

## BULLETIN

RECHERCHES EXPÉRIMENTALES  
SUR LES  
**PERTES DE CHARGES**  
**DANS LES CONDUITES FORCÉES**

Détermination de la section la plus économique <sup>(1)</sup>

par CH. HANOCQ,

Ingénieur A. I. Lg, Professeur à l'Université de Liège

Nous avons eu l'occasion de présenter, au Congrès scientifique organisé à Gand en 1926, par les Ingénieurs sortis des Ecoles spéciales de Gand, une note sur les résultats des essais effectués au Laboratoire de Construction des Machines de l'Université de Liège, en vue de déterminer les pertes de charge dans les tuyaux de petit diamètre, et nous croyons utile d'en résumer les principales conclusions pour les lecteurs de la *R. U. M.*, qui ont pu prendre connaissance, en 1922, du mémoire de Lebeau et du nôtre sur la question du calcul des pertes de charge dans les conduites forcées.

Nous avons montré lors du Congrès de 1922 <sup>(2)</sup>, que le coefficient de résistance  $\beta$  qui entre dans la formule classique de la perte de charge

$$h = 16^4 \beta \frac{w^2}{d} \times l \quad (1)$$

pouvait être mis sous la forme d'une fonction du coefficient  $\alpha$  de Reynolds

$$10^8 \beta = \frac{271,8}{\sqrt[3]{\alpha}} + b' + 2,4 \quad (2)$$

à la condition de considérer le second terme  $b'$  comme une fonction du diamètre  $d$  du tuyau, et de sa rugosité  $\epsilon$ , ou plus exactement du rapport de la rugosité moyenne  $\epsilon$  du tuyau envisagé, à la rugosité moyenne  $\epsilon_1$  du tuyau en fer pris pour terme de comparaison :

<sup>(1)</sup> Compte rendu du mémoire présenté au Congrès de Gand, 1926. Le texte in extenso de ce mémoire a été publié dans les *Annales des Ingénieurs sortis des Ecoles spéciales de Gand*, 5<sup>e</sup> série, t. XVII, 1<sup>er</sup> fascicule, 1927.

<sup>(2)</sup> Congrès scientifique de 1922 organisé par l'Association des Ingénieurs sortis de l'Ecole de Liège, Section de Mécanique, p. 581.

$$b' = e \frac{0,578 : d \frac{\epsilon_1}{\epsilon}}{e y'' \epsilon_1} \quad (3)$$

avec

$$y'' \epsilon_1 = 0,76 + 9,5 d \frac{\epsilon_1}{\epsilon} - 0,200 \left[ \frac{0,12 - 100 d \frac{\epsilon_1}{\epsilon}}{12} \right]^3 - \frac{0,080}{100 d \frac{\epsilon_1}{\epsilon}} \quad (4)$$

Ces formules, d'un maniement peu commode, permettent heureusement de dresser un tableau donnant  $b'$  en fonction de  $d \frac{\epsilon_1}{\epsilon}$ , et partant de trouver immédiatement  $b'$ , quelle que soit la nature du matériau employé pour la conduite, du moment que la rugosité moyenne est connue en fonction de  $\epsilon_1$ .

Pour retrouver la formule de *Lees* propre aux tuyaux lisses, il suffit d'adopter  $\epsilon = 0$ , ainsi que nous l'avons montré dans l'étude de 1922. On obtient, en effet, pour cette valeur,  $b' = 1$  et partant :

$$10^8 \beta = \frac{271,8}{\sqrt[3]{\alpha}} + 3,4 \quad (5)$$

Des recherches de *Lebeau* nous avons pu d'autre part déduire que  $\epsilon$  devait être pris égal à  $8\epsilon_1$  pour les tuyaux en fonte. Nous verrons toutefois plus loin qu'en tenant compte de nos recherches actuelles, il paraît plus exact de prendre  $\epsilon = 6\epsilon_1$  en se servant de la formule (4) corrigée comme elle est indiquée dans cette note sous le numéro (5),

En examinant les valeurs signalées par *Parry* dans le numéro du 8 septembre-1922 de *l'Engineering*, nous avons établi que pour les tuyaux en ciment, la rugosité relative variait entre 1 et 12, suivant la perfection du poli des surfaces et de l'exécution des joints.

Avec des tuyaux d'assez faible diamètre, 0 m. 500 pour fixer les idées, et une mauvaise exécution des joints, la valeur de  $\epsilon$  peut aller jusqu'à  $120\epsilon_1$ .

Nous croyons qu'à défaut de renseignements expérimentaux plus précis, on peut adopter pour le calcul, les valeurs suivantes de  $\epsilon$  :

pour les tuyaux polis .....	$\epsilon = 0$ .
les tuyaux en fer et en acier laminé .....	$\epsilon = \epsilon_1$ .
les tuyaux en fonte et en acier coulé .....	$\epsilon = 6\epsilon_1$ .
les tuyaux en fer et en fonte fortement incrustés .....	$\epsilon = 60\epsilon_1$ .
les tuyaux en ciment .....	$\epsilon = 12\epsilon_1$ .

Il importe toutefois de remarquer que les chiffres fournis par les formules (3) et (4) pour les valeurs de  $d \frac{\epsilon_1}{\epsilon}$  inférieures à 0,005, sortent des limites pour lesquelles les données expérimentales permettaient jusqu'à présent, une vérification.

#### A. — Recherches expérimentales

C'est en vue de déterminer l'ordre de grandeur de l'approximation fournie par la formule (2) pour les petits diamètres, que nous avons entrepris, au *Laboratoire de Construction des Machines de l'Université de Liège*, des expériences sur les tuyaux en fer et en fonte de 50, 40, 30 et 20 mm. de diamètre.

L'installation qui nous a permis de faire ces essais a été décrite dans le n° 2, 7<sup>me</sup> série, tome V, de la *R. U. M.* ; c'est en utilisant la pompe centrifuge pour la mise en charge de la conduite, et le bac de jauge pour la détermination du débit, que nous avons pu effectuer les essais de pertes de charge.

La différence de pression de part et d'autre du tronçon de conduite essayée, était mesurée au moyen d'un manomètre différentiel branché sur deux collets intercalés dans la conduite aux deux extrémités du tronçon ; ces collets spéciaux (fig. 1) permettaient de relever la pression moyenne régnant respectivement au point d'entrée et au point de sortie ; à cet effet le conduit *l* de raccord au manomètre, était en relation avec une chambre communiquant par une série de trous radiaux, avec la périphérie du plateau A, alésé au diamètre moyen du tuyau expérimenté.

Il est nécessaire de parler de diamètre moyen, car les tuyaux en fonte et même en fer, vendus pour 50, 40, 30 ou 20 mm. peuvent avoir des diamètres moyens notablement différents.

Pour établir ce diamètre moyen, nous avons rempli les tronçons destinés aux essais avec de l'eau, et mesuré leur capacité ; en divisant le volume ainsi établi par la longueur 2 m. 500, nous avons pu en déduire la section, puis le diamètre.

Nous avons trouvé des écarts sur le diamètre indiqué par le constructeur, de 5 à 10 %, généralement en plus, il est bon de le dire ; en déterminant le diamètre à l'entrée et à la sortie, par la moyenne du plus petit et du plus grand diamètre, nous avons également observé que les sections aux deux extrémités étaient généralement plus faibles que la section moyenne de 5 à 15 %.

Dans les calculs, nous avons introduit la valeur de *d* moyen, établi par la mesure de la capacité du tronçon ; faute de cette précaution,

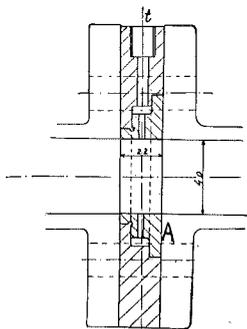


Fig. 1.

nous aurions trouvé des résultats absolument discordants ; et cette simple remarque permet de comprendre combien il serait délicat de déduire de mesures hâtivement faites sur une conduite existante, la valeur du coefficient de résistance, étant donné que le diamètre nominal de cette conduite peut différer très notablement du diamètre moyen, pour les petites sections en tout cas.

Sans vouloir reprendre ici l'exposé minutieux des expériences effectuées en vue de fixer la valeur de  $\beta$  pour les différents tuyaux essayés, nous croyons utile de reproduire les diagrammes donnant les valeurs observées dans différentes conditions-d'essai, et d'analyser les résultats qu'ils traduisent,

La figure 2 courbe 1 fixe les valeurs de  $10^8 \beta$  en fonction de  $\alpha$  à la température de 12°, pour le tuyau de 50 mm. en fonte (exactement 48 mm. 55).

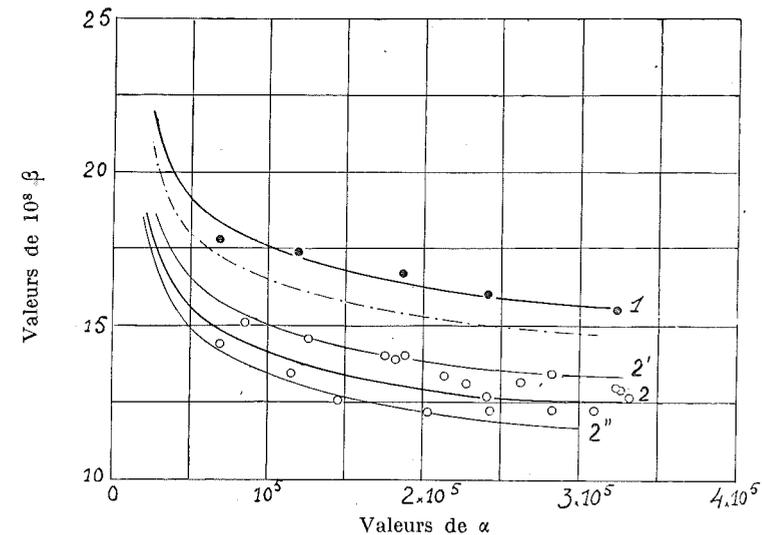


Fig. 2.

Cette courbe est au-dessus de celle indiquée par Lebeau et que nous avons reproduite en trait mixte.

Amené à examiner la raison d'être de cette différence, nous nous sommes aperçu que deux joints avaient été effectués d'une manière défectueuse : non seulement leur découpage laissait à désirer, mais leur déplacement par rapport à l'axe déterminait une diminution de section de 60 à 70 mm<sup>2</sup>.

Après avoir corrigé ce défaut de montage, nous avons repris les expériences et constaté cette fois que la courbe moyenne (2) avait bien la même allure que celle de Lebeau, mais était nettement en dessous

de celle-ci. Ainsi la courbe en trait mixte donne des valeurs normales pour des joints *courants*, c'est-à-dire des joints *relativement mal exécutés*, mais avec des joints corrects ces valeurs paraissent un peu trop fortes. Les résultats fournis par les tuyaux en fonte de 40 mm. (exactement 44 mm. 75) et traduits par les diagrammes de la figure 3 montrent d'une manière très sûre, l'influence que peuvent avoir les irrégularités de section. La courbe 1 moyenne des résultats fournis par de nombreux essais, se trouvant nettement au-dessus de la courbe correspondant au tuyau de 50 mm.

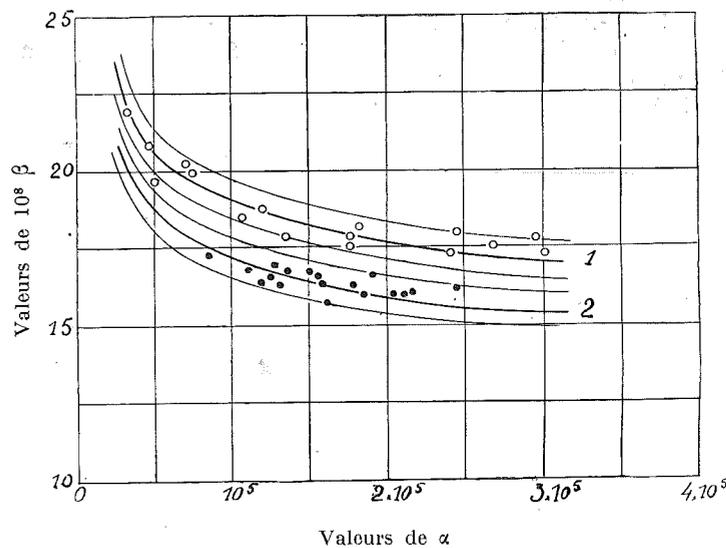


Fig. 3.

Cette discordance paraît due tout d'abord à ce que les diamètres à l'entrée et à la sortie atteignent 42 mm., alors que le diamètre des collets spéciaux (fig. 2) restait de 40 mm. De ce fait, en effet, il devait se produire nécessairement une contraction à l'entrée du collet et à la sortie du tronçon essayé, provoquant des pertes supplémentaires, et partant un accroissement du coefficient de résistance.

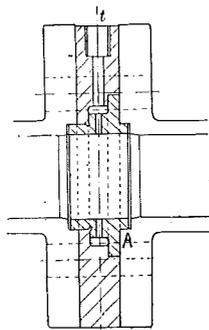


Fig. 4.

Pour nous rendre compte de l'influence de cette perturbation, nous avons opéré avec des collets spéciaux (fig. 4), alésés au diamètre moyen du tuyau et emboîtés de façon à éviter toute erreur dans le placement des joints.

Les résultats obtenus dans ces conditions, et donnés par la courbe moyenne 2 figure 3, montrent que la perte se trouve notablement réduite à valeurs de  $\alpha$  égales

mais qu'elle reste notablement élevée. Ce fait ne peut s'expliquer que par l'écart considérable existant pour ce tuyau, entre les sections à l'entrée et à la sortie d'une part et la section moyenne, d'autre part ; cet écart correspond, en effet, à des variations de vitesse sur la longueur du tronçon de 15 à 20 %, et partant à des pertes par tourbillonnements non provoquées par la rugosité des parois.

Nous avons écarté pour cette raison les chiffres trouvés pour le tuyau de 40 mm., comme anormalement élevés.

Les essais effectués sur les conduites de 30 et de 20 mm. en fonte, traduits par les courbes 2 et 3 des figures 5 et 6, montrent par contre des valeurs normales pour le coefficient de résistance, et indiquent qu'il n'y a pas d'erreur à conserver l'allure de la courbe tracée pour le tuyau de 50, pour représenter la moyenne des valeurs trouvées.

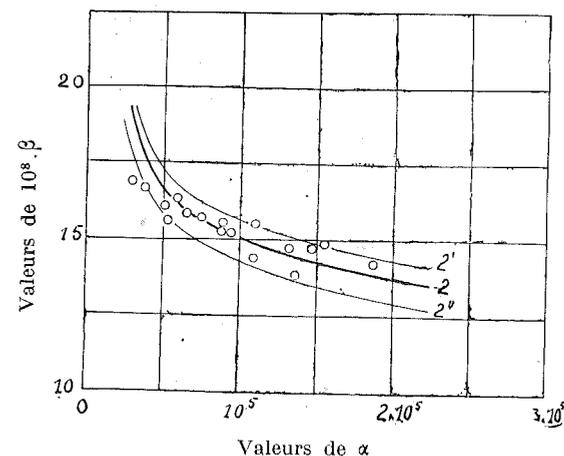


Fig. 5.

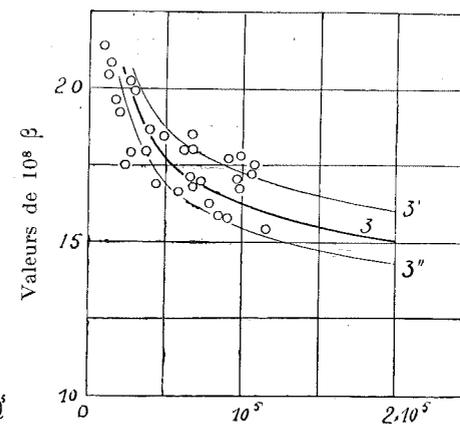


Fig. 6.

Nous avons groupé sur la figure 7 les courbes moyennes établies par nos essais pour les tuyaux en fonte de

50 mm., 30 mm., et 20 mm.,  
mesurant exactement 48,55, 32,30 et 21,10.

Des essais effectués de la même manière sur les tronçons en fer de 50 mm., 30 mm., et 20 mm., mesurant exactement 51,30, 30,95, 21,00, nous avons déduit les courbes de la figure 8.

Nous avons dû mettre à part les résultats obtenus avec le tuyau de 40 mm. en fer, courbe 2 fig. 9. Les valeurs observées étaient, en effet, légèrement inférieures à celles trouvées pour le tuyau de 50 mm. en fer.

Cette discordance peut s'expliquer en partie, parce que le tuyau de 40 mm. se trouvait, au moment des essais, particulièrement lisse et

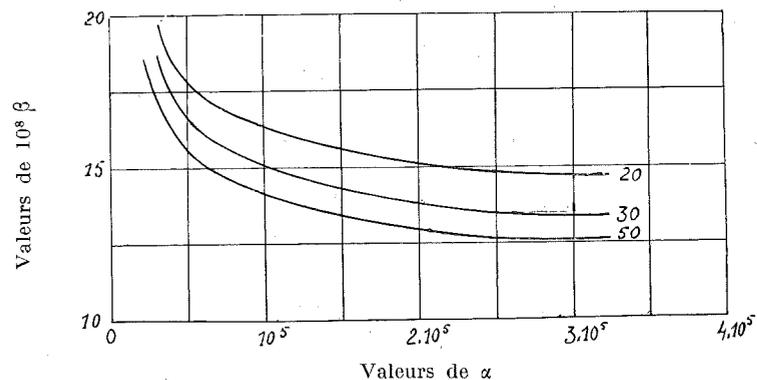


Fig. 7.

complètement dépourvu de toute oxydation intérieure, ce qui n'était pas le cas pour le tuyau de 50 ; elle peut aussi se justifier partiellement par suite du fait que le tuyau ayant exactement 40 mm. de diamètre, c'est-à-dire la dimension du collet prévu pour la prise de pression, il n'existait aucune contraction possible à l'entrée.

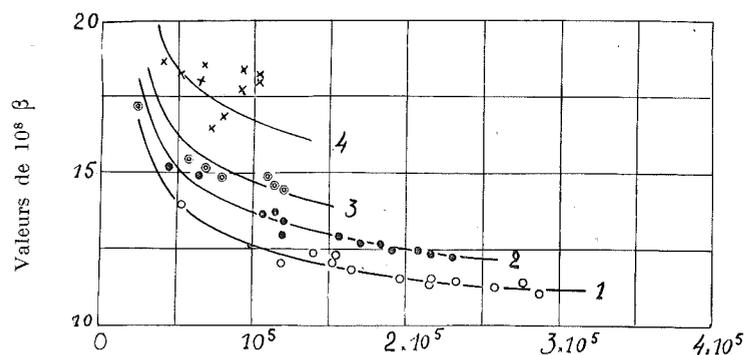


Fig. 8.

Ces deux causes favorables ont eu pour effet de créer cette anomalie que le coefficient résistance propre au tuyau de 40 mm. s'est trouvé inférieur à celui observé pour le tuyau de 50.

En vue de mettre en relief l'influence de l'oxydation sur la rugosité des parois, nous avons repris, après six à sept mois, les essais sur le tuyau de 40 mm., alors qu'il était partiellement recouvert de rouille, et nous avons obtenu les valeurs marquées par les points noirs (courbe 2, fig. 9).

Ces résultats montrent l'influence défavorable de l'oxydation sur le coefficient de résistance, ils se sont trouvés confirmés par les essais sur le tuyau en fer de 20 mm. Alors que, le 24 décembre 1925, avec le tuyau neuf et poli par l'étrépage, nous avons obtenu les valeurs fixées

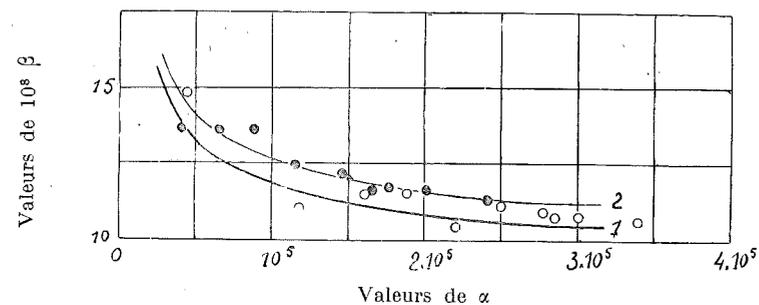


Fig. 9.

par la courbe 3 de la figure 8, le 4 mars 1926, avec les surfaces internes légèrement rouillées, nous avons noté les points marqués d'une croix et groupés sur la courbe 4 (fig. 8).

Ces différentes observations nous ont conduit à conclure que l'accroissement observé du coefficient de résistance en passant du tuyau lisse au tuyau rugueux, n'était due qu'en partie à la rugosité des parois, les irrégularités dans le diamètre, et partant dans la section du tuyau, déterminant des variations de vitesse et partant des pertes d'énergie supplémentaires ; qu'en d'autres termes entre un tuyau en fonte particulièrement régulier et un tuyau en fer oxydé de même diamètre, la différence au point de vue du coefficient de résistance, serait très faible.

Ce qui provoque des pertes relativement importantes dans les tuyaux en fer très réguliers comme diamètre, ce sont les rétrécissements qui se présentent normalement à l'entrée et à la sortie, par suite de l'opération du sertissage et du soudage des collets. On peut déduire de là qu'une conduite en fer constituée comme une *pipe-line* par des tronçons assemblés bout à bout, au moyen de manchons extérieurs filetés, présente lorsqu'elle reste inoxydé, une rugosité moyenne très faible, voisine de zéro, c'est-à-dire que dans ces conditions un tuyau en fer se rapproche d'un tuyau lisse au point de vue des pertes de charge.

Cette conclusion se trouve confirmée par des essais effectués au *National Physical Laboratory* sur les tuyaux en fer, des huiles de pétrole de différentes provenances ; il résulte, en effet, de ces essais que les valeurs expérimentales du coefficient de résistance peuvent être données pour des tuyaux en fer, par la formule (5) propre aux tuyaux lisses ; ce résultat est dû à ce que dans ces essais, l'assemblage des tuyaux entre eux ne donne lieu à aucune discontinuité aux joints et que d'autre part les parois restent nécessairement inoxydées.

Il serait possible, par des essais sur des conduites en fer d'assez grande longueur constituées successivement par des tronçons assemblés par brides à la manière ordinaire, puis par manchons filetés, de séparer les pertes propres à la rugosité des pertes provoquées par les discontinuités aux joints. Nous pensons toutefois qu'au point de vue technique

**TABEAU**  
donnant la valeur du deuxième terme  $b'$  de la formule  $10^8 \beta = \frac{271,8}{\sqrt[3]{\alpha}} + b' + 2,4$   
dédite des recherches de MM. Hanocq et Lebeau.

$\frac{\varepsilon}{d}$	$b$	Différences	$d \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}$	$b$	Différences	$d \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}$	$b$	Différences
1.400	1.403	0.030	0.275	2.494	0.088	0.050	4.206	0.198
1.300	1.433	0.032	0.250	2.584	0.090	0.040	4.487	0.281
1.200	1.465	0.034	0.225	2.682	0.098	0.030	4.876	0.389
1.100	1.499	0.036	0.200	2.751	0.109	0.020	5.380	0.504
1.000	1.535	0.039	0.175	2.915	0.125	0.015	5.764	0.384
0.900	1.574	0.047	0.150	3.090	0.175	0.010	6.178	0.414
0.800	1.621	0.062	0.135	3.236	0.146	0.008	6.357	0.179
0.700	1.683	0.096	0.120	3.386	0.150	0.006	6.697	0.340
0.600	1.779	0.123	0.110	3.478	0.092	0.005	7.130	0.433
0.500	1.902	0.082	0.100	3.572	0.094	0.004	8.093	0.963
0.450	1.984	0.099	0.090	3.671	0.099	0.003	9.443	1.350
0.400	2.083	0.131	0.080	3.776	0.105	0.002	13.850	4.407
0.350	2.214	0.192	0.070	3.887	0.111	0.001	41.150	41.150
0.300	2.406		0.060	4.008	0.121			

les documents fournis par Lebeau et confirmés par les expériences dont nous venons de rendre compte, suffisent à fixer les valeurs de  $\beta$ , en fonction de  $\alpha$  et d'un coefficient de rugosité en quelque sorte fictif qui tient compte à la fois de la rugosité des parois et de la discontinuité aux joints.

Les chiffres fournis pour  $b'$  par la formule (4) tiennent compte de ce que normalement les discontinuités aux joints sont assez importantes; ces chiffres sont toutefois trop élevés, d'après nos expériences, pour les tuyaux de faibles diamètres. C'est pourquoi nous proposons de la modifier comme suit :

$$y'' = \frac{13}{\varepsilon_1} + 52,5 \frac{d}{\varepsilon} - 6,5 \frac{1}{\varepsilon_1} \left[ \frac{45 - 100 d \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}}{45} \right]^3 - \frac{2,2}{\varepsilon_1} \frac{1}{e^{100 d \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}}} \quad (5)$$

et d'utiliser le tableau ci-dessus dressé en utilisant cette formule.

Ce tableau permet de calculer la perte de charge avec une très grande rapidité dès que l'on se fixe la rugosité  $\varepsilon$  en fonction de  $\varepsilon_1$ .

L'énorme avantage de la méthode que nous préconisons résulte de ce que les calculs peuvent être conduits de la même manière, qu'il s'agisse d'une conduite en fonte ou d'une conduite en fer, parcourue par un fluide visqueux comme les huiles de pétrole ou par un fluide relativement parfait comme l'eau, ou encore par un fluide compressible comme l'air ou la vapeur; il suffit, en effet, de connaître le poids spécifique  $\delta$  du fluide et sa viscosité absolue  $\mu$  dans le système C. G. S., à la température moyenne de la conduite, pour pouvoir fixer la valeur de  $\alpha$  :

$$\alpha = 10 \frac{w d \delta}{\mu} \quad (6)$$

puis la valeur de

$$\frac{271,8}{\sqrt[3]{\alpha}}$$

et enfin celles de  $10^8 \beta$  et de  $h$ , en calculant  $b'$  au moyen du tableau ci-dessus.

Nous pouvons ajouter que la méthode que nous venons d'exposer ne le cède à aucune autre au point de vue de l'approximation ou de la rapidité, dès que l'on peut disposer du tableau donnant les valeurs de  $b'$ .

Rappelons toutefois que la formule (1) n'est applicable que pour le régime tourbillonnaire, c'est-à-dire pour des valeurs de la vitesse qui conduisent à un coefficient  $\alpha$  supérieur à 1350.

Pour les régimes correspondant à des valeurs de  $\alpha$  inférieures à 1350, il faut utiliser pour le calcul de la perte de charge, la formule de Poiseuille.

Ce régime n'est jamais réalisé dans les conditions d'application courantes, avec un liquide tel que l'eau ; mais avec des liquides visqueux comme les huiles de pétrole, l'écoulement peut se faire tantôt en régime laminaire, tantôt en régime tourbillonnaire, suivant la température du fluide et la vitesse dans la conduite.

### B. — Etude de la vitesse la plus économique

Tout calcul de perte de charge étant basé sur la connaissance du diamètre de la conduite ou, ce qui revient au même, de la vitesse admissible dans celle-ci, il était nécessaire pour compléter l'étude dont nous venons de rendre compte, de fixer en fonction des données du problème la valeur de la *vitesse la plus économique*.

Par vitesse la plus économique, on peut d'ailleurs entendre celle qui conduit au minimum des frais d'installation, bien que l'on réserve généralement cette expression pour caractériser la vitesse qui correspond au minimum des frais d'exploitation. Cette dernière a été fréquemment fixée aux environs de 0 m. 500, valeur manifestement trop faible.

Le chiffre de 0 m. 500 établi par *Flamant* dans son important traité d'hydraulique suppose que le prix de la conduite varie proportionnellement au diamètre, alors que ce prix est sensiblement proportionnel au poids et partant au produit  $e \times d$ ,  $e$  étant l'épaisseur,  $d$  le diamètre de la conduite. Comme  $e$  n'est pas constant mais varie avec  $d$  suivant la formule

$$e = a + k d, \quad (7)$$

il en résulte que, contrairement à ce qu'établit Flamant, la valeur de  $w$  qui conduit au minimum des frais d'exploitation, n'est pas indépendante de  $d$ .

Comme nous le verrons, non seulement le chiffre de 0 m. 500 est nettement inférieur à celui qu'il convient d'adopter pour les petits diamètres, mais la vraie valeur qui conduit au minimum, peut aller jusque 0 m. 750 et même 0 m. 900 pour des diamètres de conduite compris entre 0 m. 250 et 0 m. 750.

Il est inutile d'insister sur le gaspillage d'argent qui peut résulter d'une pratique aussi erronée. Nous ajouterons que s'il est vrai que le minimum mathématique est effectivement indépendant de la longueur  $L$  de la conduite et de la hauteur d'élévation  $H$  comme l'indique Flamant, le minimum pratique n'existe pas pour les faibles valeurs du rapport  $\frac{L}{H}$  ; en d'autres termes entre la valeur de la vitesse qui correspond au minimum mathématique 0 m. 750, pour fixer les idées, et celle de 1 m. 500 qui correspond au minimum des frais d'installation, les frais d'exploitation sont à peine augmentés de 2 à 3 % pour les faibles débits, 4 à 5 % pour les débits moyens. Lorsque le



Nos Spécialités :

## Transports et Manutentions Mécaniques en tous genres

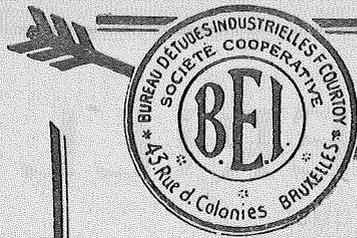
Transporteurs aériens. - Transporteurs à bande. - Trainages mécaniques.  
Installations de chargement et de déchargement de bateaux. - Grues à câble.  
Sauterelles. - Installations de manœuvre de wagons sur voies privées, etc.

# SOCIÉTÉ ERNEST HECKEL

Sarrebruck - Sarre

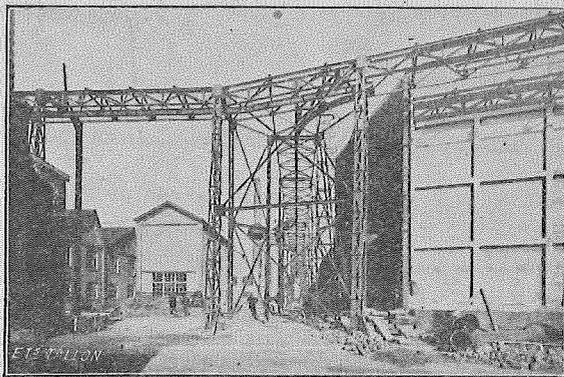
Bureaux à CHARLEROI : 38, Bd Audent. Tél. 403,

et à PARIS, 8<sup>e</sup>, 72, rue la Boétie. Tél. Elysées 17-33



**TRAVAUX  
TECHNIQUES**

**Vous aurez toujours intérêt à  
recourir à la collaboration d'un spé-  
cialiste pour l'étude de vos installa-  
tions ou transformations d'usines**



Monorail: charge utile 1 tonne.

**Le B.E.I.** est mieux qu'un Spécia-  
liste: c'est un Bureau Technique  
complet qui met à votre disposition  
sa documentation, son expérience et  
la compétence spéciale de ses 100  
Ingénieurs, Techniciens et Dessina-  
teurs, dans chacune des branches de  
son activité, c'est-à-dire Electricité,  
Mécanique, Constructions civiles.

Reclamez la Notice illustrée N° 11 au

**BUREAU D'ÉTUDES INDUSTRIELLES Fernand COURTOY**

SOCIÉTÉ COOPÉRATIVE

43, Rue des Colonies, Bruxelles

171 - 409 R 24

17

Mentionnez la R. U. M. en écrivant aux annonceurs

rapport  $\frac{L}{H}$  est voisin du minimum 1.5 par exemple, cette différence tombe à 1 à 2% quel que soit le débit.

Ainsi se trouve écartée cette conclusion qui choquait le bon sens, à savoir que la vitesse la plus économique ne dépend ni du diamètre, ni de la longueur de la conduite, ni de la hauteur d'élévation.

Nous ne pourrions faute de place présenter ici les calculs d'ailleurs très simples relatifs à cette question; nous nous bornerons à indiquer les bases du calcul et les déductions précises que nous avons pu en tirer.

En appelant  $\rho$  le prix de l'installation d'un cheval-vapeur pour le groupe moteur-pompe complet sur fondation, bâtiment non compris,  $\rho'$  le prix du kg. de tuyauterie placée, nous pourrions établir le prix de l'installation P, pour  $N_e$  chevaux

$$P = \rho N_e + \rho' \delta_1 \pi d (a + k d) L$$

$\delta_1$  étant le poids spécifique du matériau employé pour la conduite, L la longueur de celle-ci. En observant que

$$N_e = \frac{\delta Q H'}{75 \eta},$$

que

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} w, \quad H' = H + 10^4 \beta \frac{w^2}{d} L,$$

il sera possible d'établir la valeur de P en fonction de w et d, et de trouver la valeur de w qui conduit au minimum de P, en faisant

$$\frac{dP}{dw} = 0.$$

En tenant compte de ce que, avec une approximation suffisante, on peut poser ici

$$10^8 \beta = 9,46 + \frac{0,29}{d},$$

on obtient ainsi une relation entre d et w, qui fixe w, la vitesse la plus économique au point de vue des frais d'installation:

$$d^2 - \left( b w^2 - \frac{a}{2k} \right) d - c w^3 = 0.$$

Dans cette relation b et c sont connus en fonction des données

$\rho$  et  $\rho'$ ,  $\delta$  et  $\delta_1$ ,  $\eta$ , a et k.

Si on admettait une annuité de 0,087 pour l'intérêt et l'amortissement du capital engagé, des frais d'entretien de 0,05 de la valeur des machines en fonctionnement, et un prix du kWh  $\rho''$ , égal à 0 fr. 30,

on détermine les frais d'exploitation  $F$ , pour  $h$  heures d'utilisation, on trouve

$$F = 0,087 P + \rho'' 365 h \times 0,736 N_e + 0,05 \rho N_e.$$

Cette valeur de  $F$  peut être explicitée en fonction de  $w$  et de  $d$  et en égalant à zéro la dérivée par rapport à  $w$ , on obtiendra une équation identique à la précédente, dans laquelle toutefois  $b$  et  $c$  auront d'autres valeurs, en fonction des données.

Nous avons porté figure 10 en abscisses  $w$ , en ordonnées les valeurs de  $d$  correspondantes : la courbe 1 se rapportant au minimum des frais d'installation  $P$ , la courbe 2 au minimum des frais d'exploitation  $F$ .

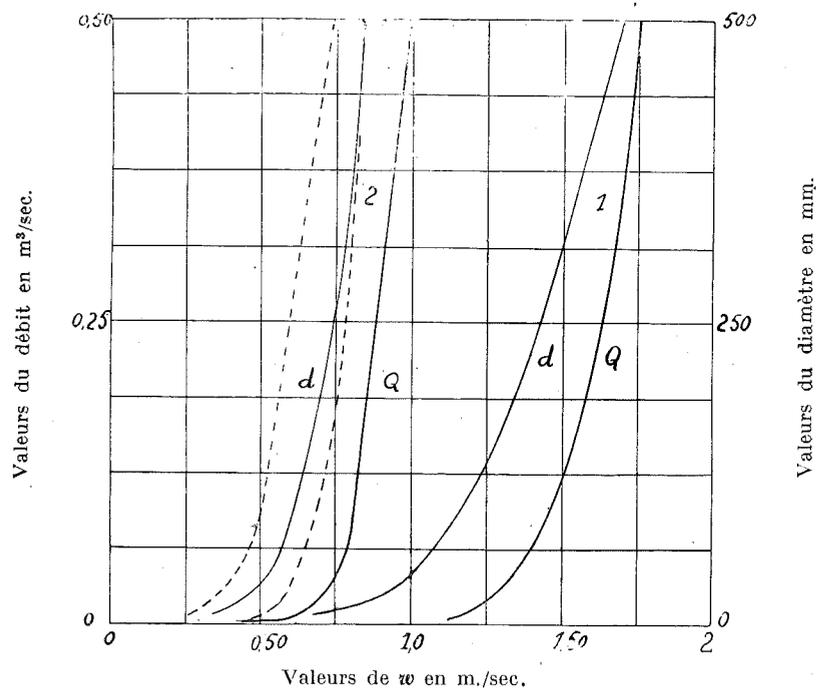


Fig. 10.

Les courbes correspondantes de  $Q$  sont tracées en trait fin, les courbes pointillées se rapportent à une durée d'utilisation de 16 heures au lieu de 8 heures.

La distance horizontale entre les courbes 1 et 2 donnant la valeur de  $Q$ , marque l'écart qui existe entre la vitesse la plus économique au point de vue des frais d'installation et la vitesse la plus économique au point de vue des frais d'exploitation, pour un débit donné.

Comme on le voit, les valeurs de  $w$  qui conduisent au minimum, ne dépendent ni de  $L$  ni de  $H$ .

Pour nous rendre compte toutefois de la façon dont varie le prix d'installation par cheval utile  $P'$  et les frais d'exploitation par cheval utile  $F'$ , nous avons calculé et porté en diagramme, les valeurs de  $P'$  (fig. 11) et de  $F'$  (fig. 12), pour différentes valeurs du débit et de  $\frac{L}{H}$ .

Les trois courbes (3) se rapportent aux valeurs de  $\frac{L}{H} = 100$ , les trois courbes (2) à  $\frac{L}{H} = 20$ , et la courbe (1) à  $\frac{L}{H} = 1.5$ .

Pour ce dernier cas, les trois courbes se confondent sensiblement, pour les autres la courbe en trait fort se rapporte au débit de  $0,01 \text{ m}^3/\text{sec}$ . la courbe en trait faible à  $0,1 \text{ m}^3/\text{sec}$ . et la courbe en trait pointillé à  $0,5 \text{ m}^3/\text{sec}$ .

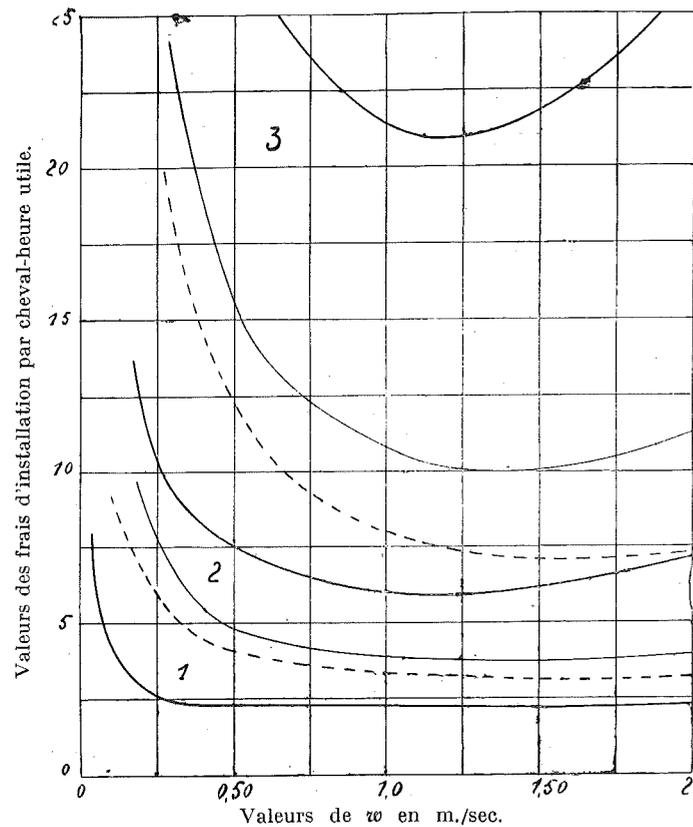


Fig. 11.

Les diagrammes de la figure 12 donnent dans les mêmes conditions, les valeurs des frais d'exploitation  $F'$  par cheval-heure utile.

Comme on peut s'en rendre compte pour les faibles valeurs de  $\frac{L}{H}$ , il n'existe plus de minimum, pratiquement parlant.

De plus, comme aux environs du minimum, les frais d'exploitation augmentent très peu rapidement, il est nécessaire, si l'on ne veut pas engager sans profit réel, un capital supplémentaire exagéré, d'adopter une vitesse supérieure à celle qui conduit au minimum mathématique.

En vue de fixer la valeur rationnelle à adopter nous avons déduit des figures 11 et 12, pour chacune des valeurs de  $\frac{L}{H}$ , ou 1, 5, 20, 100,

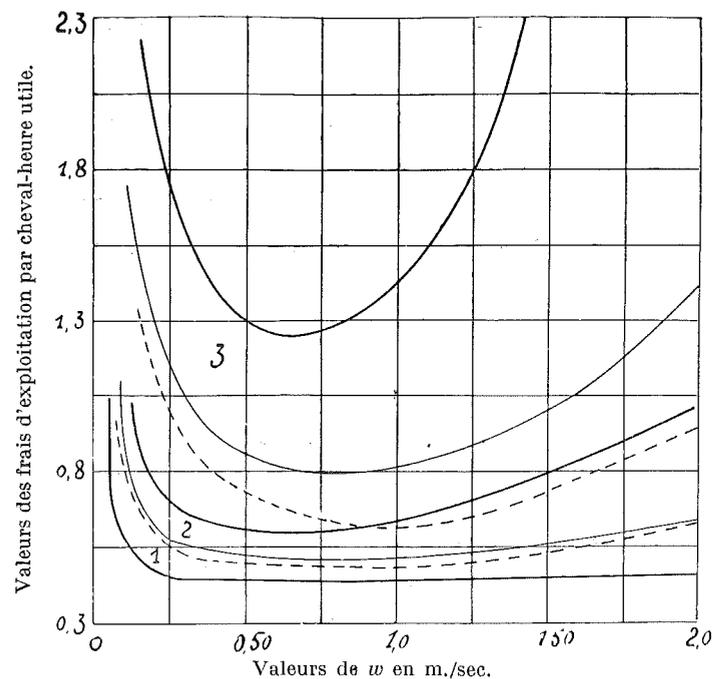


Fig. 12.

l'augmentation en % des frais de l'exploitation, à partir du minimum en fonction de la vitesse  $w$ . Le point initial de chacune des courbes 1, 2, 3 de la figure 13 correspond nécessairement à la vitesse optimum au point de vue mathématique, vitesse qui ne dépend pas, comme nous l'avons vu, de  $\frac{L}{H}$ . La figure 13 a été tracée pour le débit de 0,1 m<sup>3</sup>/seconde, les courbes 1', 2', 3' donnant en fonction de  $w$ , la valeur des frais d'installation en % du minimum. Toutes ces courbes convergent

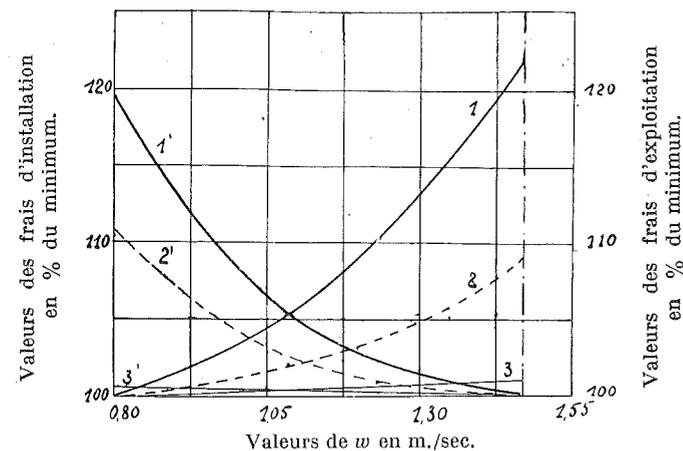


Fig. 13.

vers un même point situé sur l'axe des abscisses fixé par la valeur de  $w$  optimum au point de vue frais d'installation.

De ces diagrammes et de ceux correspondant aux débits de 0,01 et 0,5 m<sup>3</sup>/sec., nous avons pu déduire en fonction de la valeur des frais d'installation en % du minimum, la valeur du bénéfice % réalisé sur les frais d'exploitation.

Les courbes de la figure 14 tracées pour le débit de 0,1 m<sup>3</sup>/sec. montrent :

1° que pour les faibles valeurs de  $\frac{L}{H}$  (courbe 3) le bénéfice limite est extrêmement faible ;

2° que pour les valeurs moyennes de  $\frac{L}{H}$  (courbe 2) il n'y

a pas intérêt à augmenter les frais d'installation de plus de 5 %, le bénéfice réalisé sur les frais d'exploitation étant à ce moment de 8½ %. Les courbes 1', 2', 3' donnent les valeurs correspondantes de  $w$ .

Nous avons réussi à donner à nos conclusions une forme plus simple en calculant pour les différents débits envisagés 0,01, 0,1 et 0,5 et les trois valeurs de  $\frac{L}{H}$  1,5, 20, 100, la valeur de la perte par mètre

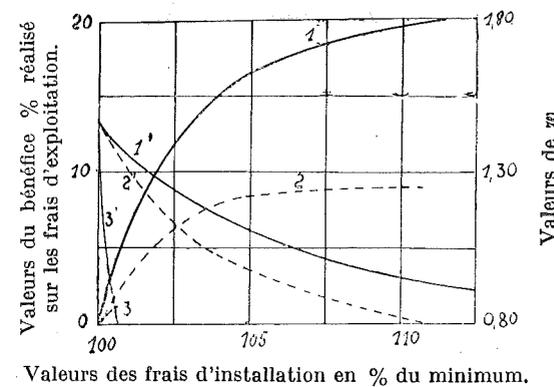
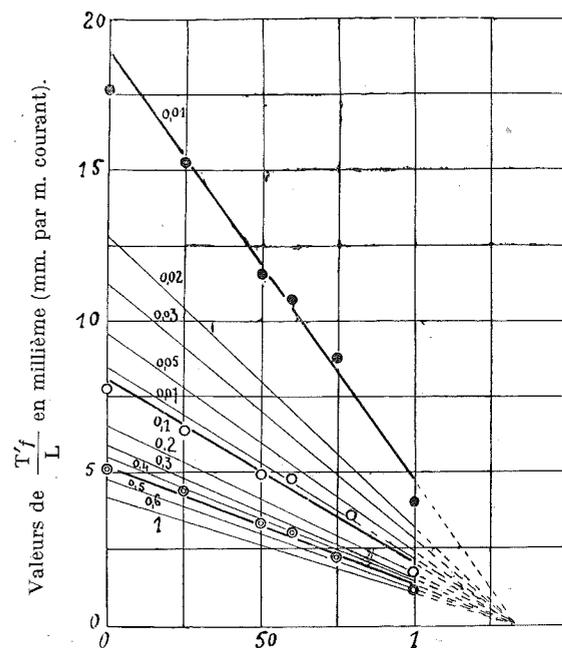


Fig. 14.

$$\frac{T'_f}{L} = 10^4 \beta \frac{w^2}{d}$$

Nous avons adopté successivement pour vitesse celle qui conduisait à un bénéfice de 0,25, 0,50, 0,75 du maximum réalisable, et nous avons trouvé les points indiqués sur les diagrammes de la figure 15, pour les trois valeurs de débit 0,01, 0,1 et 0,5. Ces points se groupent très sensiblement sur des lignes droites convergeant vers un même point situé sur l'axe des abscisses. Comme il est aisé de déterminer pour un débit quelconque la valeur de  $\frac{T'_f}{L}$  qui correspond au minimum des frais d'installation, nous avons pu compléter les diagrammes par le tracé des courbes probables se rapportant à tous les débits intermédiaires entre 0,01 et 0,1 puis 0,1 et 0,5.



Valeurs du bénéfice % réalisé sur les frais d'exploitation

Fig. 15.

En utilisant ces diagrammes ainsi complétés, nous avons pu tracer en fonction du débit exprimé en m<sup>3</sup>/heure, les valeurs de  $\frac{T'_f}{L}$  en mm. par mètre courant qu'il convient d'adopter, si l'on veut gagner 0,25, 0,50, 0,75 ou 1,00 de la totalité du bénéfice réalisable sur les frais

d'exploitation, en partant de la solution conçue pour réaliser le minimum des frais d'installation.

On voit que pour le débit de 180 m<sup>3</sup>/heure, la perte peut atteindre 15,5 mm. par mètre si l'on se borne à réaliser 25 % du maximum, tandis qu'elle doit tomber à 8,5 mm. par mètre si l'on veut atteindre 75 % du maximum, c'est-à-dire une valeur deux fois plus petite. Les proportions restent sensiblement les mêmes pour les débits plus élevés.

Pour les installations importantes comportant une longueur développée L relativement très grande par rapport à la hauteur H, il conviendra de se rapprocher de la perte fournie par la courbe de 75 %.

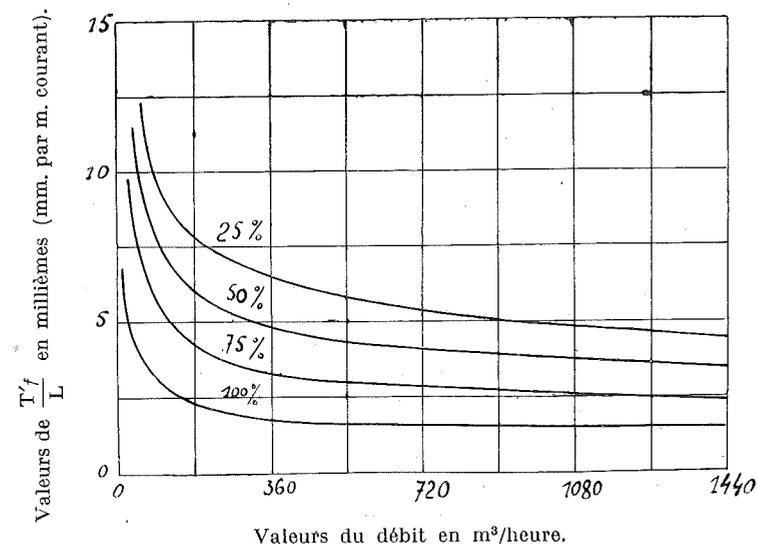


Fig. 16.

Sans doute ces conclusions dépendent des chiffres choisis pour base des calculs, mais on peut affirmer que dans les limites pratiques, ces conclusions restent valables pour des conditions d'exploitation différentes.

En utilisant la méthode exposée il sera d'ailleurs toujours possible d'examiner un problème qui se présenterait sous une forme plus complexe en raison de données spéciales.

**SOMMAIRE :**

Mémoires :	Pages
MINETTE-D'OULHAYE, M. — Exploitation des alluvions stannifères .....	p. 181
T. H. R. — Le chauffage des chaudières au charbon pulvérisé au moyen d'appareils individuels. (Suite et à suivre) .....	p. 194
<b>Bulletin :</b>	
HANOCQ, Ch. — Recherches expérimentales sur les pertes de charge dans les conduites forcées .....	p. 202
<b>Revue des Périodiques techniques</b> .....	220-229
<b>Bibliographie</b> .....	231

**Société Anonyme OUGRÉE-MARIHAYE, à OUGRÉE**

Charbonnages - Hauts-Fourneaux  
Fonderies - Aciéries - Laminoirs - Ponts et Charpentes

Charbons spéciaux — Charbons lavés — Coke — Briquettes lavées  
Fabrication des ciments et Briques de laitier — Laitiers granulés et concassés  
Goudron — Benzols

Ateliers de broyage de Scories Thomas placés sous le contrôle des Laboratoires d'analyses de l'Etat

Aciers Thomas, Siemens-Martin, Aciers électriques  
au carbone, nickel, chromo-nickel, silicium

**TOLES FORTES ET MOYENNES**

Tôles fines en acier doux Thomas, recuites en vase clos, convenant spécialement pour la galvanisation et l'émaillage ; Tôles spéciales pour carrosserie ; — Tôles Dynamos avec pertes maxima garanties de 3w6, 2w6, et 1w6. — Tôles étirées, Tôles décapées une ou deux fois ; Epaisseurs de 0.3 à 1.5 mm. ; largeur maximum 1.00 m. en longueurs variables suivant épaisseurs et jusqu'à 3.00 m. maximum.

**FEUILLARDS ET BANDES A TUBES**

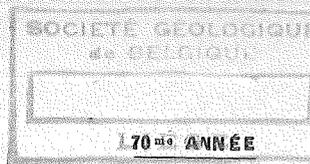
de 25 à 110 m/m. x 1.00 à 4 m/m en rouleaux de 75 et 150 kilogr. en une seule longueur.

Rails de tous profils, Eclisses, Traverses, Bandages, Essieux, Pièces martelées, Blocs pour matrices d'estampage, Poutrelles, Barres U, Aciers marchands et profilés, Barres à béton : Unies et crénelées, Lames de ressorts, Aciers pour fleurets de mines et canons de fusils, Verges pour Tréfileries, Aciers pour Automobiles, Piquets de clôture, Palplanches, Poutres rivées, Charpentes et Ponts.

**MONOPOLE EXCLUSIF DES VENTES :**

Société Commerciale de Belgique, OUGRÉE Adresse télégraphique  
SOGOBELGE-OUGRÉE  
522-16 R 24

Mentionnez la R. U. M. en écrivant aux annonceurs



**REVUE UNIVERSELLE DES MINES**

DE LA

**MÉTALLURGIE, DES TRAVAUX PUBLICS  
DES SCIENCES ET DES ARTS APPLIQUÉS A L'INDUSTRIE**

Annuaire de l'Association des Ingénieurs sortis de l'Ecole de Liège. (A. I. Lg.)  
paraissant le 1<sup>er</sup> et le 15 de chaque mois

Revue publiée sous la direction du Comité Scientifique de l'A. I. Lg.

Sommaire: Voir 4<sup>me</sup> page de la couverture

ABONNEMENT } Belgique et Congo Belge : Un an 125 francs  
Etranger : ..... Un an 150 francs  
Le numéro : 10 francs.

RÉDACTION ET ADMINISTRATION : 16, Quai des Etats-Unis, Liège

Imprimerie H. VAILLANT-CARMANNE, 4, Place St-Michel, Liège. — 553.

**Vannes à Eau  
Vannes à Gaz**

les plus robustes

Cie G<sup>le</sup> des CONDUITES d'EAU

LIÈGE

LIVRAISON RAPIDE

Mentionnez la R. U. M. en écrivant aux annonceurs