

RECHERCHES

expérimentales sur les pertes de charge dans les
conduites forcées.

Détermination de la section la plus économique,

PAR

Ch. HANOCQ,

Professeur à l'Université de Liège.

Nous avons eu l'occasion, au Congrès scientifique organisé en 1922, par l'Association des Ingénieurs de Liège, d'analyser une étude extrêmement intéressante de *Lebeau* et de rechercher en partant des données expérimentales fournies par lui, une relation fixant en fonction du coefficient α de Reynolds et d'un coefficient de rugosité ε , que nous définirons par la suite, la valeur du coefficient de résistance β entrant dans la formule classique de la perte de charge

$$h = 10^4 \beta \frac{w^2}{d} L. \quad (1)$$

Dans cette formule w désigne la vitesse d'écoulement,
 d le diamètre de la conduite,
 L la longueur de celle-ci.

Mettant à profit les progrès réalisés par les recherches d'ordre théorique dues à *Osborne Reynolds*, *Lebeau* (1) s'était efforcé de grouper les principaux résultats d'expérience fournis par les recherches de *Darcy*, de *Flamant* et de *Lang*

(1) Voir le mémoire de *Lebeau*, publié dans les comptes-rendus du Congrès de 1922, intitulé : « Calcul des pertes de charge dans les conduites d'air, de vapeur et d'eau, d'après de nouvelles recherches sur le coefficient de résistance ».

pour les conduites d'eau, de *Lorenz* et de *Ledoux* pour les conduites d'air comprimé, en utilisant comme variable indépendante le coefficient de *Reynolds* défini par la relation

$$\alpha = 10 \frac{w d \delta}{\mu} \quad (2)$$

δ représentant le poids spécifique du fluide évoluant, μ le coefficient de viscosité absolu, exprimé dans le système C. G. S.

De ses recherches patientes, il en était arrivé à déduire que le coefficient de résistance β , peut se mettre sous la forme

$$10^8 \beta = \frac{a}{\alpha^n} + b, \quad (3)$$

quelle que soit la nature du fluide, eau, vapeur d'eau ou air, et quel que soit le matériau employé pour la conduite.

Dans cette formule a et n étaient deux coefficients constants indépendants du diamètre et de la rugosité de la conduite, tandis que b était un coefficient variable avec le diamètre et avec la rugosité.

La forme de la fonction proposée par lui s'écartait il est vrai, de la formule d'*Ombeck* pour les tuyaux lisses, mais elle était à son insu lorsqu'il l'a proposée, identique à la formule de *Lees* déduite d'expériences plus récentes et plus sûres effectuées par le *National Physical Laboratory de Londres* sur les tuyaux lisses (tuyaux en verre et tuyaux en cuivre rouge étiré).

Cette formule de *Lees* s'écrit en effet

$$10^8 \beta = \frac{a}{\alpha^n} + b$$

avec

$$a = 312, \quad n = 0,35, \quad b = 3,66. \quad (4)$$

Pour le calcul de b , *Lebeau* proposait deux formules distinctes l'une pour les tuyaux en fer, l'autre pour les tuyaux en fonte.

Ainsi si b doit être considéré comme fonction du diamètre et de la rugosité lorsqu'il s'agit de tuyaux rugueux, b doit être regardé comme constant pour les tuyaux lisses.

Nous pouvons donc faire au sujet de b les remarques suivantes qui nous permettront de rechercher la forme de la fonction donnant b :

1) le coefficient b qui est une fonction du diamètre d et la rugosité moyenne du tuyau que nous désignerons par ϵ , est nécessairement fonction du rapport $\frac{d}{\epsilon}$, en vertu de la loi de similitude ;

2) la forme de cette fonction doit être telle que pour $\epsilon = 0$, b devienne constant, puisque dans ce cas la formule doit se ramener à celle de *Lees* pour les tuyaux lisses ;

3) pour d très grand, la rugosité doit cesser d'exercer une influence appréciable, et partant pour passer à la limite, lorsque $d = \infty$, la formule doit se ramener à celle de *Lees*.

En posant

$$b = k \left(\frac{\epsilon}{d} \right)^f + 2,66$$

nous avons réalisé la formule qui répond aux trois conditions que nous venons d'énoncer.

Toutefois en vue de faciliter les applications de la formule (3), nous avons substitué aux coefficients (4) les coefficients suivants :

$$a = 271,8$$

$$n = 0,333$$

$$b = 3,40$$

qui donnent pour les tuyaux lisses, la valeur de

$$10^8 \beta = \frac{271,8}{\alpha^{0,333}} + 3,40, \quad (5)$$



calculable sans l'utilisation d'une table de logarithme, et qui ne diffère de celle déduite de la formule de Lees, que de

- + 1,5 % pour $\alpha = 10^5$
- 0,9 % pour $\alpha = 10^6$
- 1,0 % pour $\alpha = 2 \times 10^6$.

§ I. Détermination de la valeur de b .

Avec ces nouvelles valeurs des coefficients a , b , n , b doit donc s'écrire

$$b = b' + 2.4 \quad (6)$$

b' étant mis pour

$$b' = k^f \left(\frac{\varepsilon}{a} \right). \quad (7)$$

Pour rechercher la forme de la fonction, nous avons déduit des diagrammes fournis par Lebeau pour les tuyaux en fer et en fonte les valeurs de b' , puis calculer les $\log. b'$; en multipliant les valeurs de $\log. b'$ par $\frac{d}{\varepsilon}$, ε étant choisi arbitrairement, nous avons constaté que la valeur

$$y' = \log b' \times \frac{d}{\varepsilon}$$

tendait vers une limite qui, pour les tuyaux en fer peut être évaluée à 2512 avec $\varepsilon = \frac{1}{10}$ m.m., ou à $\frac{251,2}{\varepsilon_1}$ pour $\varepsilon = \varepsilon_1$.

Pour les tuyaux en fonte, nous avons vérifié que y' suivait exactement la même loi, à la condition de prendre une rugosité ε , 8 fois plus grande que la rugosité des tuyaux en fer, c'est-à-dire

$$\varepsilon = 8 \varepsilon_1$$

Pour représenter la fonction y' , nous avons posé en conséquence

$$y' = \frac{\frac{251,2}{\varepsilon_1}}{k'^{f'} \left(\frac{\varepsilon}{d} \right)} \quad (9)$$

et obtenu pour

$$f' \left(\frac{\varepsilon}{d} \right) = \frac{\log \frac{251,2}{\varepsilon_1} - \log y'}{\log k'} \quad (10)$$

une courbe qui peut être représentée par l'équation suivante, d , ε et ε_1 étant exprimés en m.m.

$$y'' = \frac{1}{f' \left(\frac{\varepsilon}{d} \right)} = \frac{7.6}{\varepsilon_1} + 0,095 \frac{d}{\varepsilon} - \frac{2,00}{\varepsilon_1} \left[\frac{1200 - 10 d \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}}{1200} \right]^3 - \frac{0,8}{\varepsilon_1} \times \frac{1}{\varepsilon \frac{1}{10} d \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}} \quad (11)$$

Dans ces conditions

$$y' = \frac{\frac{251,2}{\varepsilon_1}}{10 \frac{10}{\varepsilon_1} \frac{1}{y''}} \quad (12)$$

et

$$b' = 10 \frac{y'}{d/\varepsilon} = 10 \frac{251,2 : d \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}}{10 \frac{10}{y'' \varepsilon_1}} \quad (13)$$

En utilisant la base des logarithmes népériens

$$b' = e^{\frac{0,578 : d \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}}{e \frac{2,3}{y'' \varepsilon_1}}} \quad (14)$$

$y'' \varepsilon_1$ ayant pour valeur, avec le mètre comme unité,

$$y'' \varepsilon_1 = 0,76 + 9,5 d \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon} - 0,200 \left[\frac{12 - 100 d \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}}{12} \right]^3 - \frac{0,080}{e 100 d \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}} \quad (15)$$

Nous donnerons ci-après, en fonction du rapport $d \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}$ le tableau des valeurs de b' déduites de cette formule, corrigée

toutefois pour tenir compte des résultats de nos expériences sur les tuyaux de petit diamètre que nous allons exposer.

Grâce à ce tableau, il sera aisé de déterminer sans autre calcul que l'extraction d'une racine cubique, le coefficient $10^8 \beta$, quelle que soit la nature du fluide ainsi que l'a montré *Lebeau*, et quelle que soit la nature du matériau employé pour la conduite, du moment où l'on connaît la valeur du rapport $\frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}$.

Connaissant, en effet, le rapport qui existe entre la rugosité moyenne du tuyau envisagé et la rugosité moyenne du tuyau en fer pris comme terme de comparaison, il est possible de fixer la valeur du rapport $d \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}$, puis celle de b' pour un diamètre d donné. Connaissant d et le débit, on peut en déduire w puis α , et enfin

$$10^8 \beta = \frac{271,8}{\sqrt[3]{\alpha}} + b' + 2,4. \quad (16)$$

Des recherches de *Lebeau* nous avons pu déduire que ε était égal à environ $8 \varepsilon_1$, pour les tuyaux en fonte. Nous verrons qu'en tenant compte de nos recherches, il paraît plus exact de prendre $\varepsilon = 6 \varepsilon_1$ pour les tuyaux en fonte, en se servant de la formule (15) corrigée comme il est indiqué dans ces notes sous le numéro (17) page 118.

En examinant les valeurs signalées par *Parry* dans le numéro du 8 septembre 1922 de l'*Engineering*, nous avons calculé que pour les tuyaux en ciment, la rugosité 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 0m500 et une mauvaise exécution, ε_1 peut aller jusqu'à 120.

Pour les tuyaux incrustés, il semblerait que ε puisse être pris en moyenne égal à $60 \varepsilon_1$, mais nous avouons que les

renseignements expérimentaux que nous avons trouvés à ce sujet dans la littérature technique sont très incertains, d'autant plus qu'il est difficile de préciser ce qu'il faut entendre par tuyau incrusté.

Nous croyons qu'à défaut de renseignements expérimentaux plus précis, il conviendrait de prendre pour le cas de tuyaux incrustés une valeur ε moitié plus faible; le calcul pourrait se faire dans ces conditions, en distinguant.

les tuyaux polis pour lesquels $\varepsilon = 0$

les tuyaux de 1^e catégorie (fer et acier laminé) $\varepsilon = \varepsilon_1$

les tuyaux de 2^e catégorie (fonte ou acier coulé) $\varepsilon = 6 \varepsilon_1$

les tuyaux de 3^e catégorie (fer ou fonte incrustés) $\varepsilon = 30 \varepsilon_1$

les tuyaux de 4^e catégorie (ciment) $\varepsilon = 1$ à $12 \varepsilon_1$, (exceptionnellement $120 \varepsilon_1$).

Il importe de remarquer que les chiffres donnés par les formules (14) et (15) pour les valeurs de $d \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}$ inférieure à 0.005, sortent des limites pour lesquelles des données expérimentales permettraient jusqu'à présent, une vérification.

§ 2. — Vérification expérimentale de la formule (16) pour les faibles valeurs de $d \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon}$.

C'est en vue de pouvoir nous rendre compte de l'ordre de grandeur de l'approximation fournie par la formule (16) pour les petites 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. dont nous allons rendre compte.

Grâce aux subsides qui nous ont été accordés par la Commission du Patrimoine de l'Université de Liège, nous avons pu adapter l'installation de la pompe centrifuge à l'étude expérimentale des pertes de charge sur les petits diamètres. La photographie reproduite fig. 1 montre la dis-

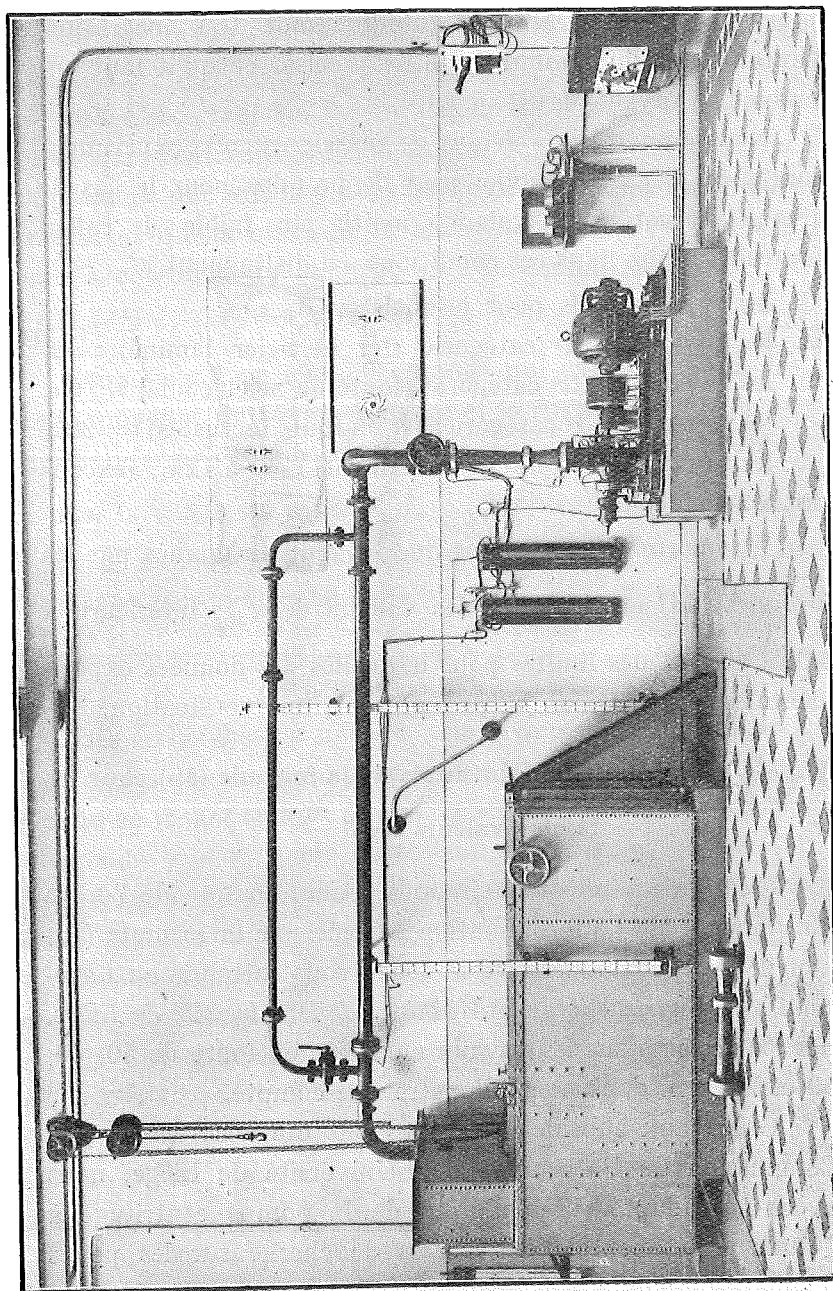


Fig. 1.

position en dérivation que nous avons utilisée, afin de permettre de poursuivre sans difficulté les essais de rendement sur la pompe.

Pour effectuer les essais de perte de charge, *la tuyauterie normale de refoulement de la pompe était obturée* en deça de la courbe de retour, au moyen d'un plein joint, et toute l'eau fournie par la pompe devait passer par la conduite d'essai, de faible diamètre.

Un robinet placé au coude de sortie de cette dernière, permettait de régler la pression et d'éviter des rentrées d'air qui auraient faussé complètement les résultats.

Par la manœuvre de la vanne placée à la sortie de la pompe et par la réglage de la vitesse de la pompe, il était possible de modifier la pression d'alimentation de la conduite d'essai et partant le débit.

Ce débit était mesuré par les indications au flotteur du bac de jauge, en même temps que par les observations au manomètre différentiel appliqué au *Venturi*.

La différence de pression de part en d'autre de la conduite d'essai était mesurée au moyen d'un second manomètre différentiel branché sur deux collets intercalés dans la conduit, aux extrémités des tronçons à essayer.

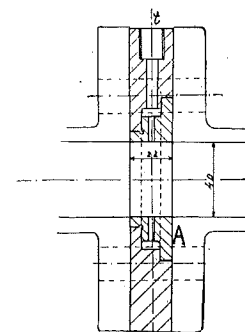


Fig. 2.

Pour avoir la certitude que la pression relecée représentait bien la pression moyenne à cet endroit de la conduite, le collet en question était constitué comme le montre la fig. 2 par un plateau en acier de 22 mm. d'épaisseur, au centre duquel était introduite une bague calibrée au

diamètre du tuyau essayé; cette bague percée d'ouvertures radiales réparties sur la périphérie formait avec l'alésage du plateau, une chambre communiquant avec le manomètre par le conduit *t* percé dans l'épaisseur de celui-ci.

Le tronçon essayé était constitué par un seul tuyau de 2m500 pour les diamètres de 50 mm. et de 40 mm., par 2 ou 3 tuyaux formant une longueur totale de 3 m. pour les diamètres de 30 et 20 mm.

Comme on peut le voir, la pression amont était relevée à une certaine distance du coude et toujours après une portion de conduite rectiligne ayant comme diamètre, celui du tuyau à essayer, de façon à éviter toute erreur provenant d'une contraction de la veine à l'entrée.

Nous devons faire observer toutefois pour être exact, que les tuyaux essayés vendus dans le commerce pour des tuyaux de 50, 40, 30 et 20 mm. n'avaient notamment pour le tuyau en fonte de 40 mm., qu'une valeur grossièrement approchée, et qu'ainsi il pouvait se produire à l'entrée du collet spécial alésé à la cote exacte, une légère contraction.

Nous aurons l'occasion de montrer en rendant compte des expériences effectuées, de l'influence de cette contraction sur les résultats, de même que de l'influence de joints mal exécutés, sur les pertes de charge observées.

Après quelques essais préliminaires et quelques tâtonnements pour interpréter les résultats, nous avons été amené à déterminer le diamètre moyen des tuyaux essayés, les calculs nous ayant montré qu'il devait y avoir une différence sensible entre le diamètre moyen pour toute la longueur du tuyau et le diamètre moyen aux extrémités.

Pour déterminer le diamètre moyen pour toute la longueur, nous avons rempli d'eau chacun des tronçons à essayer placé verticalement, après en avoir obturé l'extrémité inférieure par un joint étanche.

La capacité du tronçon de longueur l étant connue, le diamètre moyen s'en déduisait immédiatement et nous avons pu constater que celui-ci pouvait être très différent du diamètre nominal et même du diamètre moyen à l'entrée. Ce dernier que nous avons déterminé par la moyenne entre la plus grande et la plus petite dimension mesurée à chacune des

extrémités, est indiqué dans la dernière colonne du tableau ci-dessous.

TABEAU I

Nature des matériaux employés	Diamètre nominal du tuyau en mm.	Longueur l , en m.	Capacité en cm ³	Diamètre moyen calculé en mm.	Diamètre moyen mesuré en mm.	
					à l'entrée	à la sortie
Fonte	50	2.500	4631	48.55	47.75	51
Fer	50	2.500	5175	51.30	50.5	48.75
Fonte	40	2.505	3900	44.75	42.5	42
Fer	40	2.510	3140	40	38.75	39
Fonte A	30	1.500	1230	32.40	30.5	31.5
Fonte B	30	1.502	1225	32.20	30	30.25
Fer A	30	1.488	1130	31.10	29	29.
Fer B	30	1.488	1110	30.80	28	29
Fonte A	20	1.000	350	21.10	20.5	20.5
Fonte B	20	1.000	350	21.10	20.5	20.5
Fonte C	20	1.000	350	21.10	22.25	21
Fer A	20	1.000	355	21.20	18.75	18.75
Fer B	20	1.000	345	21	20	18
Fer C	20	1.000	345	21	18.75	18

Essais sur le Tuyau en fonte de 50 mm.

Les 30 et 31 octobre 1924, nous avons opéré avec le tuyau en fonte de 50 mm. en utilisant exceptionnellement un tronçon de 3 m. 25 constitué par deux tuyaux l'un de 2m50 et l'autre de 0m75, assemblés par brides boulonnées sur joint en caoutchouc de 3 mm. d'épaisseur. Les joints placés entre les collets spéciaux étaient également réalisées au moyen de feuilles de caoutchouc de 3 mm. d'épaisseur.

Les résultats obtenus pour le coefficient de résistance $10^8 \beta$, ont été établis en tenant compte dans le calcul de la vitesse w évaluée au moyen du diamètre moyen 48 mm. 55, et de la viscosité de l'eau à la température de 12° relevée au cours de l'essai; ils sont traduits en diagramme fig. 3.

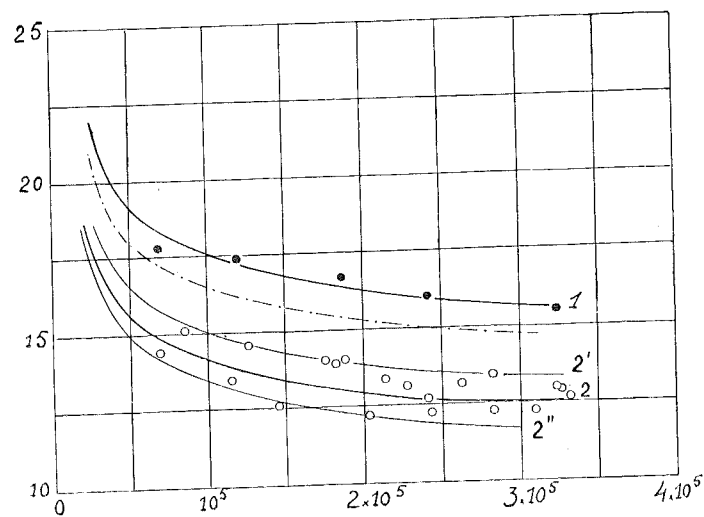


Fig. 3.

En éliminant deux points douteux, nous avons obtenu la courbe 1.

Cette courbe est nettement au dessus de celle indiquée par Lebeau et reproduite en trait mixte.

Amené à examiner la raison d'être de cette différence, nous nous sommes aperçu que 2 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 la section d'environ 60 à 70 mm².

Après avoir corrigé ce défaut, nous avons repris les expériences sur le tuyau de 50 mm. les 5 novembre, 22 et 24 décembre 1924, les 15 en 17 janvier 1925.

Pour réduire l'influence des pertes propres aux joints, nous avons reporté les collets spéciaux aux deux extrémités du tuyau de 2m. 500 de façon à nous rapprocher des conditions normales d'installation pour lesquelles on ne dépasse guère un joint pour 2m50, alors que dans l'expérience précédente ce nombre était de près de un pour 1m00 (3 pour 3m25); la perte évaluée par la mesure au manomètre différentiel comprend en effet, non seulement la perte de charge due aux frottements et tourbillonnements mais encore la perte propre aux deux joints situés en aval du premier collet et en amont du deuxième. Les résultats obtenus sont portés au diagramme fig. 3 courbe 2. Pour faciliter le tracé de cette courbe 2, nous avons déterminé la courbe enveloppant les points extrêmes 2' et 2''.

Comme on le voit, quand on répète un très grand nombre de fois les expériences au même débit, on obtient des points assez épars, l'écart pouvant atteindre 6% en plus ou en moins de la courbe moyenne. Nous avons pu réduire ces écarts dans les essais sur le tuyau de 40 mm. en opérant avec plus de méthode, notamment en faisant croître d'une manière plus régulière le débit pour passer d'une expérience à la suivante. Nous observerons toutefois dans la suite, qu'en opérant avec les mêmes soins sur les tuyaux en fer, nous avons obtenu des écarts en plus ou en moins de la courbe moyenne, sensiblement plus faibles, ce qui indique que ces écarts ne sont pas exclusivement provoqués par des erreurs expérimentales, mais bien par des modifications dans le régime d'écoulement, modi-

fications que peuvent amener des causes infimes et indécélables.

Si nous comparons à présent les résultats obtenus dans les deux séries d'expériences, nous constatons que la courbe moyenne pour la dernière série, est sensiblement inférieure à la courbe de *Lebeau*, celle-ci pouvant être considéré comme donnant une valeur normale correspondant à des joints courants, *relativement mal exécutés*.

Essais sur le Tuyau en Fonte de 40 mm.

Le tuyau en fonte de 40 mm. a en réalité un diamètre moyen de 44 mm. 75, ce qui signifie que ce tuyau présente des irrégularités de fonderie très importantes qui font que la section varie de 14 cm² à l'entrée à 17 cm² et peut-être davantage, à certains endroits.

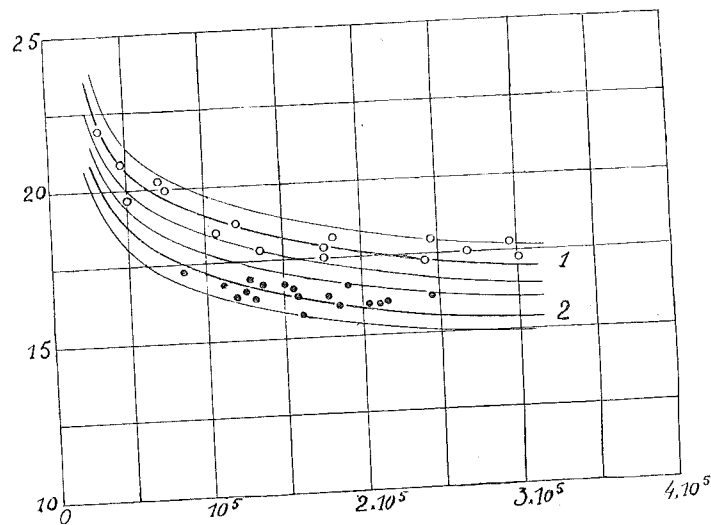


Fig. 4.

Aussi les essais des 5 et 6 mars 1925, ont-ils donné une courbe moyenne très au dessus de la courbe obtenue par le tuyau de 50 mm. (fig. 4, courbe 1).

Ce résultat est dû en partie à ce que la pression relevée

à l'entrée était influencée par la contraction de la veine, le diamètre intérieur du diaphragme ayant exactement 40 mm.

Pour éliminer cette cause d'erreur, nous avons fait tourner les extrémités du tuyau au diamètre exact de 44 mm.75 en réalisant un léger tronc de cône de raccord, puis nous avons porté l'alésage intérieur du diaphragme A (fig. 5) à 44 mm. 75 ; nous avons de plus modifié celui-ci pour obtenir un léger emboîtement et pouvoir à la fois centrer les joints et réduire au minimum l'épaisseur de ceux-ci.

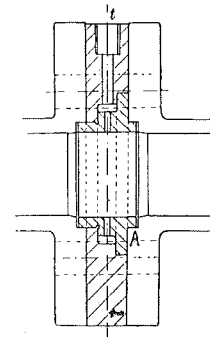


Fig. 5.

En opérant avec cette nouvelle disposition nous croyions obtenir des valeurs relativement normales pour les coefficients de résistance, ou tout au moins des valeurs très inférieures à celles primitivement observées.

Les résultats obtenus dans les essais des 27 et 28 avril 1925 sont traduits par la courbe moyenne 2 (fig. 4), qui montre qu'il n'en est rien. Sans doute les valeurs sont sensiblement plus faibles, mais les chiffres observés restent très élevés par rapport à ceux obtenus pour le tuyau de 48 mm. 55.

Ces essais montrent d'une manière très sûre, l'influence que peuvent avoir des irrégularités de sections, et le rôle néfaste que peuvent jouer les incrustations sur la perte de charge, lorsque leur répartition et leur importance provoquent des variations appréciables de vitesse à des intervalles très rapprochés.

Nous nous proposons de reprendre plus tard, une série d'essais sur des tuyaux de 40 mm. de fabrications différentes, pour préciser mieux encore le rôle joué par des irrégularités de fonderie, sur la valeur du coefficient de résistance.

Essais sur les Tuyaux en Fonte de 30 et 20 mm.

Les essais des 22, 28 et 29 mai 1925 sur le tuyau de 30 (exactement 32 mm.3) de même que ceux effectués les 21 et 25 octobre, 10, 11 et 12 décembre 1925 sur le tuyau de 20 mm. (exactement 21), nous ont donné des résultats normaux.

Dans le montage de ces tuyauteries de 30 et de 20 mm. nous avons eu soin de réaliser les joints avec des feuilles de papier de dessin enduites de minium, bien découpées et bien centrées, ou des joints en caoutchouc de 1 mm. d'épaisseur, de façon à éliminer au maximum l'influence de la discontinuité aux assemblages des tronçons entre eux, et des diaphragmes spéciaux avec les extrémités de la conduite essayée.

Ces résultats sont fournis par les courbes moyennes des figures 6 et 7, l'allure de la courbe étant choisie pour qu'elle

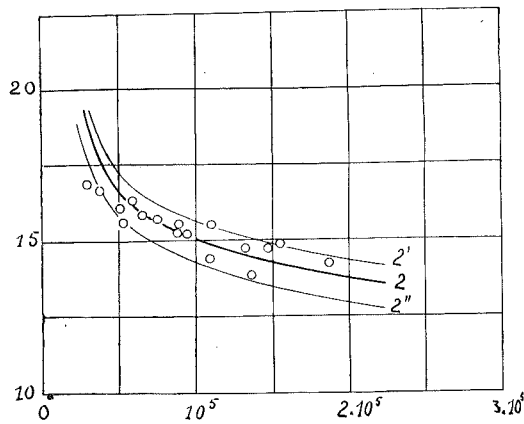


Fig. 6.

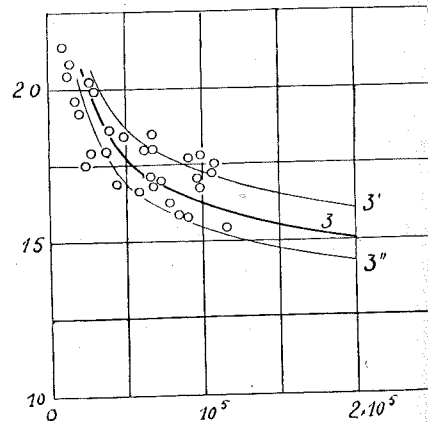


Fig. 7.

se trouve parallèle aux courbes obtenues pour les tuyaux de 40 et de 50 mm., la position en ordonnée étant choisie pour qu'elle passe par la région du maximum de densité des points observés.

Nous avons réuni sur la figure 8 les courbes moyennes obtenues dans les essais dont nous venons de donner connaissance.

Essais sur les Tuyaux en Fer de 50, 40, 30 et 20 mm.

Les essais conduits de la même manière que ceux entrepris sur les tuyaux en fonte, nous ont fourni les courbes 1, 2, 3, 4, tracées fig. 9 respectivement pour 50, 30 et 20 mm.

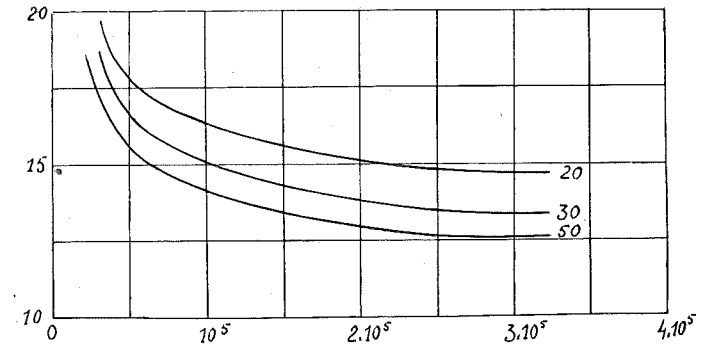


Fig. 8.

Pour le tuyau de 40 mm. nous avons obtenu la courbe 1 de la figure 10.

Plusieurs remarques s'imposent tout d'abord :

1° La courbe moyenne correspondant au diamètre d de 40 se trouve en dessous de la courbe moyenne de 50 mm., ce qui peut s'expliquer en partie par l'influence de la contrac-

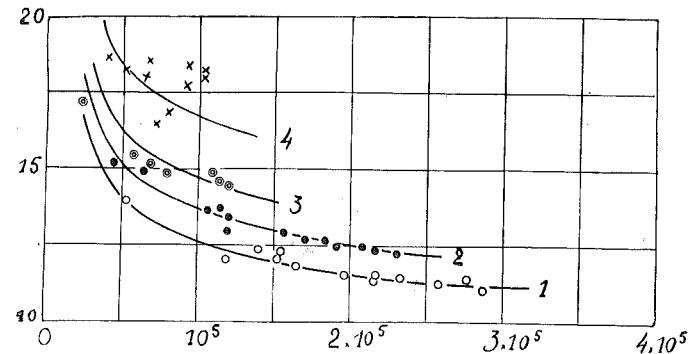


Fig. 9.

tion moindre à l'entrée et à la sortie, en partie parce que le tuyau de 40 mm. au moment des essais se trouvait particu-

lièrement lisse et complètement dépourvu de toute oxydation intérieure, ce qui n'était pas le cas pour le tuyau de 50 mm.

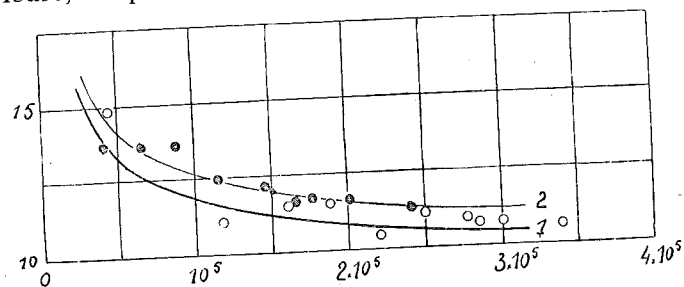


Fig. 10.

(Pour comprendre la première raison que nous donnons, il faut observer que le tuyau de 40 avait exactement le diamètre des diaphragmes, tandis que pour les essais sur le tuyau de 50 mm. le diamètre qui était exactement de 51,3, déterminait une dilatation brusque de 1 mm. 3 sur le diamètre, à l'entrée du tuyau.)

2° Les points observés sont sensiblement moins écartés de la courbe moyenne, ce qui peut s'expliquer en partie du moins, par le fait que les irrégularités de section étant moindres, les remous s'amorçaient moins facilement près des points de prise de pression et amenaient en conséquence moins de perturbations momentanées, et partant moins d'écart entre les valeurs observées.

3° Les expériences sur le tuyau de 20 mm. du 24 décembre 1925 qui nous avaient donné quelques points correspondants à la courbe 3 relativement très rapprochée de la courbe 2, ne se sont pas trouvées confirmées par les expériences des 4, 5 et 6 mars 1926, les points relatifs à ces dernières expériences se groupant sur la courbe 4.

Cette différence doit être attribuée pour la plus grande partie, à ce que dans l'intervalle du 24 décembre 1925 au 4 mars 1926, les tuyaux s'étaient rouillés intérieurement, et que de ce fait la rugosité avait sensiblement augmenté. Lors

des premiers essais alors que le tuyau était entièrement neuf, la surface interne apparaissait comme particulièrement bien polie, et de ce fait le coefficient de résistance devait être anormalement faible. C'est donc une courbe comprise entre 3 et 4 qui doit être considérée comme normale pour un tuyau en fer de 20 mm. rouillé intérieurement mais sans incrustation.

Pour nous assurer de la valeur de cette interprétation, nous avons repris le 20 mars 1926 les expériences sur le tuyau en fer de 40 mm. légèrement oxydé à l'intérieur, qui lors des essais du 27 mars 1925, apparaissait également comme particulièrement bien poli par le travail du laminage et qui ne présentait à ce moment aucune tache de rouille.

Les points obtenus sont indiqués en noir fig. 10 et se groupent très exactement sur la courbe de 50 mm. dessinée fig. 9. L'écart des deux courbes moyennes eût été certainement plus grand si le tuyau de 40 mm. avait été au moment du second essai entièrement oxydé.

CONCLUSIONS.

Il résulte de l'ensemble des expériences dont nous venons de donner connaissance,

1° qu'en première approximation les valeurs fournies par les formules (14) et (16) tant pour les tuyaux en fer que pour les tuyaux en fonte peuvent être regardées comme satisfaisantes pour les diamètres supérieurs à 20 mm., les valeurs indiquées paraissant toutefois légèrement plus élevées que celles obtenues avec des tuyaux *normalement réguliers et des joints bien exécutés* ;

2° qu'il est désirable pour les tuyaux en fonte notamment, de s'en tenir aux valeurs de *Lebeau*, sensiblement supérieures à celles trouvées pour les tuyaux normalement réguliers, puisque les tuyaux du commerce peuvent présenter des différences très considérables entre diamètre moyen, et

diamètre nominal, et que par mesure de sécurité il convient de tabler sur des valeurs défavorables ;

3° qu'entre les tuyaux en fonte particulièrement réguliers et les tuyaux en fer oxydés intérieurement, la différence de rugosité est assez peu sensible en tout cas inférieure à celle indiquée par les courbes de *Lebeau* ;

4° que ces dernières tiennent compte de la perte propre aux joints tout en supposant des joints pratiquement bien exécutés ;

5° qu'une mauvaise exécution des joints pour les petits diamètres peut conduire à des différences de perte de charge de 25 % et plus (voir essais sur le tuyau de 50 mm.);

6° qu'en ce qui concerne la loi de variation de b' en fonction de $d \frac{\epsilon_1}{\epsilon}$, les expériences dont nous venons de rendre compte, ne sauraient en fixer la valeur d'une façon très précise, mais que ces expériences permettent en tout cas de dire que la formule (14), doit être corrigée pour conduire à des valeurs plus faibles pour les faibles diamètres.

Nous proposons en raison de cette dernière conclusion de remplacer la formule (15) par la suivante, l'application de la formule (16) pouvant dès lors se faire en utilisant le tableau II qui a été dressé au moyen de cette dernière équation.

$$y'' = \frac{13}{\epsilon_1} + 52,5 \frac{d}{\epsilon} - 6,5 \frac{1}{\epsilon_1} \left[\frac{45 - 100 d \frac{\epsilon_1}{\epsilon}}{45} \right]^3 - \frac{2,2}{\epsilon_1} \frac{1}{e 100 d \frac{\epsilon_1}{\epsilon}} \quad (17)$$

Nous ne pensons pas qu'il soit utile au point de vue pratique de pousser plus loin ces recherches, étant donné que les tuyaux du commerce présentent des irrégularités de section et des variations de rugosité qui rendent l'application des formules illusoire au delà d'une certaine approximation ; et nous pouvons ajouter que dans les limites de l'approximation possible, les

TABLEAU II

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

$d \frac{\epsilon_1}{\epsilon}$	b'	Différences	$d \frac{\epsilon_1}{\epsilon}$	b'	Différences	$d \frac{\epsilon_1}{\epsilon}$	b'	Différences
1.400	1.403		0.275	2.494	0.088	0.050	4.206	0.198
1.300	1.433	0.030	0.250	2.584	0.090	0.040	4.487	0.281
1.200	1.465	0.032	0.225	2.682	0.098	0.030	4.876	0.389
1.100	1.499	0.034	0.200	2.751	0.109	0.020	5.380	0.504
1.000	1.535	0.036	0.175	2.915	0.125	0.015	5.764	0.884
0.900	1.574	0.039	0.150	3.090	0.175	0.010	6.178	0.414
0.800	1.621	0.047	0.135	3.236	0.146	0.008	6.357	0.179
0.700	1.683	0.062	0.120	3.386	0.150	0.006	6.697	0.340
0.600	1.779	0.096	0.110	3.478	0.092	0.005	7.130	0.433
0.500	1.902	0.123	0.100	3.572	0.094	0.004	8.093	0.963
0.450	1.984	0.082	0.090	3.671	0.099	0.003	9.443	1.350
0.400	2.083	0.099	0.080	3.776	0.105	0.002	13.850	4.407
0.350	2.214	0.131	0.070	3.887	0.111	0.001	55.000	41.150
0.300	2.406	0.192	0.060	4.008	0.121			

formules proposées et le tableau des valeurs de b' que nous en avons déduit, permettent de calculer les pertes de charge avec une sécurité aussi grande si pas plus grande que celle fournie par n'importe quelle formule empirique d'application restreinte, en usage dans les calculs techniques.

L'énorme avantage de la méthode que nous présentons résulte dès lors de ce que les calculs peuvent être conduits de la même manière quels que soient la nature du fluide et les matériaux employés pour la fabrication du tuyau, et quelle que soit la vitesse utilisée dans la conduite, et cela avec une sûreté et une rapidité qui ne cèdent à aucun autre procédé, du moment où l'on dispose du tableau des valeurs de b' .

Si on voulait toutefois reprendre la question au point de vue de l'application de la loi de similitude, il faudrait observer que le raisonnement que nous avons suivi pour établir la formule, n'est rigoureusement applicable qu'à la perte propre au tuyau et non à la perte particulière provoquée par les variations de section aux assemblages des brides.

Nous pouvons en effet admettre que la perte de charge dans une tuyauterie constituée par des tronçons assemblés, comporte deux parties l'une due aux pertes par frottement et tourbillonnements résultant de la viscosité du fluide et de la rugosité des parois, l'autre due aux pertes provoquées par les contractions et dilatations brusques à l'endroit des joints ; normalement on peut donc écrire pour une conduite de longueur totale l dont les joints sont distants de l'

$$h = 10^4 2g \beta \frac{1}{d} \frac{w^2}{2g} l + k \frac{l}{l'} \frac{w^2}{2g} \quad (18)$$

$\frac{l}{l'}$ représentant le nombre des joints, k un coefficient de perte propre au joint.

On peut donc écrire

$$h = \left[2g \cdot 10^4 \beta + k \frac{d}{l'} \right] \frac{w^2}{2g}, \frac{l}{d} \quad (19)$$

k étant malheureusement difficile à déterminer expérimentalement.

Si, en opérant successivement sur des tuyaux assemblés bout à bout au moyen de manchons extérieurs, puis sur les mêmes tuyaux assemblés par brides, on pouvait fixer la valeur de k , on voit qu'après avoir déduit le terme $k \frac{d}{l'}$ de la valeur expérimentale, il suffirait d'appliquer au terme restant la relation (16), pour en déduire la vraie valeur de b' .

Au point de vue purement technique, la question ne mérite pas toutefois d'être poussée aussi loin, étant donné l'incertitude qui règne sur la valeur de la rugosité moyenne et même du diamètre moyen des tuyaux du commerce.

§ 3. — Application de la formule (16) aux huiles de pétrole.

Rien ne pourrait mieux faire ressortir et progrès réalisé dans le calcul des pertes de charge par l'introduction de la méthode que nous venons d'exposer, que de montrer l'application qui peut en être faite à la détermination des pertes dans une « pipe line. »

Pour pouvoir toutefois exposer cette question, il convient de faire ressortir que la formule (16) ne s'applique qu'à l'écoulement tourbillonnaire, et que partant il y a lieu de fixer la limite à partir de laquelle l'écoulement laminaire devient tourbillonnaire.

Dans la pratique du calcul des conduites d'eau, on a exclusivement affaire peut-on dire, au régime tourbillonnaire pour lequel la vitesse est supérieure à la vitesse critique w_c et par conséquent pour lequel la formule (16) doit être utilisée.

Dans le calcul des pertes de charge provoquées par l'écoulement d'un fluide visqueux comme certaines huiles de pétrole, on est conduit, au contraire, à employer des vitesses d'écoulement correspondant au régime laminaire. La formule qui s'applique à ce dernier cas, est la formule de *Poiseuille* valable pour les tuyaux lisses comme pour les tuyaux rugueux, et qui peut se mettre sous la forme

$$h = \frac{16}{\alpha} \frac{4}{d} \frac{w^2}{2g} l$$

c'est-à-dire sous la forme de la formule (1) si l'on convient de représenter par $10^8 \beta$

$$10^8 \beta = 10^4 \frac{4 \times 16}{2g} \times \frac{1}{\alpha} = \frac{3,27 \cdot 10^4}{\alpha} \quad (20)$$

Ainsi les valeurs $\log. 10^8 \beta$ en fonction de $\log. \alpha$ pour le régime laminaire, les valeurs de $(10^8 \beta - b)$ pour le régime

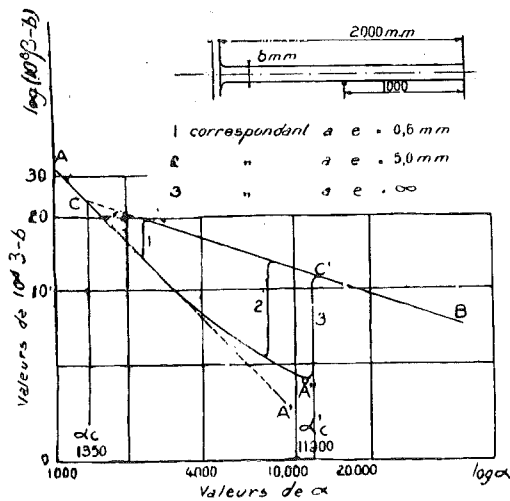


Fig. 11.

tourbillonnaire, correspondent à des droites AC, CB fig. (11) qui se coupent en un point C que l'on peut appeler le *point critique*.

L'abscisse de ce point correspond à environ $\alpha = 1350$.

On peut dire que jusqu'à la valeur de $\alpha = 1350$, l'écoulement se fait toujours sous le régime laminaire quelle que soit la nature du fluide ; au delà de cette valeur de α il existe un régime d'écoulement instable, mais à partir d'une valeur de α'_c variable avec la nature du liquide et la rugosité des parois du tuyau, l'écoulement a toujours lieu suivant le régime tourbillonnaire. Comme il convient par mesure de sécurité de prendre la valeur la plus élevée de β pour le calcul de la perte de charge, on peut dire que la formule (16) doit être appliquée à partir de $\alpha_c = 1350$, et qu'en dessous seulement de cette valeur il faut avoir recours à la formule (20). Pour

préciser nous reproduisons fig. (12) les diagrammes obtenus en portant les valeurs de $\log(10^8 \beta - b)$ en fonction de $\log \alpha$ correspondant aux résultats des expériences effectuées au *National Physical*

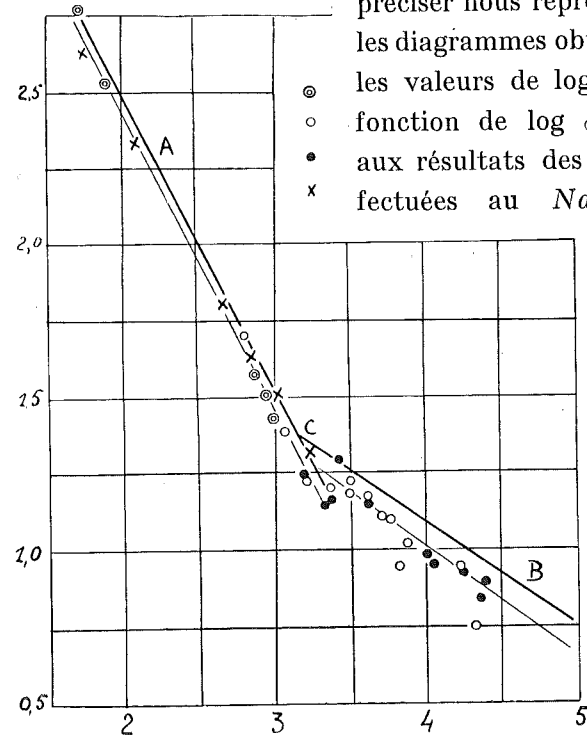


Fig. 12.

Laboratory sur des huiles de pétrole de différentes provenances, d'après des documents qui nous ont été communiqués par M. J. W. Cameron, ingénieur en chef aux ateliers Hayward Tyler's, spécia-

lisés dans la fabrication des pompes à mazout. Tous les points se groupent très exactement comme on peut le voir, sur une droite AC pour la région du régime laminaire ;

pour la région du régime tourbillonnaire les points sont moins régulièrement disposés en raison de ce que plusieurs tombent dans la région d'écoulement instable, mais on peut encore tracer la droite CB (en trait fin) pour représenter la variation de la valeur moyenne en fonction de $\log. \alpha$. Les courbes en trait fort sont celles qui correspondent aux formules indiquées dans cette étude, le point C d'intersection ou point critique, ayant pour abscisse $\alpha_c = 1320$.

Comme les courbes en trait fort se trouvent toutes deux au dessus des courbes en trait faible qui relient les points expérimentaux, les valeurs fournies par les formules proposées doivent être considérées comme légèrement trop élevées ; ce fait ne peut toutefois être considéré que comme favorable si l'on veut conserver une sécurité suffisante dans la prédétermination des pertes. Il suffirait d'ailleurs pour suivre exactement la courbe expérimentale dans la région du régime tourbillonnaire de poser

$$10^8 \beta = \frac{271,8}{\alpha^{0,354}} + 3,4 . \quad (21)$$

L'emploi de cette formule rendrait toutefois nécessaire l'utilisation d'une table de logarithme pour le calcul du dénominateur de la fraction et n'apporterait pas de correction vraiment utile à la formule proposée.

La conclusion très nette est donc que la méthode exposée est applicable à des liquides de viscosités très différentes de celle de l'eau, pour autant que l'on assimile les tuyaux en acier laminé à des tuyaux lisses, la constante 3,4 s'appliquant à ces derniers seuls.

Cette dernière conclusion peut s'expliquer de la manière suivante :

Dans les « pipe line » auxquelles s'appliquent les valeurs expérimentales trouvées ci-dessus, les joints sont peu nombreux et ne créent aucune discontinuité appréciable alors que

les valeurs fournies par les formules proposées dans cette étude tiennent compte ainsi que nous l'avons fait ressortir par nos essais, des pertes aux joints ; d'autre part avec des fluides comme les huiles de pétrole, l'oxydation n'est pas à craindre et nous avons vu également par nos expériences, que la présence d'une mince couche de rouille augmentait sensiblement la rugosité ; enfin les fluides très visqueux en adhérant à la paroi, réduisent vraisemblablement l'influence de la rugosité.

Pour faire saisir l'action de la viscosité sur la vitesse critique et sur le débit d'une conduite déterminée, M. Cameron a calculé pour quatre qualités d'huile dont les coefficients par de viscosité μ sont donnés en fonction de la température

les diagrammes de la figure (13) les valeurs de la vitesse atteinte dans une conduite de 100 mm. de diamètre, pour une hauteur de charge h mesurée par 100 m. de conduite.

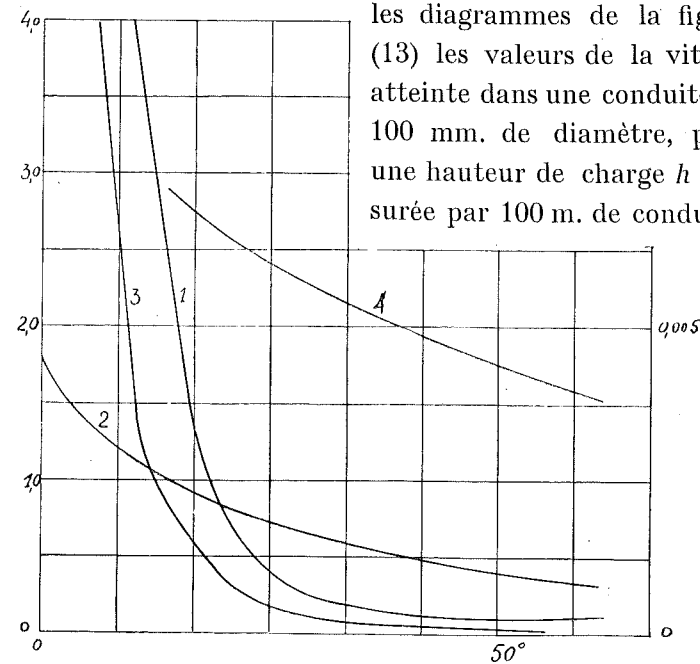


Fig. 13.

On voit (fig. 14) que pour les huiles ayant une faible viscosité, les vitesses pratiquement réalisées correspondent toutes à des valeurs supérieures à la vitesse critique ; c'est

le cas pour les huiles (2) et (4) pour lesquelles w_c est égal respectivement à 0m18 et 0m02.

Pour l'huile dont la viscosité est fournie par la courbe 1 la vitesse critique inférieure est située dans la région d'utilisation, les 2 vitesses étant données respectivement par les relations

$$\alpha'_c = \frac{10 w d \delta}{\mu} = 2000$$

$$\alpha'_c = \frac{10 w d \delta}{\mu} = 2825 .$$

Entre les deux vitesses critiques 1m80 et 2m55, la perte est indéterminée, mais elle est en tout cas inférieure à celle

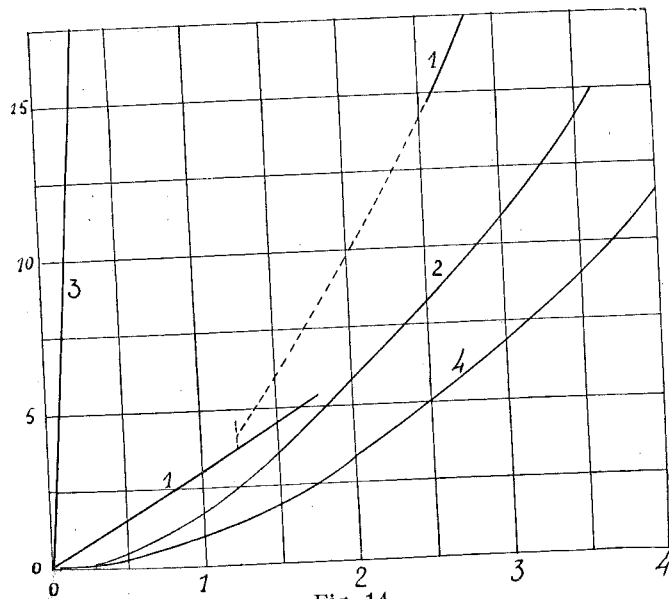


Fig. 14.

indiquée par la courbe pointillée fournie par notre formule (16) que l'on peut prolonger jusqu'à la vitesse critique théorique correspondant à

$$\alpha = 1320 .$$

En procédant ainsi on sera toujours sûr de réaliser le débit imposé par la hauteur de charge qui ressortira du calcul.

Avec des huiles extrêmement visqueuses comme celle dont le coefficient est donné par la courbe 3 de la figure (13) les vitesses utilisables sont très faibles, et l'écoulement se fait toujours sous le régime laminaire, ainsi que l'indique la courbe 3 de la figure (14).

§ 4. — Etude de la vitesse la plus économique.

Tout calcul de perte de charge est basé sur la connaissance du diamètre de la conduite ou ce qui revient au même de la vitesse admissible dans celle-ci.

La détermination se fait généralement en s'imposant la condition que la perte de charge n'atteigne qu'une fraction assez faible de la hauteur totale d'élévation s'il s'agit d'une pompe, de la hauteur de chute s'il s'agit d'une turbine. On pose par exemple, assez souvent, pour la conduite de refoulement $T' = 0,03$ à $0,05 H$.

Mais le chiffre de 0,03 ou 0,05 est assez arbitraire, et il est bien certain que la vitesse ainsi déterminée ne saurait représenter qu'accidentellement la vitesse la plus économique. Celle-ci peut d'ailleurs s'entendre à deux points de vue bien distincts :

- 1) celui des frais d'installation ;
- 2) celui des frais d'exploitation.

Nous montrerons clairement à la fin de cette étude que la vitesse qui conduit au minimum des frais d'exploitation est très inférieure à celle qui conduit au minimum des frais d'installation et que la question ultime qui se pose à l'ingénieur chargé d'établir les dimensions d'une conduite importante est, en dernière analyse, de rechercher le gain réalisable sur les frais d'exploitation en fonction de l'accroissement des frais d'installation, de manière à choisir judicieusement une valeur intermédiaire entre les deux limites.

Il n'est pas possible de conduire une telle étude sans faire intervenir des grandeurs numériques dont les valeurs choisies peuvent varier dans d'assez larges limites, suivant les circonstances. Des conclusions dépendent toutefois très peu de ces valeurs si bien qu'on peut les considérer comme ayant une portée très générale. La méthode du reste peut servir de point de départ pour l'examen d'une question plus complexe en raison de données spéciales. Nous savons que la question a déjà été étudiée à plusieurs reprises, mais à notre connaissance, il n'a jamais été fait aussi nettement la distinction entre la vitesse conduisant au minimum du prix d'installation et la vitesse correspondant au minimum des frais d'exploitation, et le problème du choix de la vitesse la plus rationnelle comprise entre ces deux valeurs extrêmes, n'a jamais été traité avec netteté.

A. — Calcul des frais d'installation.

Appelons ρ le prix d'installation d'un cheval-vapeur pour le groupe moteur-pompe complet sur fondation, bâtiment non compris, ρ' le prix du kilogramme de tuyauterie placée. Le prix d'installation P (non compris les bâtiments dont la valeur est, peut on dire, indépendante des dimensions adoptées pour la conduite) aura pour valeur

$$P = \rho N_c + \rho' \times \delta_1 \pi d L (a + kd) \quad (22)$$

N_c désignant la puissance totale installée non compris la réserve.

δ_1 désignant le poids spécifique des matériaux employés pour la conduite ;

L la longueur de la conduite ;

d le diamètre de celle-ci ;

a et k deux coefficients qui fixent l'épaisseur de la conduite, et que l'on peut considérer comme constants du

moment où l'on ne dépasse pas une pression normale de 15 kg/cm², pour la fonte tout au moins.

Exprimons N_c en fonction des quantités supposées connues w et d ; nous pouvons écrire, n étant le rendement du groupe

$$N_c = \frac{\delta Q H'}{75 \eta} = \frac{\delta \frac{\pi d^2}{4} w H'}{75 \eta} \quad (23)$$

et en observant que

$$H' = H + T_f = H + 10^4 \beta \frac{w^2}{d} L \quad (24)$$

nous obtiendrons

$$P = \frac{\rho \delta}{75 \eta} w \frac{\pi d^2}{4} \left(H + 10^4 \beta \frac{w^2}{d} L \right) + \rho' \delta_1 a \pi d L + \rho' \delta_1 k \pi d^2 L \quad (25)$$

La valeur de w qui conduit au minimum de P est donnée par la relation

$$\frac{dP}{dw} = \frac{\partial P}{\partial w} + \frac{\partial P}{\partial d} \frac{d(d)}{dw} = 0. \quad (26)$$

Après réduction cette équation conduit à la relation

$$\frac{5}{8} 10^4 \beta \frac{\rho d}{75 \eta} w^2 - \frac{\delta_1 \rho' a}{2w} - \frac{\delta_1 \rho' k d}{w} = 0 \quad (27)$$

Pour rendre explicite cette fonction de d , et pouvoir en tirer des déductions utiles, il convient d'observer que β est fonction de w et de d . Nous ne pouvons toutefois envisager d'introduire dans cette dernière équation la valeur de β fournie par la relation (16) sous peine de ne pouvoir ni la discuter ni la résoudre. Heureusement que pour les valeurs habituelles du coefficient de Reynolds, β varie peu avec α , et dépend particulièrement du diamètre d ; il en résulte que pour l'étude de la question présente, on peut considérer comme suffisant de poser

$$10^4 \beta = A + b' \quad (28)$$

et de remplacer la fonction exponentielle donnant b' , par

une fonction du second degré correspondant à une hyperbole équilatère, ayant l'asymptote parallèle à l'axe des x , à la cote 4,5

$$(b' - 4,5) \times d = 0,29 \quad (29)$$

La différence entre la valeur donnée par cette relation et la valeur réelle fournie par la formule (14) ne dépasse pas pour $d=0m100$, 0,08, et 0,05 pour $d=1m00$.

$10^8\beta$ peut donc se mettre sous la forme

$$10^8\beta = 9,46 + \frac{0,29}{d} \quad (30)$$

En introduisant cette valeur dans la relation (27), nous obtiendrons l'équation finale

$$d^2 - \left(bw^3 - \frac{a}{2k} \right) d - cw^3 = 0 \quad (31)$$

dont les coefficients b et c ont la signification suivante :

$$b = \frac{5}{8} \frac{9,46}{10^4 75 \eta_1} \times \frac{\rho \delta}{\rho' \delta_1} \frac{1}{k} \quad (32)$$

$$c = \frac{5}{8} \frac{0,29}{10^4 75 \eta_1} \times \frac{\rho \delta}{\rho' \delta_1} \frac{1}{k} \quad (33)$$

Comme on le voit la vitesse la plus économique au point de vue des frais d'installation ne dépend pas de la hauteur d'élévation ni de la longueur développée L de la conduite, ce qui choque immédiatement le bon sens. Nous verrons en traçant les courbes de P pour différentes valeurs de $\frac{L}{H}$, et un débit Q donné, que si le minimum mathématique est réalisé pour une valeur unique de w , il n'en est pas de même du minimum pratique; c'est ainsi que pour $\frac{L}{H}$ voisin de la valeur minimum 1,5, il n'existe aucune différence appréciable entre le prix de l'installation réalisant la vitesse optimum, et celui de l'installation calculée avec une vitesse

deux fois plus élevée; nous reviendrons sur cette question dans nos conclusions.

Pour effectuer les calculs numériques nous avons choisi les valeurs suivantes qui correspondent à une installation de moyenne importance utilisant l'énergie électrique fournie par une centrale. Nous avons admis comme prix du cheval-vapeur ρ pour le groupe moteur-pompe 1.000 francs, bâtiment non compris, et nous l'avons porté à 1.400 francs pour tenir compte de la réserve nécessaire comprise généralement entre la moitié et le tiers de la puissance utilisée.

Pour ρ' prix du kg. de fonte placement compris, nous avons adopté 1 franc, pour η rendement du groupe, 0,65 qui représente une valeur normale.

Pour les coefficients de la formule

$$e = a + kd$$

nous avons adopté

$$a = 0,007$$

$$k = 0,0166$$

valeurs qui correspondent aux tuyauteries en fonte.

Les chiffres ci-dessus étant introduits dans la formule (31) nous en avons déduit la courbe 1 de la fig. (15) donnant d en fonction de w . La courbe (1), en trait fort tracée en utilisant la relation du débit

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} w, \quad (34)$$

donne la valeur de Q en fonction de la valeur optimum de w .

On constate que pour les débits supérieurs à 0,01 m³/sec ou 36 m³/heure, la vitesse la plus favorable est donc supérieure à 1m10.

B. — Calcul des frais d'exploitation.

Nous calculerons à présent les frais annuels F d'exploitation dans les conditions suivantes :

1) Amortissement en 20 ans avec intérêt 6% soit une

annuité de 0,087, le chiffre de 20 ans trop élevé pour les machines, étant choisi pour tenir compte de la vie beaucoup plus longue attribuée normalement aux tuyauteries ;

2) Entretien pris égal à 0,05 de la valeur des machines en fonctionnement ;

3) Utilisation : h heures par jour, la valeur de h étant prise dans les calculs suivants, égale à 8 heures et à 16 heures, de manière à nous rendre compte de l'influence de ce facteur ;

4) Prix du kW-h ρ'' fr. 0,30.

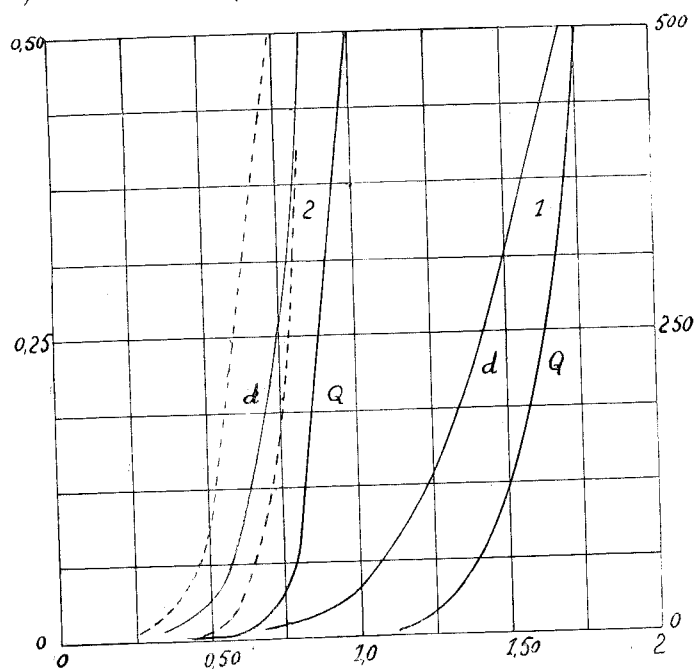


Fig. 15.

La valeur de F ressort dans ces conditions à

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

Si nous n'avons pas tenu compte dans l'évaluation du coût de l'installation du prix des bâtiments et dans l'évaluation des frais d'exploitation des dépenses pour le personnel, c'est que ces deux postes représentent sensiblement des valeurs

fixes indépendantes du choix du diamètre de la tuyauterie et que, partant, ces termes n'interviennent pas dans l'évaluation du minimum.

En groupant les termes en N_e , puis en remplaçant comme précédemment N_e en fonction de w , de H , d et L , nous obtenons

$$F = \frac{\delta}{75\eta} \frac{\pi d^2}{4} w \left[H + 10^4 \beta \frac{w^2}{d} L \right] \rho''' + 0,087 \delta_1 \rho' a \pi d L + 0,087 \delta_1 \rho' k \pi d^2 L \quad (35)$$

ρ''' étant pris pour

$$\rho''' = 0,087 \rho + h \times 365 \times 0,736 \rho'' + 0,05 \rho \quad (36)$$

En égalant à zéro la dérivée $\frac{dF}{dw} dw$ nous obtiendrons l'équation suivante :

$$\frac{5}{8} \frac{\delta}{75\eta} 10^4 \beta \rho''' w^2 - 0,087 \delta_1 \rho' \frac{a}{2w} - 0,087 \delta_1 \rho' k \frac{d}{w} = 0 \quad (37)$$

qui fixe la valeur de w en fonction de d , et partant en fonction de Q .

Nous aurons toutefois à tenir compte de ce que β est fonction de d , et à remplacer β par sa valeur (30).

L'équation peut alors se mettre sous la forme

$$d^2 - \left(b w^3 - \frac{a}{2k} \right) d - c w^3 = 0 \quad (38)$$

avec les valeurs suivantes des coefficients b et c :

$$b = \frac{5}{8} \frac{9,46}{10^4 75 \eta} \frac{\rho''' \delta}{\rho' \delta_1} \frac{1}{0,087 k} \quad (39)$$

$$c = \frac{5}{8} \frac{0,29}{10^4 75 \eta} \frac{\rho''' \delta}{\rho' \delta_1} \frac{1}{0,087 k} \quad (40)$$

La courbe 2, en trait faible, de la figure (15) donne le diamètre, et la courbe 2, en trait fort, le débit calculé par la relation (34), en fonction de w , les valeurs des coefficients

servant de base étant les mêmes que ci-dessus. Ainsi la vitesse qui conduit au minimum des frais d'exploitation est très inférieure à la vitesse qui conduit au minimum des frais d'installation, l'écart entre les deux valeurs étant fixé pour chaque débit par la différence des abscisses correspondant aux deux courbes 1 et 2.

Pour faire ressortir l'influence du nombre d'heures d'exploitation, nous avons tracé en pointillé les courbes du diamètre d et du débit Q pour $h=16$, au lieu de $h=8$, employé dans le calcul précédent. La vitesse la plus économique diminue comme on le voit à mesure que le nombre d'heures d'utilisation augmente, mais dans une mesure assez faible toutefois.

C. — Détermination de la vitesse la plus favorable.

La solution qui consisterait à choisir la vitesse correspondant au minimum des frais d'exploitation ne saurait être considérée comme la plus favorable parce qu'aux environs du minimum, les frais diminuent lentement avec l'accroissement de la vitesse, tandis qu'au contraire les frais d'installation croissent rapidement à mesure qu'on se rapproche du maximum. En adoptant la vitesse correspondant strictement au minimum des frais d'exploitation on serait amené à investir dans l'entreprise un capital supplémentaire qui ne serait pas justifié par le bénéfice réalisé ; de plus l'accroissement des sections de conduite qui en résulterait pourrait entraîner des difficultés d'entretien que ne saurait compenser la diminution des charges d'exploitation.

Pour traiter cette question nous avons tracé successivement pour trois débits,

0,01, 0,1, 0,5

m³ par seconde, les courbes des prix P' par cheval utile installé fig. (16) et des frais F d'exploitation par cheval-heure fig. (17).

Les courbes 3 se rapportent à $\frac{L}{H} = 100$, les courbes 2 à $\frac{L}{H} = 20$ et les courbes 1 à $\frac{L}{H} = 1,5$.

Pour ce dernier rapport toutefois, les 3 courbes se confondent sensiblement, et partant nous n'avons maintenu que celle en trait fort. Les courbes en trait fort se rapportent au débit de 0,01 m³/sec, les courbes en trait faible au débit de

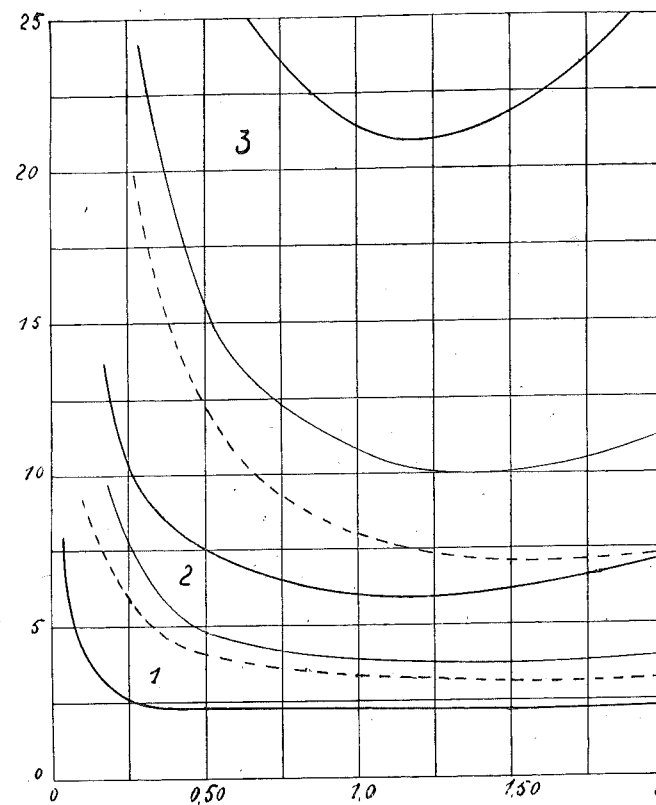


Fig. 16.

0,1 m³/sec, et les courbes en trait pointillé, au débit de 0,5 m³/sec.

Les formules utilisées pour le calcul de ces courbes, peuvent se déduire aisément des formules (25) et (35).

On trouve

$$P' = A + Bw^{5/2} + Cw^{-1/2} + Dw^{-1} \quad (41)$$

avec

$$A = \frac{\rho}{\eta} = 2140 \quad (42)$$

$$B = \frac{\rho}{\pi} 10^4 \beta \frac{\sqrt{\pi}}{2} \frac{L}{H} \frac{1}{\sqrt{Q}} = 2,27 \frac{1}{\sqrt{Q}} \frac{L}{H} \quad (43)$$

$$C = 2\rho' a \sqrt{\pi} \frac{75}{\rho} \frac{1}{\sqrt{Q}} \frac{L}{H} = 13,4 \frac{1}{\sqrt{Q}} \frac{L}{H} \quad (44)$$

$$D = 4\rho' k \frac{75}{\delta} \frac{L}{H} \quad (45)$$

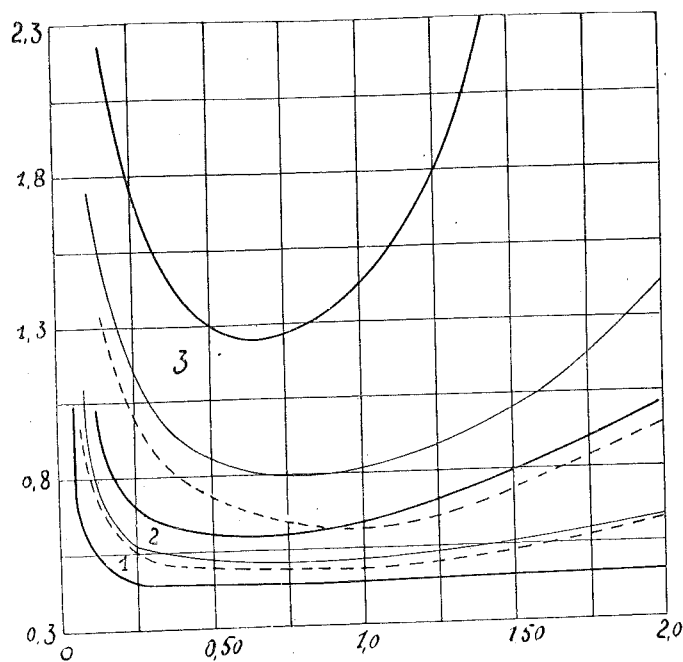


Fig. 1/.

et pour les frais d'exploitation par cheval utile — heure F' ,

$$F' = A + Bw^{5/2} + Cw^{-1/2} + Dw^{-1} \quad (46)$$

avec

$$A = \frac{\rho''}{365 \times h \times \eta} \quad (47)$$

$$B = \frac{10^4 \beta}{365 h \eta} \frac{\sqrt{\pi}}{2} \rho'' \frac{1}{\sqrt{Q}} \frac{L}{H} = 0,000468 \frac{1}{\sqrt{Q}} \frac{L}{H} \quad (48)$$

$$C = \frac{0,0872 \delta_1}{365 \times h} \rho' \sqrt{\pi} a \frac{75}{\delta} \frac{L}{H} \frac{1}{\sqrt{Q}} = 0,000402 \frac{1}{\sqrt{Q}} \frac{L}{H} \quad (49)$$

$$D = \frac{0,0874 \delta_1}{365 h} \rho' k \frac{75}{\delta} \frac{L}{H} = 0,001075 \frac{L}{H} \quad (50)$$

Les coefficients numériques ont été calculés en adoptant pour $10^8 \beta$ une valeur moyenne 12 afin de ne pas compliquer les calculs, les résultats étant peu influencés ainsi que nous l'avons vérifié, pour une variation même assez considérable de ce chiffre.

Les diagrammes fournis par les figures (16) et (17) nous ont permis de calculer pour chacun des débits, et pour chacune des valeurs de $\frac{L}{H}$ 1,5, 20 et 100, l'augmentation en % des frais d'exploitation, à partir du minimum, en fonction de la vitesse w . Le point initial de chacune des courbes 1, 2, 3 correspondant aux trois valeurs de $\frac{L}{H}$ envisagées figure (18) est nécessairement donné par la vitesse correspondant au minimum des frais d'exploitation, indépendante comme nous l'avons vu, de $\frac{L}{H}$. Les trois courbes 1, 2, 3 de la figure (18) se rapportent au débit de 0,1 m³/sec.

Les trois courbes 1', 2', 3' donnent en fonction de la même vitesse, la diminution des frais d'installation à mesure que celle-ci croît, le minimum étant atteint pour la vitesse fixée par les diagrammes de la figure (15).

Des courbes de la figure (18) nous avons déduit ensuite les courbes du bénéfice en % réalisé sur les frais d'exploitation en fonction de l'accroissement en % des frais d'installation,

Les courbes 1, 2, 3 de la figure (19) montrent pour les 3 valeurs de $\frac{L}{H}$ envisagées, comment à mesure que l'on fait croître

les frais d'installation à partir du minimum, le bénéfice réalisé va croissant de moins en moins rapidement. C'est ainsi qu'en dépassant 5% le minimum, on réalise une diminution de près de 17% des frais d'exploitation pour $\frac{L}{H} = 100$, alors qu'en

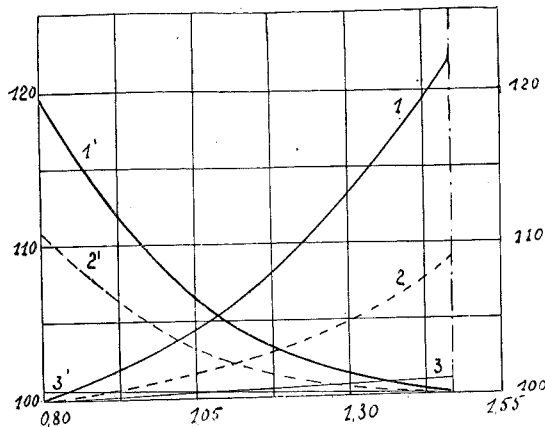


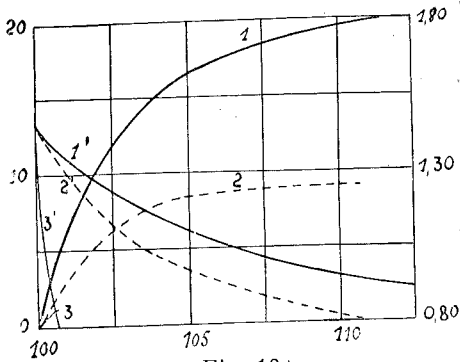
Fig. 18.

de 20% en plus, le bénéfice n'atteint que 21%. On voit donc qu'il ne peut être question de s'en tenir à la vitesse qui conduit au minimum des frais d'exploitation, sous peine d'exagérer sans avantage appréciable, le capital investi. Les courbes 1', 2', 3' donnent les vitesses correspondant aux abscisses; il est possible ainsi de trouver, en consultant ces diagrammes, la valeur qui permet de réaliser la $\frac{1}{2}$ ou les $\frac{3}{4}$ du bénéfice possible.

Les figures (20) et (21) donnent pour les débits de 0,01 de 0,5, et les mêmes diagrammes.

L'ensemble de ces diagrammes permet par interpolation, de fixer la valeur de la vitesse optimum pur un débit quelconque compris entre 0,01 et 0,5.

Nous avons réussi toutefois à donner à nos conclusions une forme plus simple et plus précise en calculant pour les



Eig. 19.

différents débits 0,01, 0,1 et 0,5 envisagés, et les valeurs de $\frac{L}{H}$ égales à

$$1,5, 20, 100.$$

la valeur de la perte par mètre

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

Nous avons adopté successivement pour vitesse celle qui conduisait à un bénéfice de 0,25, 0,50 et 0,75 du maximum, et nous avons trouvé les points indiqués sur les diagrammes de la figure (22).

Ces points se groupent très sensiblement sur des droites convergent vers un même point situé sur l'axe des abscisses. Comme il est aisé de déterminer pour un débit quelconque, la valeur du $\frac{T'_f}{L}$ qui correspond

au minimum des frais d'installation, nous avons pu tracer les droites qui se rapportent à tous les débits intermédiaires entre 0,01 et 0,1 puis entre 0,1 et 0,5.

Les diagrammes de la perte de charge par m. courant de conduite, en

fonction du débit, lorsqu'on veut gagner respectivement 0,25, 0,50, 0,75 et 1,00 des frais d'exploitation, sont donnés

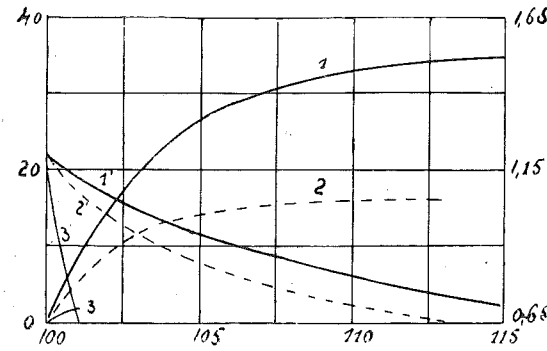


Fig. 20.

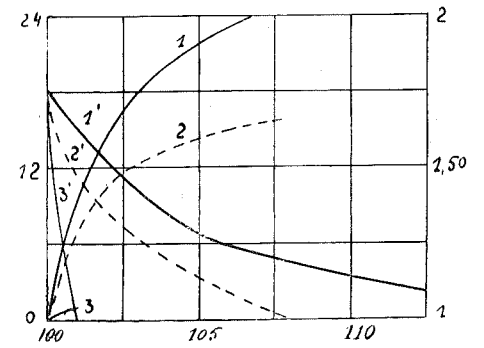


Fig. 21.

par la figure (23); ces diagrammes peuvent être déduits aisément de la lecture des diagrammes précédents.

On voit que pour un débit de 36 m³/heure par exemple, la perte % peut atteindre 0,0175 si l'on s'en tient à la vitesse qui correspond aux frais d'installation minima. Cette perte correspond pour un rapport $\frac{L}{H} = 1,5$ à une perte par mètre de hauteur d'élévation, d'environ 0,025.

Pour $\frac{L}{H} = 4,5$ il y a intérêt à se rapprocher d'une valeur plus voisine de celle qui correspond au minimum des frais d'exploitation mettons 0,50 du maximum; la perte par mètre de hauteur d'élévation atteint alors 0,050.

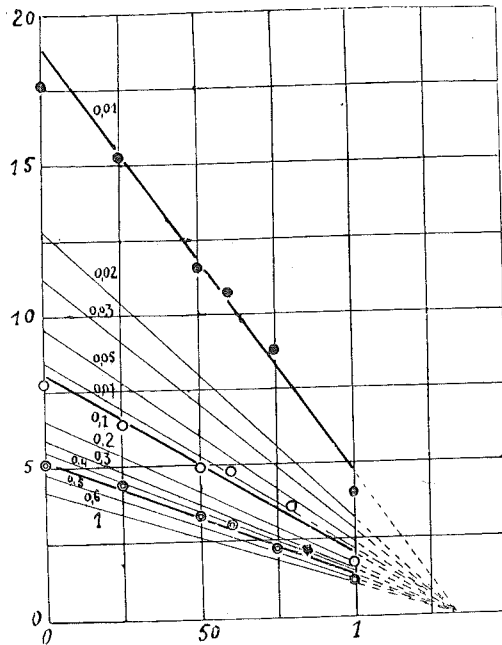


Fig. 22.

Pour des débits dix fois plus grands (360 m³/heures) on peut dire qu'il convient de réduire ces valeurs de moitié pour rester dans les mêmes conditions au point de vue des frais d'exploitation.

On voit que s'il fallait énoncer une règle

simple, il serait possible de le faire pour les installations dans lesquelles le développement des conduites est relativement faible; il faudrait pour les débits assez faibles de l'ordre de 25 à 50 m³ heure prendre

$$T'_{r} = 0,025 \text{ à } 0,050 \text{ H}$$

suivant que $\frac{L}{H}$ se rapproche de 1,5 ou de 4,5; pour les débits assez grands de l'ordre de 300 à 400 m³/heure, il faudrait adopter

$$T'_{r} = 0,0125 \text{ à } 0,0025 \text{ H.}$$

suivant que $\frac{L}{H}$ se rapproche de 1,5 ou de 4,5.

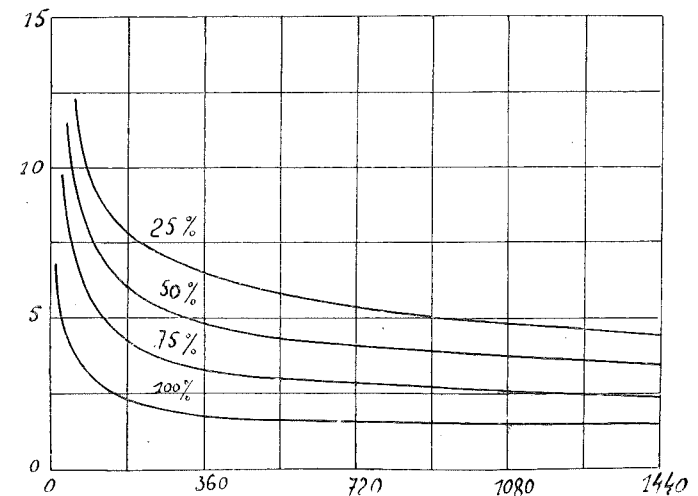


Fig. 23.

Pour les valeurs de $\frac{L}{H}$ plus élevées, il n'est plus possible de formuler une règle pratique aussi simple, et il convient, dans ce cas, de s'en rapporter aux diagrammes fournis dans cette étude pour le choix de la vitesse la plus économique.

P 45 B

PUBLICATION TRIMESTRIELLE

ANNALES
DE
L'ASSOCIATION
DES INGENIEURS

SORTIS DES ÉCOLES SPÉCIALES
DE GAND

UNION PROFESSIONNELLE

CINQUIÈME SÉRIE. — TOME XVII

PREMIER FASCICULE

1927

SOMMAIRE :

MÉMOIRES PRÉSENTÉS AU CONGRÈS TECHNIQUE INTERNATIONAL DE 1926 :

Fernand CAMPUS. — *Principes d'administration des routes d'après les expériences du Territoire de la Sarre.*

Ch. HANOCQ. — *Recherches expérimentales sur les pertes de charge dans les conduites forcées. Détermination de la section la plus économique.*

Robert DAUWE. — *Les engins de transports fluviaux au Congo.*

AUTRES MÉMOIRES :

P. RAES. — *Étude critique d'une formule de battage, proposée par M. l'Ingénieur A. Hiley, A. M. Inst. C. E.*

V. NICOLSKY. — *Quelques remarques relatives au tracé des axes hydrauliques.*



F. & R. BUYCK FRÈRES, IMPRIMEURS-ÉDITEURS
RUE ST-GEORGES, 55.