre, dans le petit cylindre son espace nuisible et le réservoir intermédiaire jusqu'au moment où commence la compression propre au cylindre à haute pression,

$$(100 + u + U - a') h_6 = (c + u + U) h_7 \quad (7)$$

Soient 7 équations : (1), (2), (3), (4), (5), (6), (7), pour déterminer les pressions successives $h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6, h_7$, qui sont nos sept inconnus.

La pression h_7 connue, on déterminera la pression à la fin de la période de compression du petit cylindre, par l'équation :

$$(c + u) h_7 = (u + \alpha) h_9$$

Enfin, la détente propre au grand cylindre sera donnée par l'équation :

$$(a' + u') h_6 = (100 + u' - e) h_{10}$$

Nous donnons ci-dessous (Fig. 146) un diagramme théorique construit d'après les formules précédentes pour une admission de 55 % aux deux cylindres. Les éléments nécessaires ont été relevés sur l'épure de distribution ; leurs valeurs sont les suivantes :

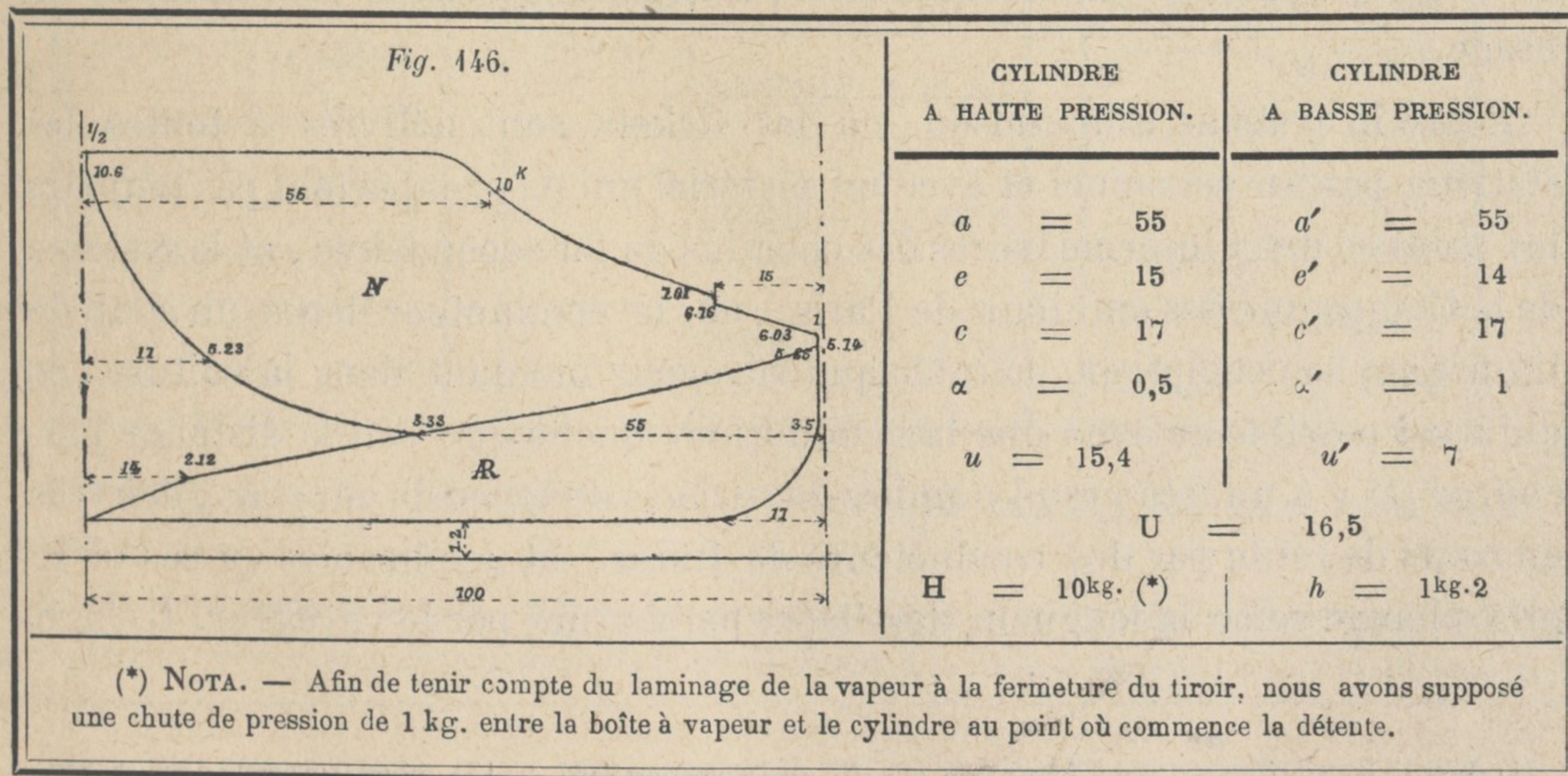
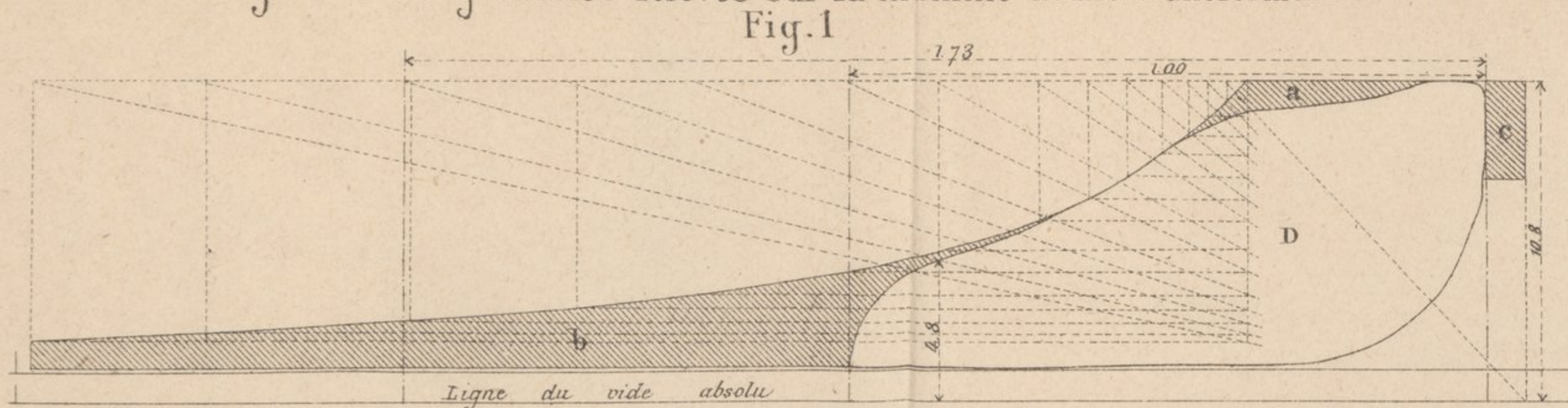
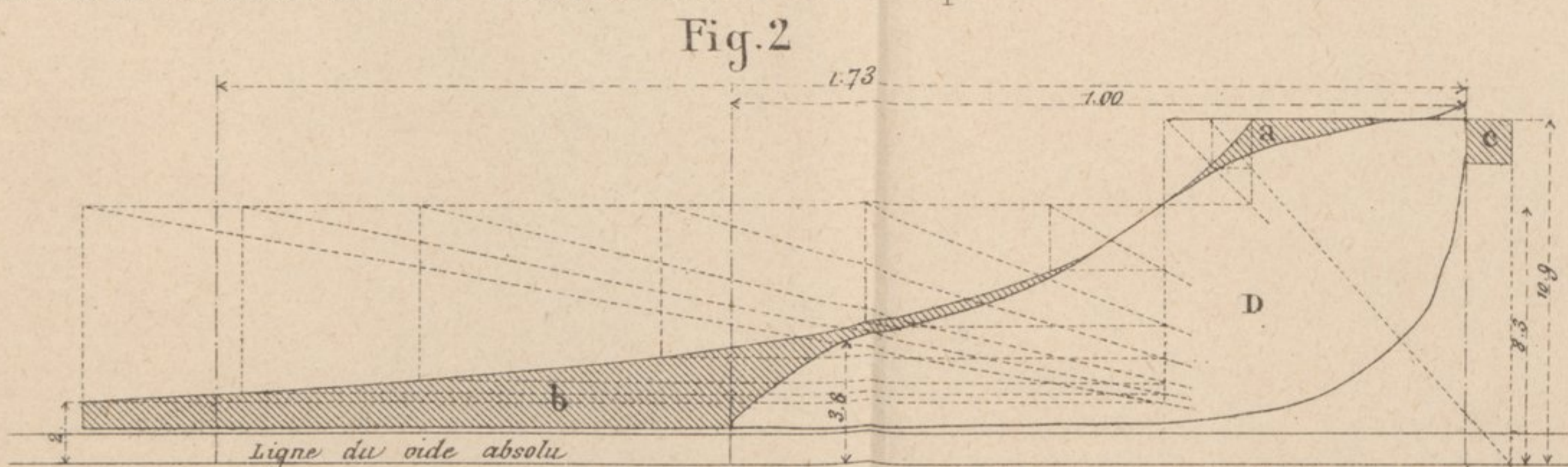


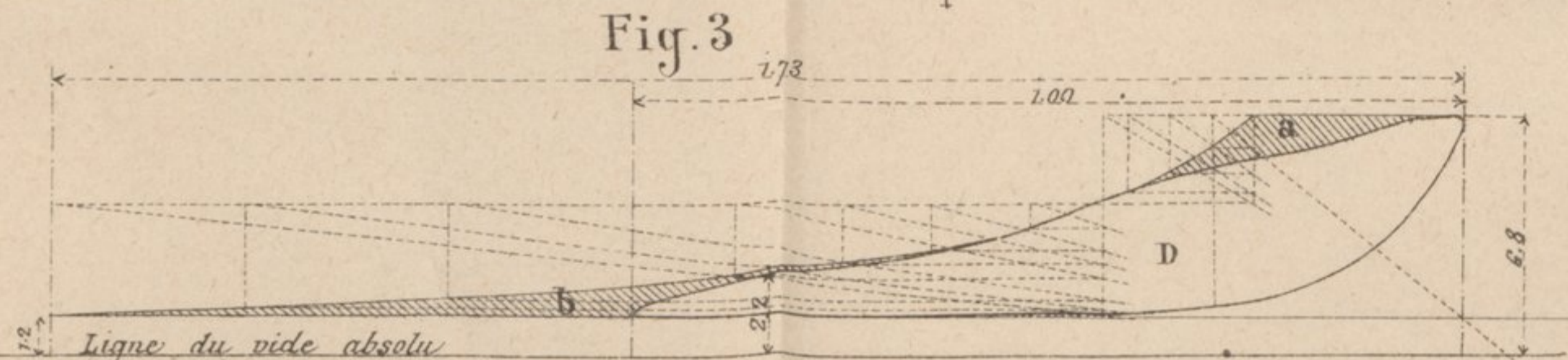
Fig. 1 à 4. Diagrammes relevés sur la machine avant transformation.



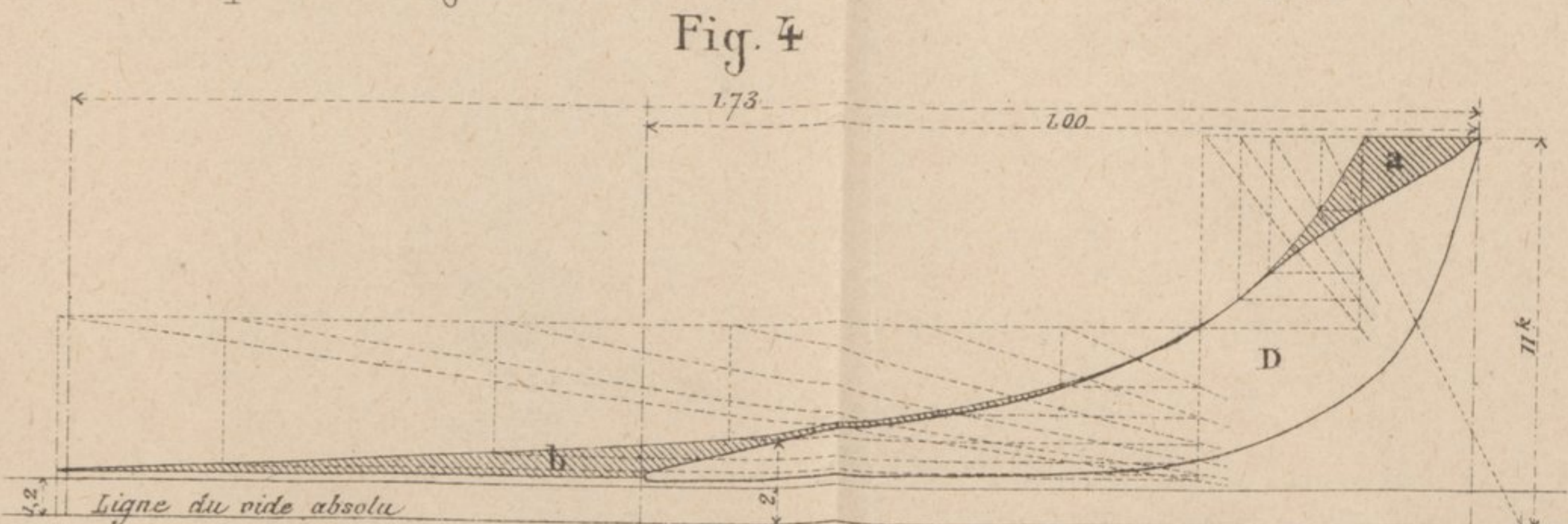
Train 3626 du 18 Décembre 1886 Travail indiqué 7809 kilogr^{tres} Aire D - 40.10 Aire D' - D + a + b + c
 Ligne de S^t Pol à Brias Charge du train 375 T^{nes} . a - 153 Aire D' - 58.93
 Rampe de 12^m/m Machine 4729, face N . b - 16 . Perte 31.89 %
 Vitesse de 17 kilom^{tres} à l'heure Echelle du ressort de l'ind^r 5^m/m 5^p/k^g . c - 1.3



Train 1342 du 13 Janvier 1888 Travail indiqué 6482 kilogr^{tres} Aire D - 29.80 Aire D' - D + a + b + c
 Ligne de Lens à Longueau Charge du train 662 T^{nes} . a - 0.80 Aire D' - 40.59
 Rampe de 5^m/m Machine 4728, face N . b - 9.50 Perte 28.56 %
 Vitesse de 19 kilom^{tres} à l'heure Echelle du ressort de l'ind^r 5^m/m 5^p/k^g . c - 0.49



Train 2964 du 23 Mai 1888 Charge du train 450 T^{nes} Aire a - 13
 Palier Machine 4728, face N . b - 1.75 Perte 18.5 %
 Vitesse de 28 kilom^{tres} à l'heure Echelle du ressort 5^m/m 5^p/k^g . c - 0
 Travail indiqué 2922 kilogram^{tres} Aire D - 13.4 D' - 16.45



Train 1783 du 20 Mars 1886 Charge du train 450 T^{nes} Aire a - 140
 Palier Machine 4729 avant transformation . b - 2.8 Perte 19.8 %
 Vitesse de 35 kilom^{tres} à l'heure Echelle du ressort 5^m/m 5^p/k^g . c - 0
 Travail indiqué 3151 kilogr^{tres} Aire D - 17.00 D' 21.20

Fig. 1 à 8

Fig. 1'

Train 2962 du 4 Juin 1888 - Charge 675
 Vitesse de 20 kilom^{tres} à l'heure
 Admission 35.5 % - Palier

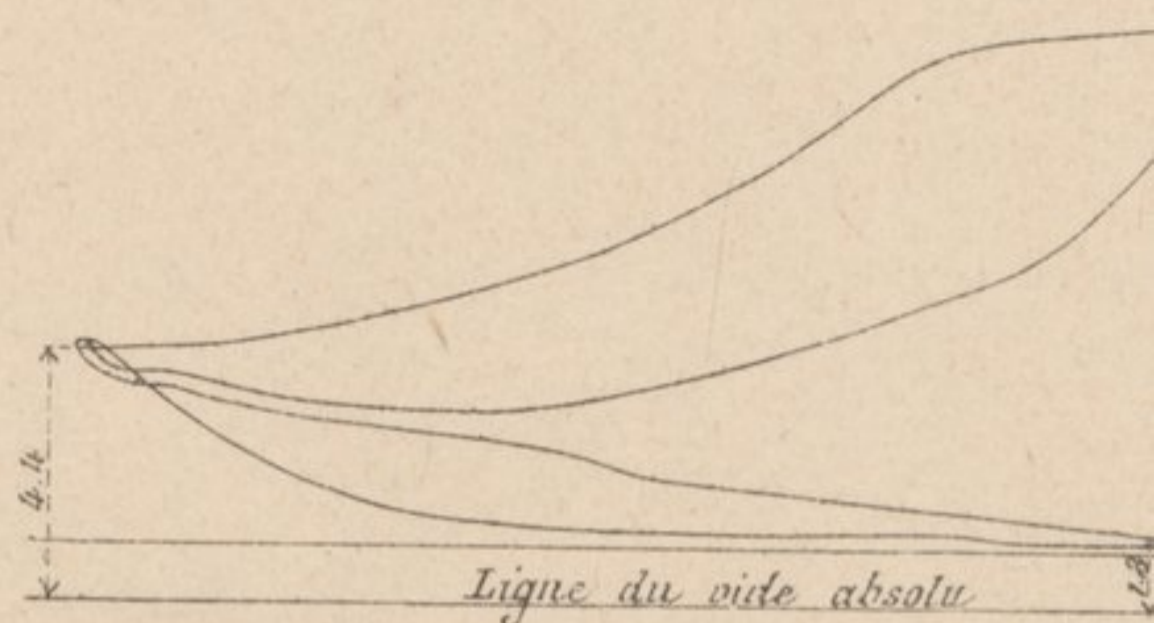


Fig. 2'

Train 1342 du 12 Septembre 1887 - Charge
 Vitesse de 21 kilom^{tres} à l'heure
 Admission 45 % - Rampe de 5^m/m

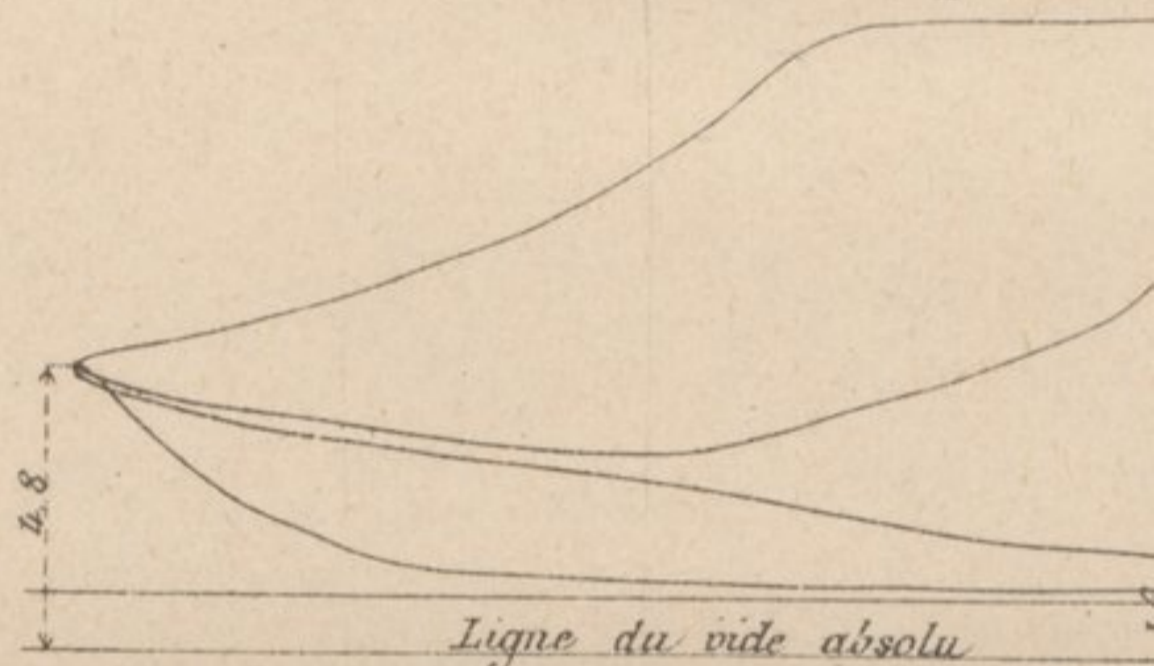


Fig. 3'

Train 1342 du 12 Sept^{bre} 1887 - Charge
 Vitesse de 21 kilom^{tres} à l'heure
 Admission 54.5

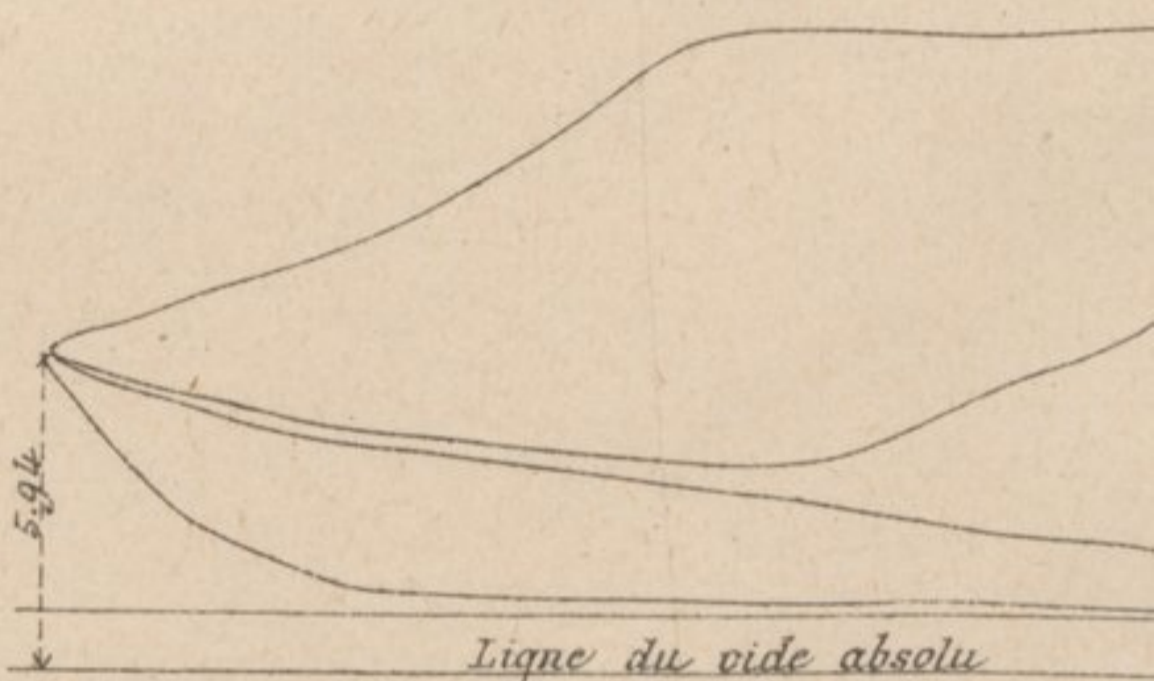
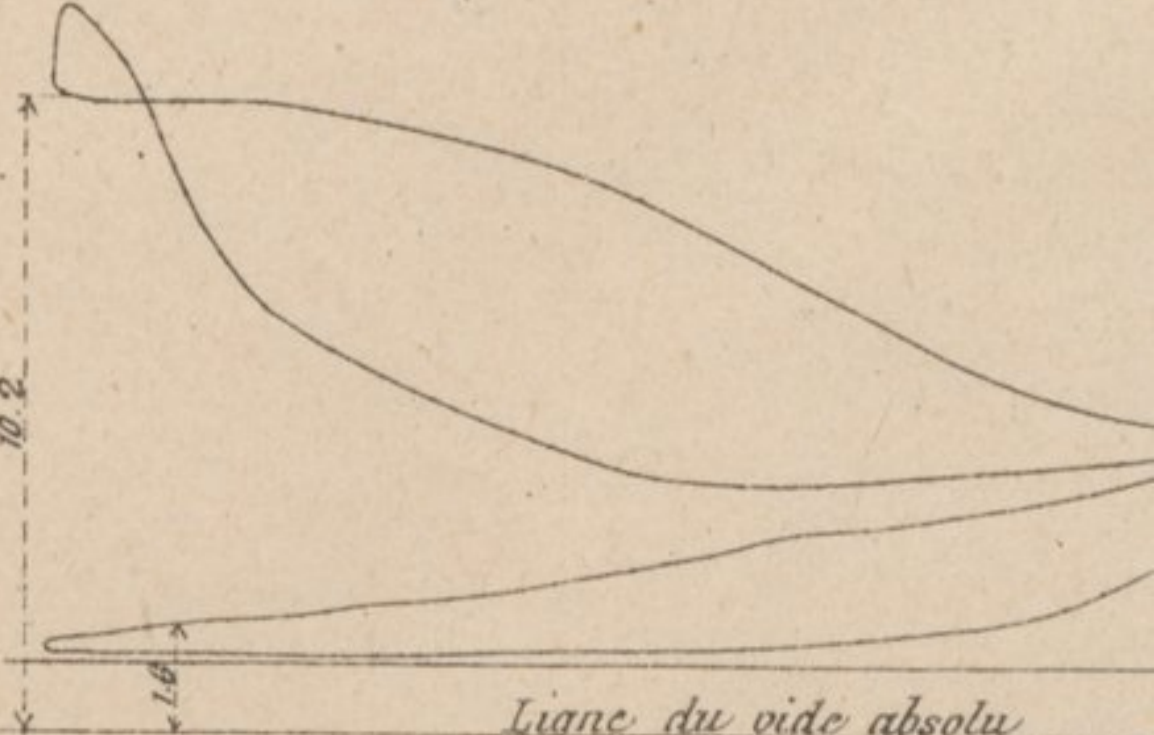


Fig. 4'

Train LC du 25 Novembre 1887 - Charge
 Vitesse de 47 kilom^{tres} à l'heure
 Admission 55 % - Pente de 4^m/m



de Woolf

Fig. 9 à 12 . Machine ordinaire

Fig. 5

Train LC du 23 Novembre 1888 - Charge 896 T^{nes}
Vitesse de 16 kilom^{tres} (60 Wagons)
Admission 65 %

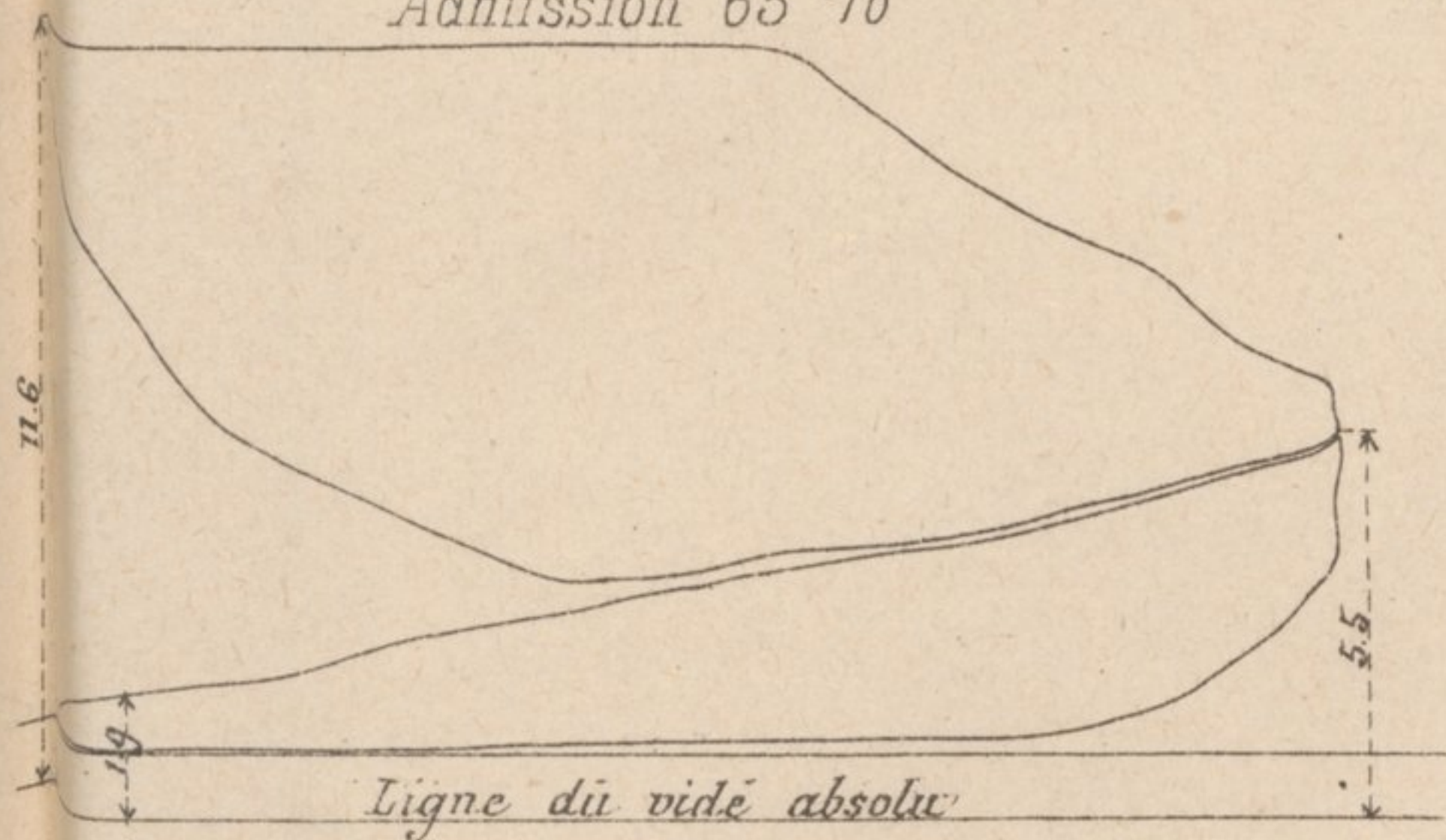


Fig. 9

Train 1260 du 20 Mars 1888 - Charge 540 T^{nes}
Vitesse de 14 kilom^{tres} à l'heure
Admission 53 % - Rampe de 10^m/m

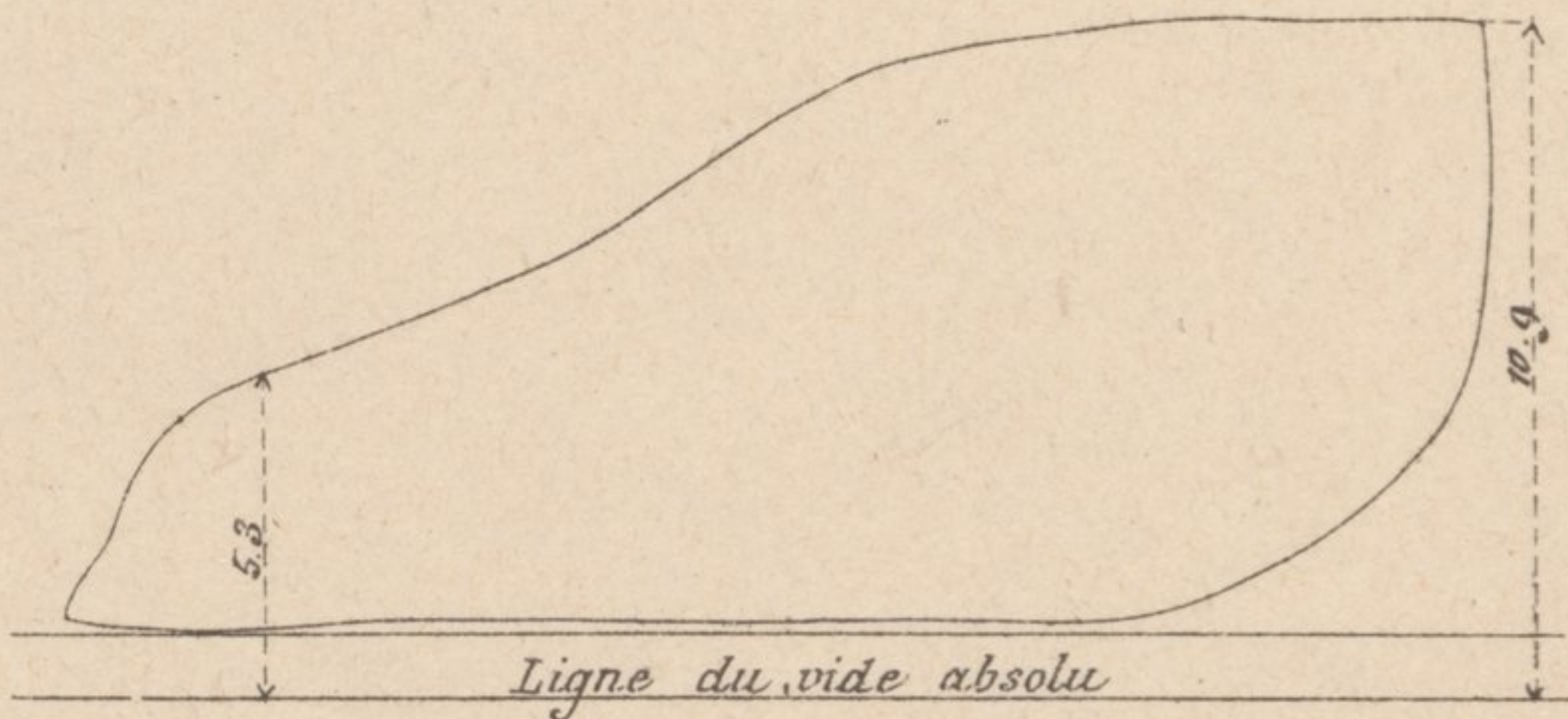


Fig. 6

Train 950 du 22 Mai 1888 - Charge 550 T^{nes}
Vitesse de 15 kilom^{tres} à l'heure
Admission 70 % - Rampe de 10^m/m

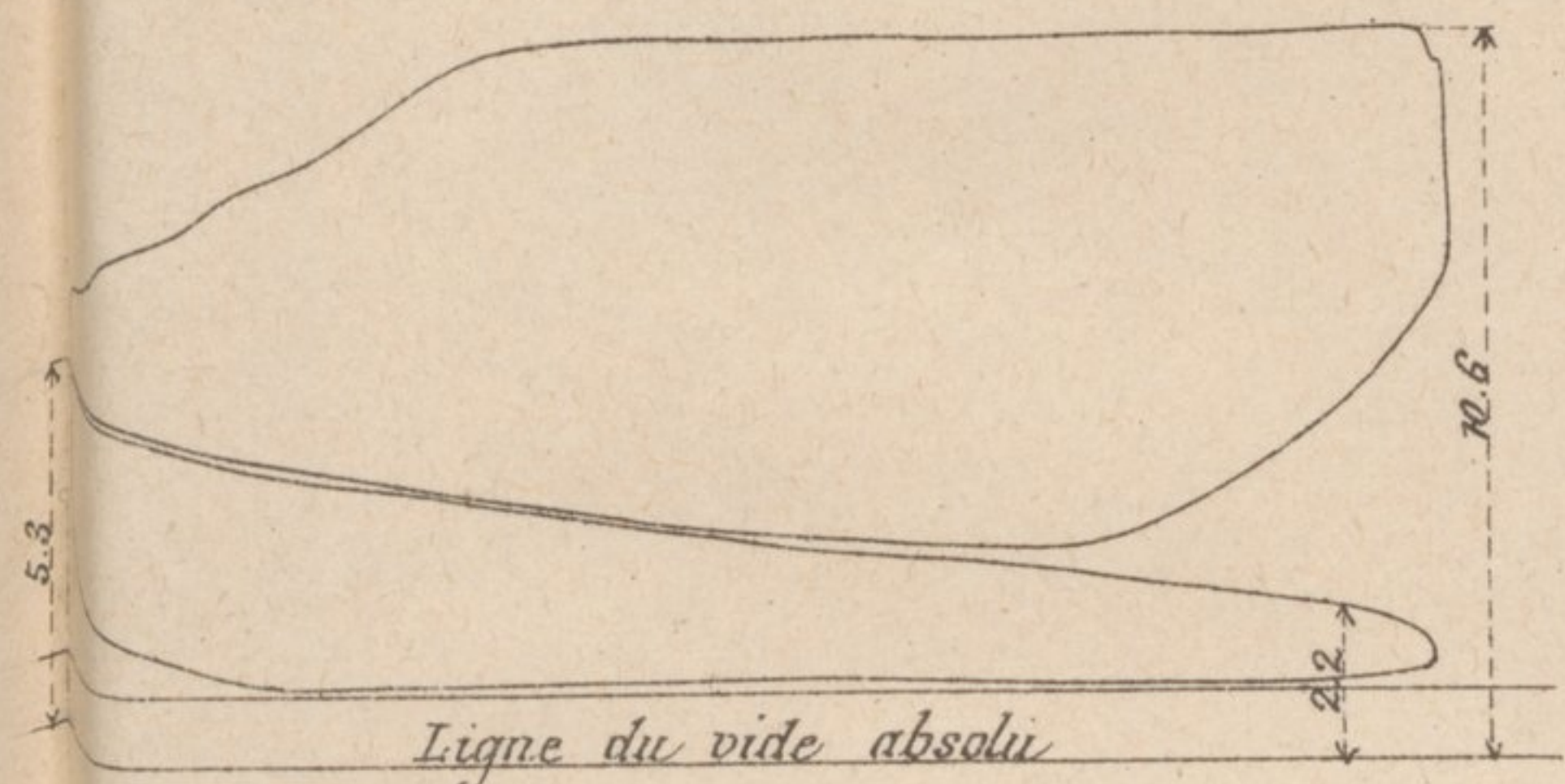


Fig. 10

Train 1260 du 20 Mars 1888 - Charge 540 T^{nes}
Vitesse de 14.5 kilom^{tres} à l'heure
Admission 50 % - Rampe de 10^m/m

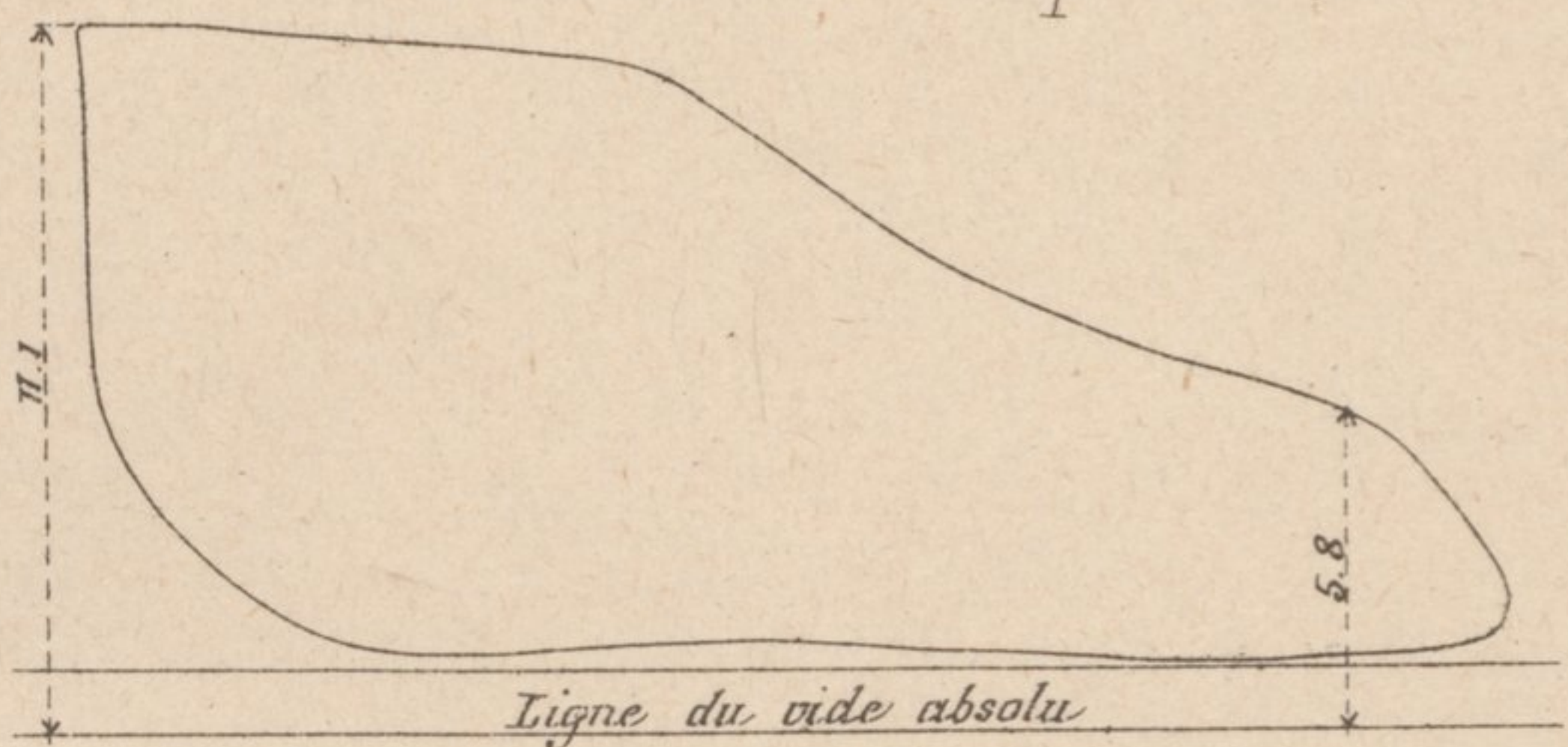


Fig. 7

Train du 27 Mars 1888 - Charge 550 T^{nes}
Vitesse de kilom^{tres} à l'heure
Admission 79 % - Rampe de 10^m/m

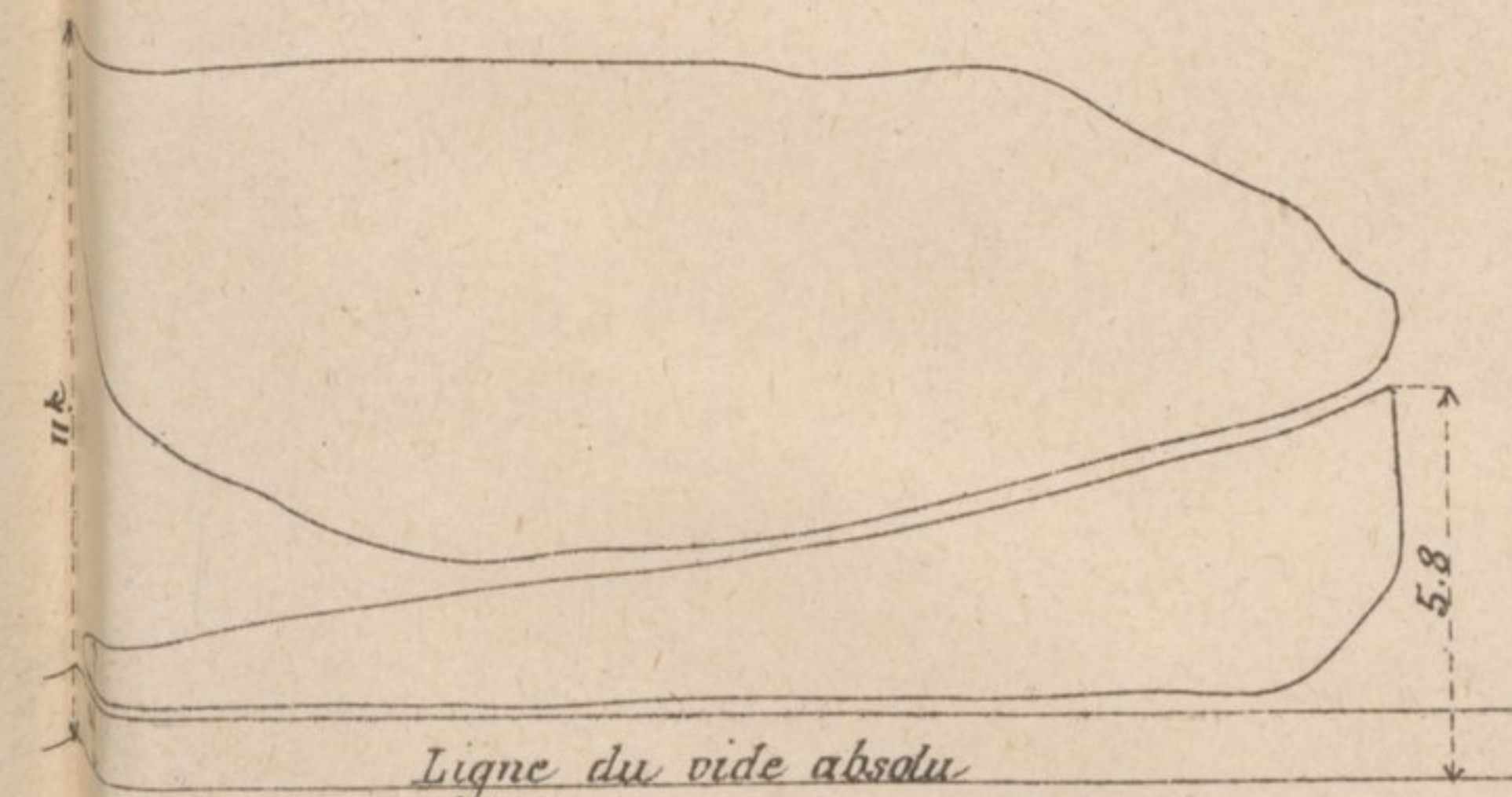


Fig. 11

Train 1260 du 20 Mars 1888 - Charge 540 T^{nes}
Vitesse de 13 kilom^{tres} à l'heure
Admission 59 % - Rampe de 11^m/m5

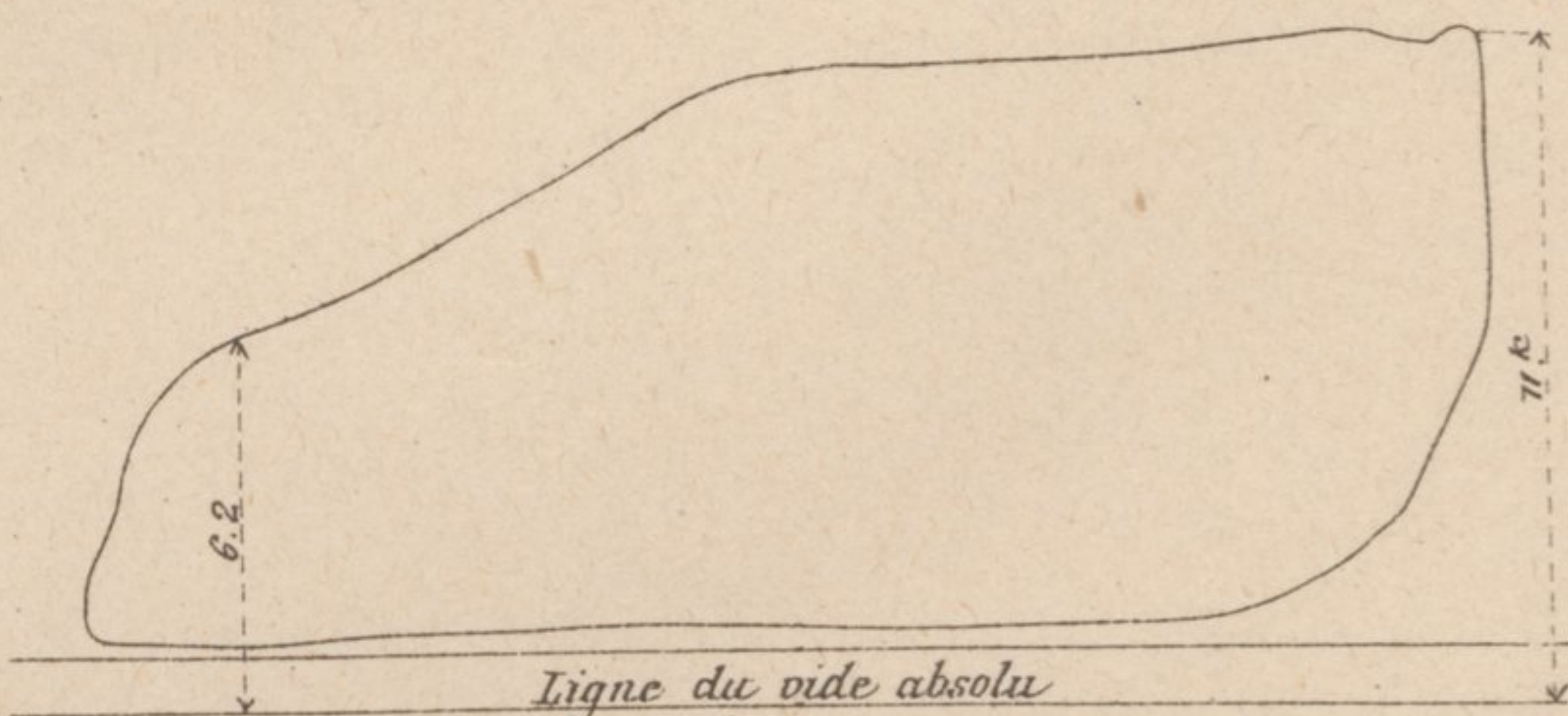


Fig. 8

Train LC du 25 Novembre 1887 - Charge 896 T^{nes}
Démarrage de Lens (60 Wagons)
Admission 82 %

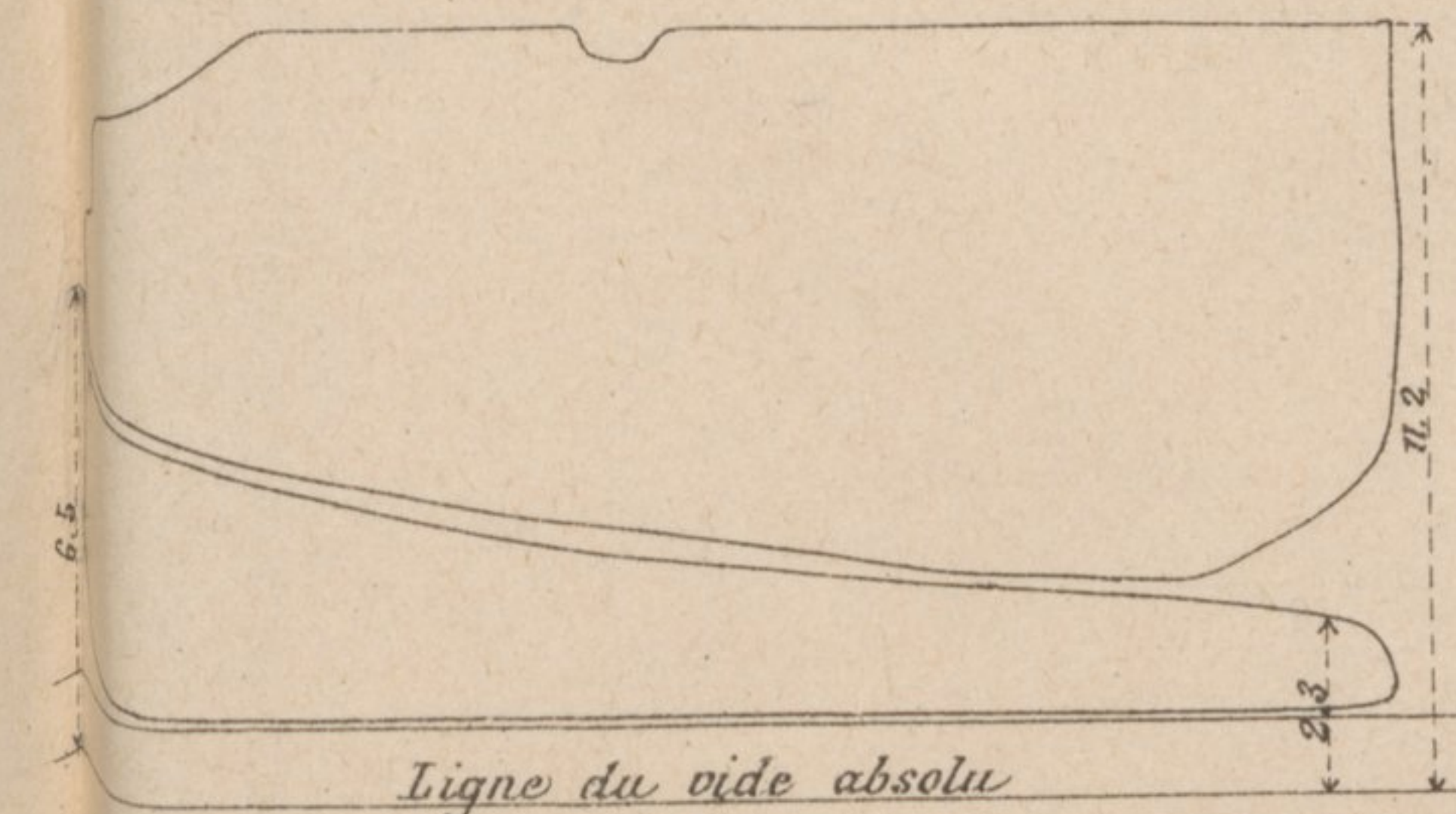
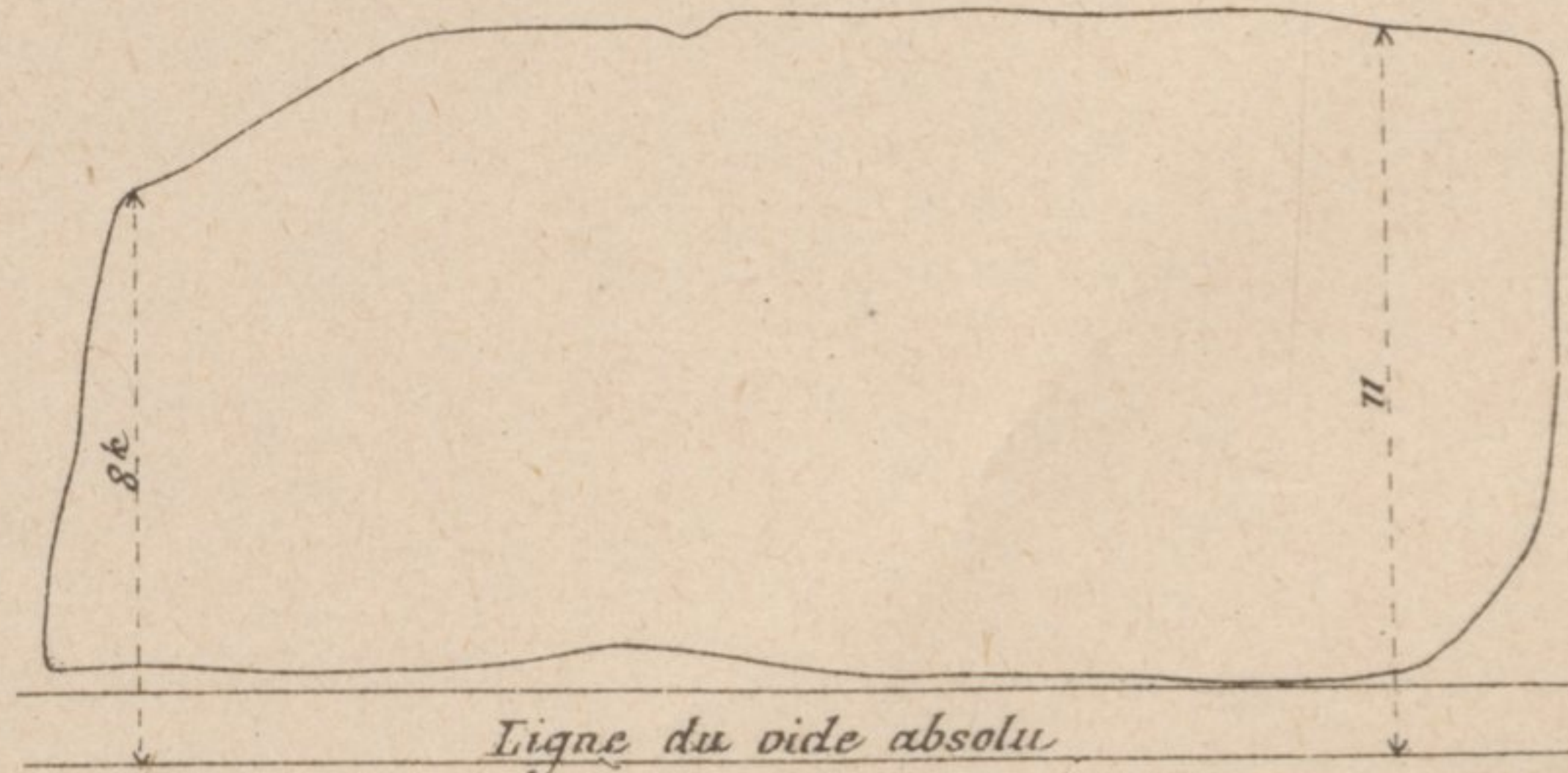


Fig. 12

Train 1342 du 17 Mars 1886 - Charge 675 T^{nes}
Démarrage de Lens
Admission 83 %



(2160)

Fig. 1. Elevation.

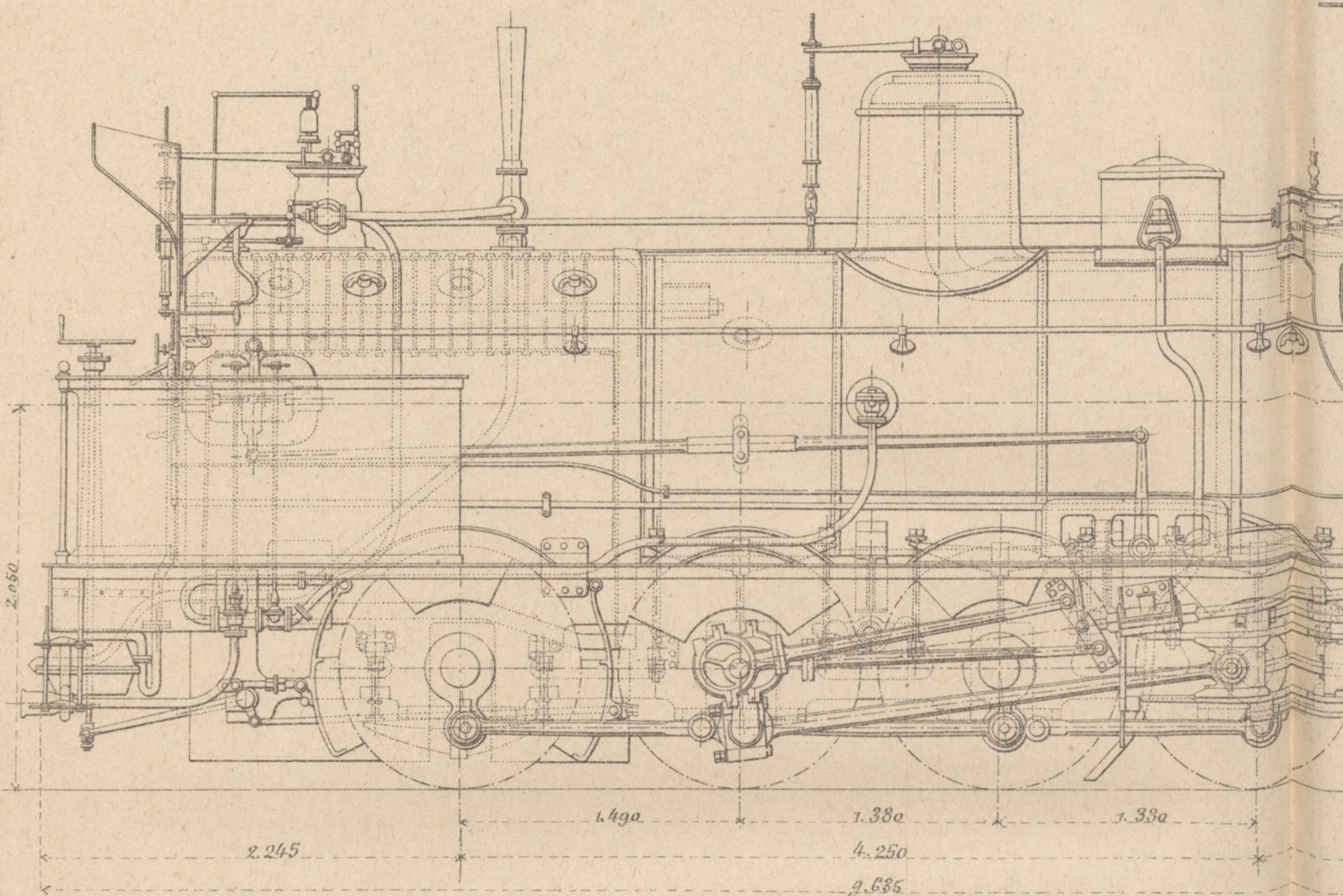
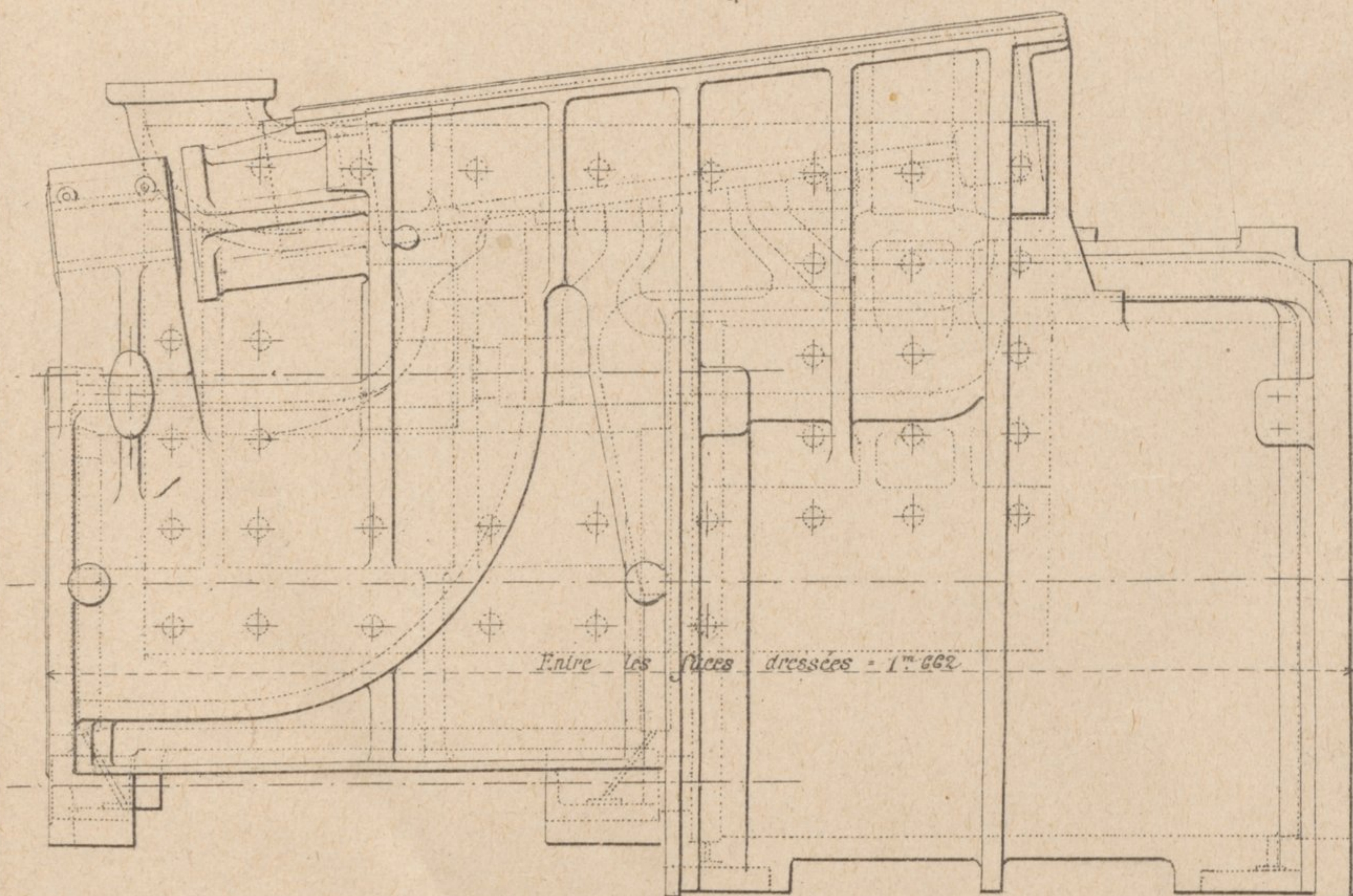


Fig. 4. Vue extérieure du cylindre de droite.



Dimensions des cylindres :

Diamètre { cyl. haute pression 0.38
 { cyl. basse pression 0.68

Course 0.65

Poids du cyl.^{dre} double-act. 2100

 d° avec piston 2600

Conditions d'établis.^{ent} des tiroirs

Incl.^{son} de la table sur l'axe 1/8°

 { Angle d'incine 30°

 { R.^m d'excentricité 0.0

 { Long.^r des tiroirs 1.86

Course des tiroirs 0.15

Long.^r des lumières d'ad.^{re} d'ad.^{re} 0.45

 { Ad.^{re} cyl. HP 0.03

 { id. BP 0.05

 { Ech.^r cyl. BP 0.09

 { id. HP 0.02

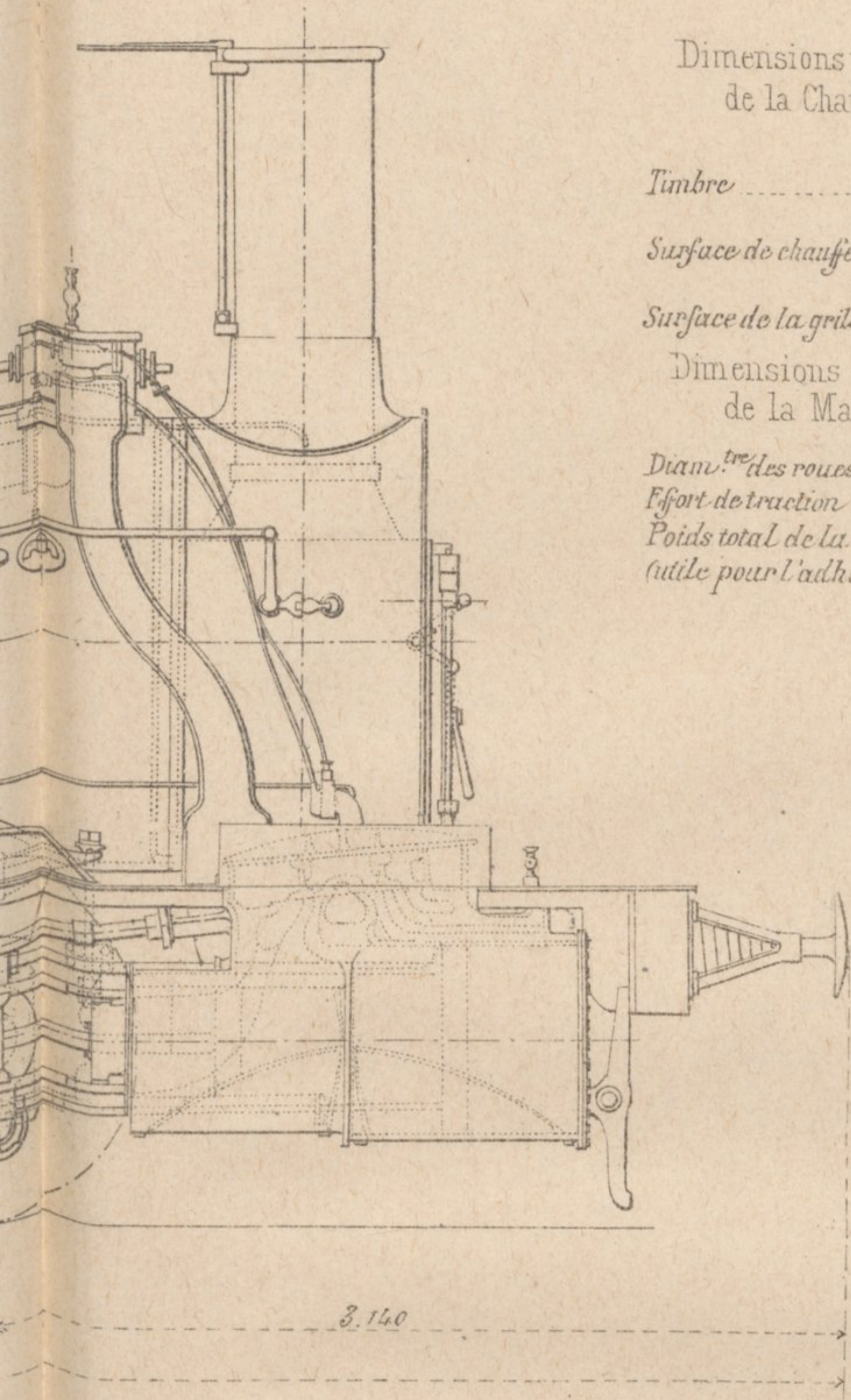
Recouv.^{te} du tiroir { Ext.^r { cyl. BP 0.03

 { id. HP 0.03

 { Int.^r { cyl. BP 0.000

 { id. HP 0.008

Fig.2. Vue d'avant. — Fig.3. 1/2 Coupe par l'échappement.
(Traverse enlevée)



Dimensions principales
de la Chaudière

Timbre 10^{kg}

Surface de chauffe { du foyer 3^m20
des tubes 118^m278
totale 125^m298

Surface de la grille 2^m208

Dimensions principales
de la Machine

Diam.^{tre} des roues 1.300

Effort de traction théorique 12^t500

Poids total de la machine
(utile pour l'adhérence) 51^t700

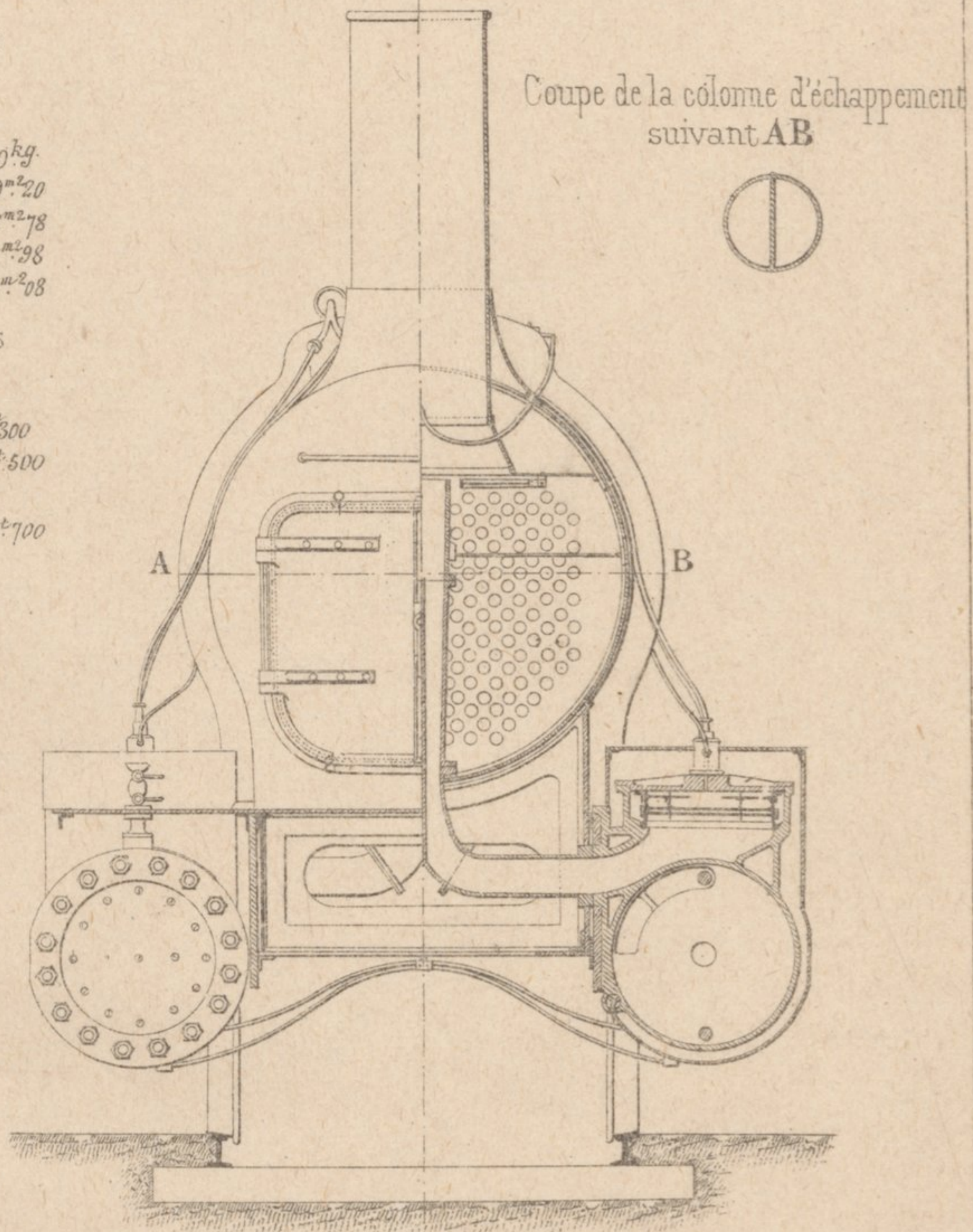
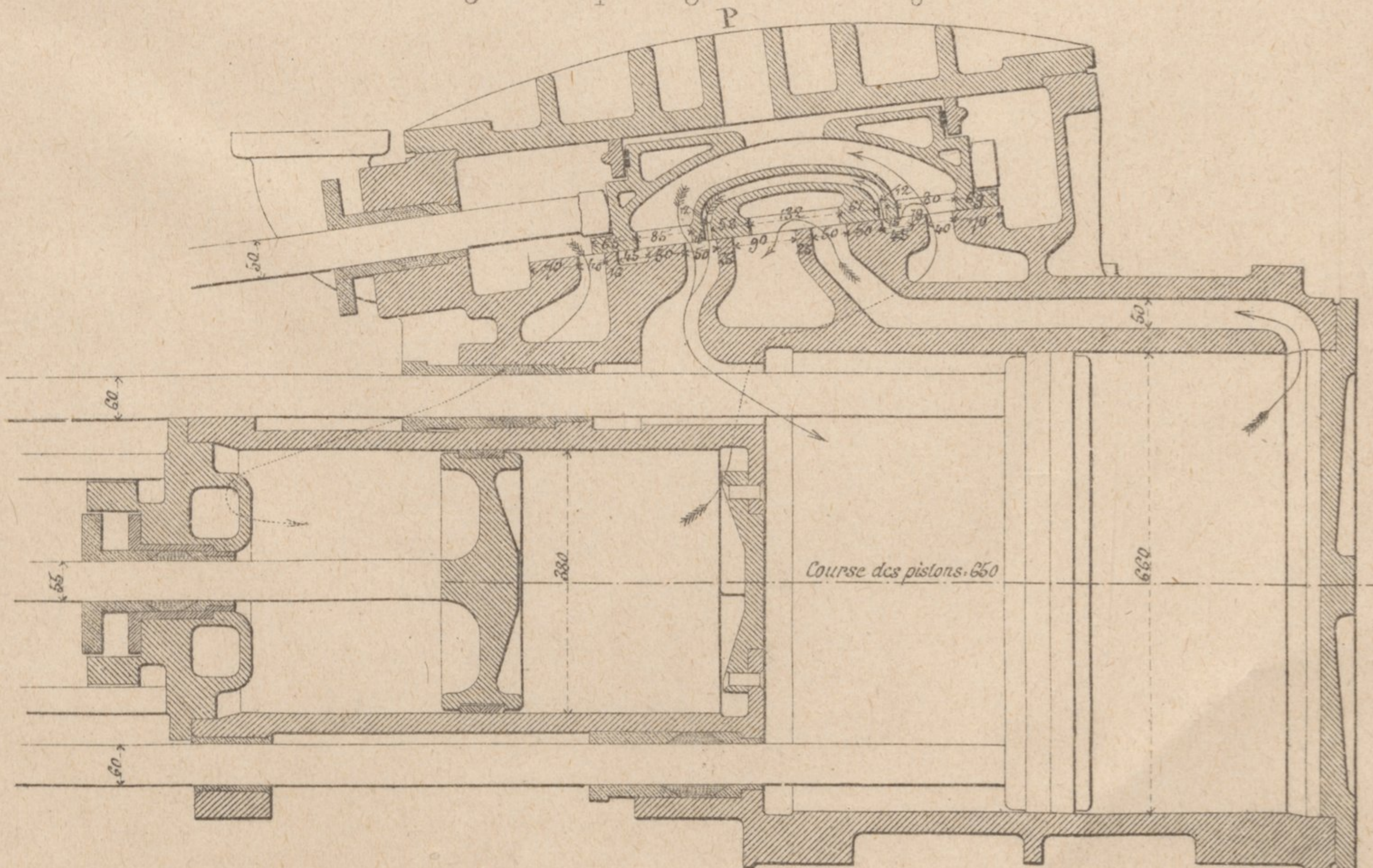


Fig.5. Coupe longitudinale des cylindres.



Cylindres:

pression 0.380

pression 0.660

pression 0.650

ble. sol 2150 Kg

ble. p. 2600 Kg

5 cylindres

angle 1/8°

angle 30°

angle 0.070

des tubes 1.850

0.158

angle 0.450

cyl. HP 0.035

id. BP 0.050

cyl. BP 0.090

cyl. BP 0.034

id. BP 0.031

id. BP 0.034

cyl. BP 0.031

id. BP 0.000

id. BP 0.008

Fig. 1 - Plateau d'arrière du petit cylindre

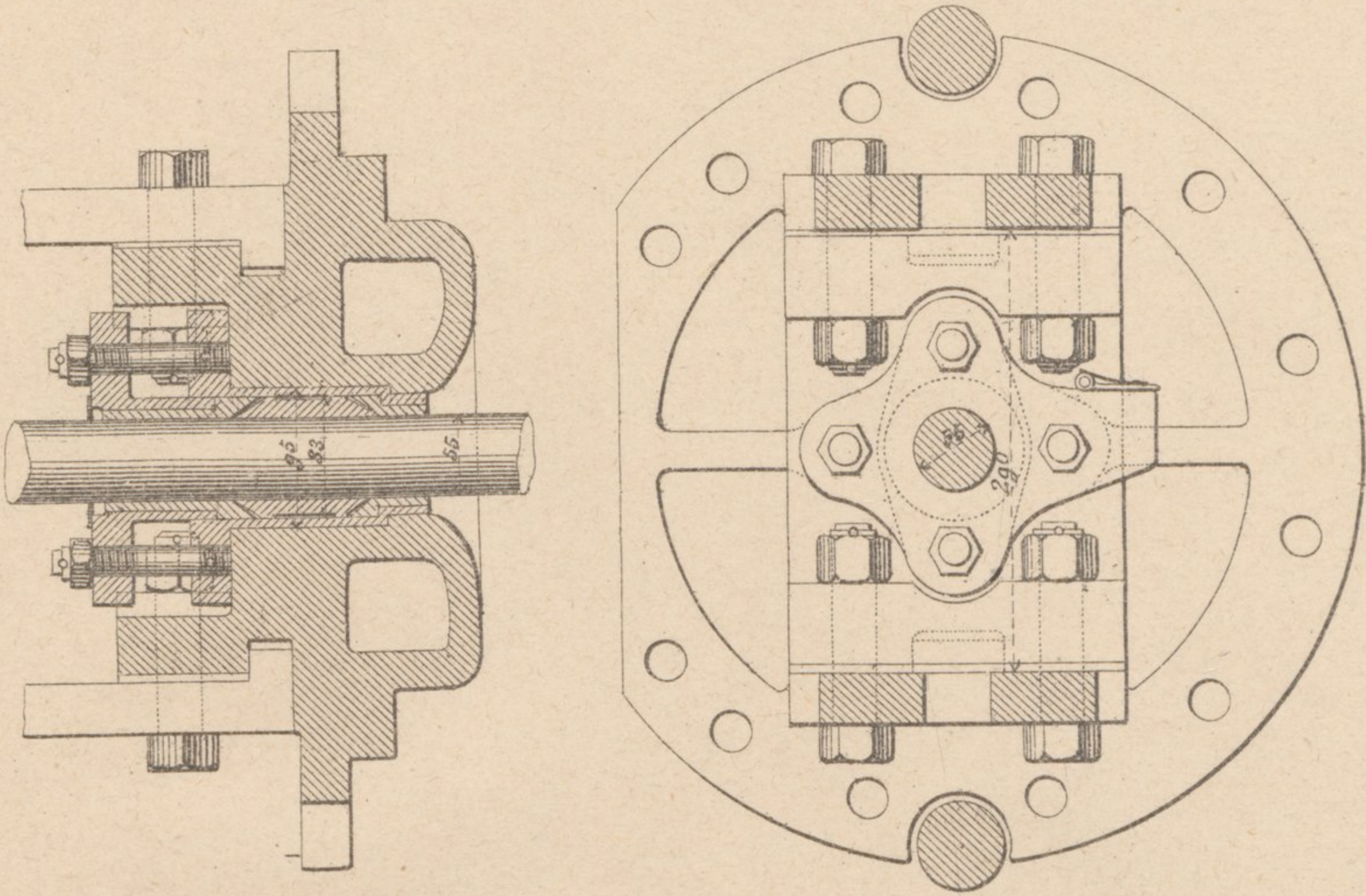
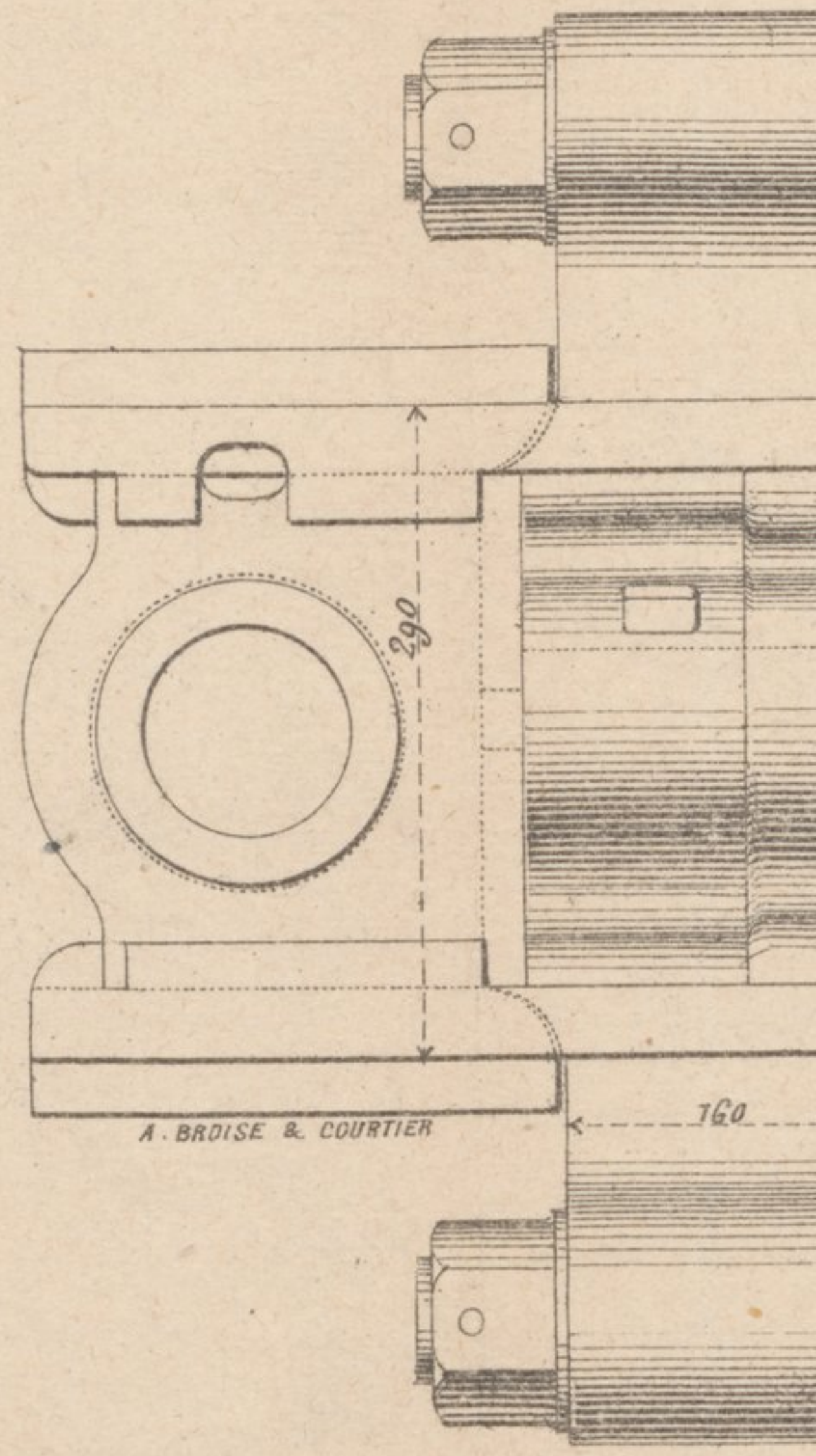


Fig. 2



Diagrammes des efforts sur le piston et des moments de rotation

Fig. 3 Machine ordinaire. Cylindre unique de 0^m66

Fig. 4 - Machine type Woolf

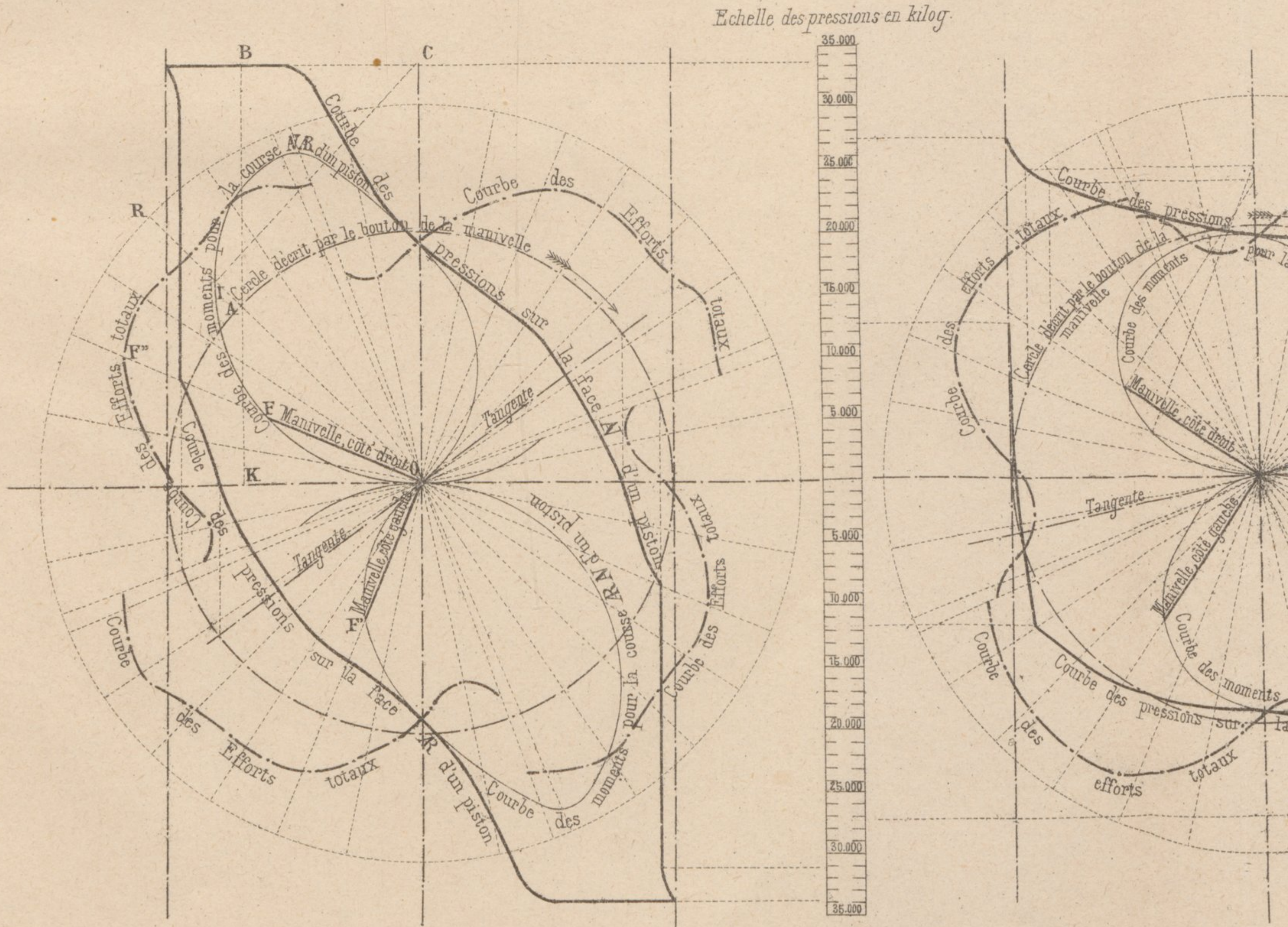
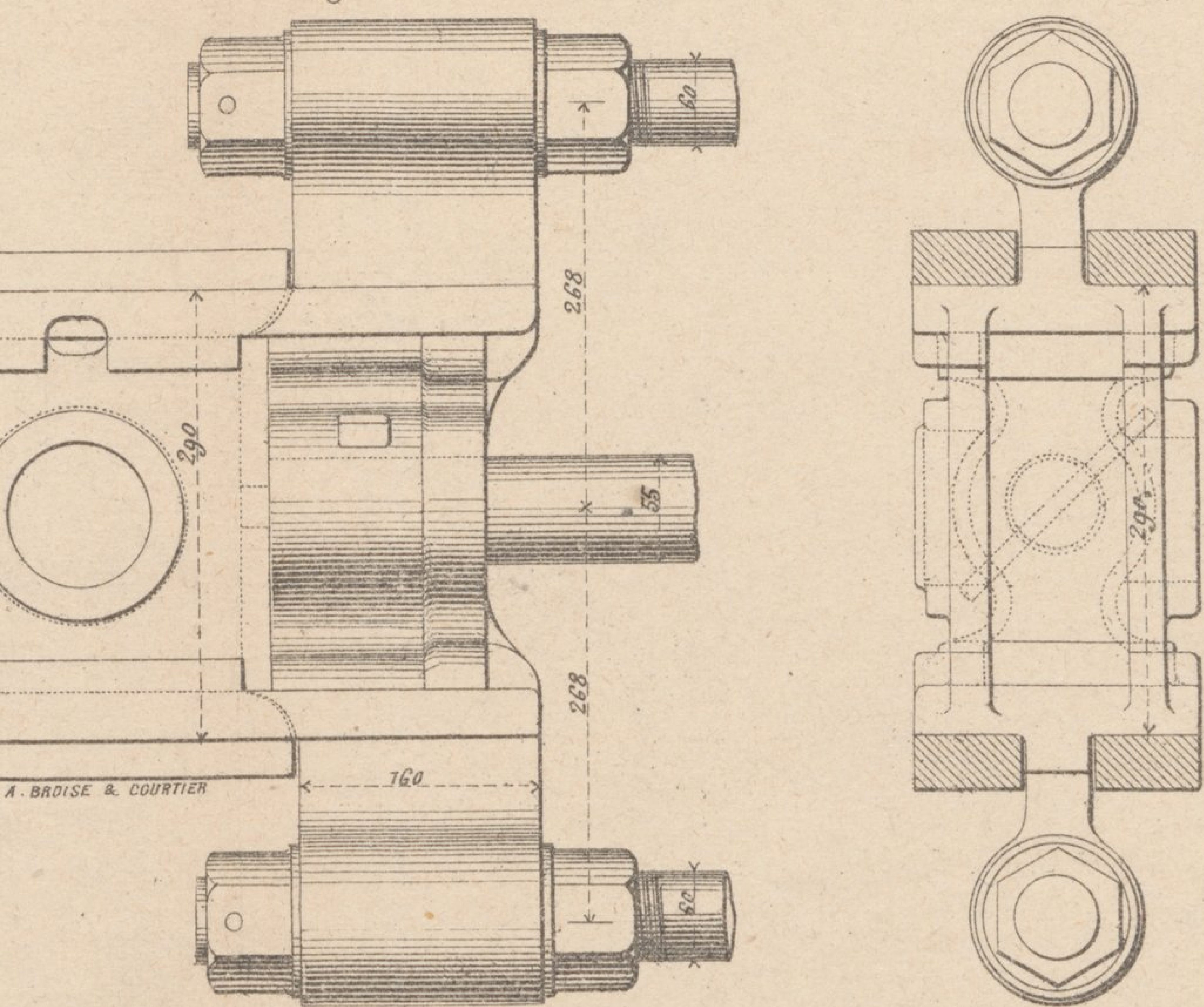


Fig. 2. Crosse de Piston.



es moments de rotation

Fig. 4. Machine type Woolf Cylindres de 0^m.38 et de 0^m.66.

