HYDRAULIQUE

Les Lois physiques de l'Écoulement des Fluides.

Par A. FOCH, *Chargé du Cours de Physique Industrielle à la Faculté des Sciences de Bordeaux.*

Dans cet article, l'auteur résume l'état actuel de nos connaissances expérimentales sur l'écoulement des fluides et en particulier de l'eau. Après avoir montré qu'il n'y a que deux régimes d'écoulement, dépendant de la vitesse « réduite », il étudie le passage d'un régime à l'autre et il attire l'attention sur les conditions auxquelles doivent satisfaire toutes les recherches sur l'écoulement, recherches dont l'intérêt est évident pour tous ceux qui s'occupent de l'amélioration des turbines modernes.

I

De très nombreuses recherches ont été faites par divers auteurs en vue de déterminer les pertes de charge (1) que subissent les fluides en mouvement dans les tuyaux. L'intérêt pratique de ces recherches est évident : En hydraulique urbaine, le « manque de pression», si commun en été dans les étages supérieurs des immeubles, a souvent pour cause l'insuffisance du diamètre des canalisations d'alimentation en eau ; dans les usines hydro-électriques, les résistances, qu'elles aient lieu dans les conduites d'amenée ou dans les aubages des turbines, provoquent une diminution du rendement global de la chute ; dans les centrales thermiques enfin, les frottements de la vapeur dans les canalisations et dans les machines se traduisent en fin de compte par une augmentation de la dépense en charbon. Aussi nombreux sont les ingénieurs qui se sont préoccupés d'évaluer avec précision l'importance de ces pertes de charge, préliminaire indispensable aux tentatives de réduction. Mais le technicien n'a souvent besoin que d'une approximation grossière ; d'autre part, même si les pertes dues aux résistances à l'écoulement atteignaient 20 % de la puissance totale, il suffirait de les connaître à 10 % près pour que le rendement global fût connu à 2 %. Or, bien rares sont les appareils de mesure qui possèdent une telle précision. Aussi a-t-on cherché pour représenter ces pertes de charge des formules d'usage commode, telles que des développements en série limités à un petit nombre de termes ou des formules monomes à exposants très simples. Je rappellerai, à titre d'exemple, les principales formules proposées en France pour évaluer la perte de charge j (en mètres d'eau par mètre de conduite) dans les tuyaux de diamètre D (en mètres) parcourus par un courant de vitesse moyenne V (mètre : sec)

Formule de Darcy .... $$\frac{Dj}{4} = \left(\alpha + \frac{\beta}{D}\right) V^2 \qquad (1)$$

Formule de M. Lévy...... $$V = A\left[\sqrt{\frac{D}{2}j}\left[1+3\sqrt{\frac{D}{2}}\right]\right] \qquad (2)$$

Formule de Flamant ...... $$j = K\,\frac{V^{1,75}}{D^{1,25}} \qquad (3)$$

La dernière formule est, comme l'on sait, la plus employée pour les tuyaux de diamètre allant jusqu'à 1 m. 25 ; celle de Maurice Lévy paraît donner de meilleurs résultats pour les forts diamètres et les conduites à haute pression ; elle conduit en général à des nombres plus forts pour la perte de charge et présente, par suite, dans les avants-projets une certaine sécurité. Il convient de se rappeler que ces formules valent pour des conduites industrielles, où les raccords sont nombreux, où les lignes de rivets produisent des pertes locales, etc. ; vraisemblablement les pertes de charge seraient moindres avec des tuyaux parfaitement lisses, comme on peut les réaliser dans certains cas (ciment lissé, longs tubes soudés, etc.).

II

L'objet de cet article est précisément d'étudier quelles formules peuvent convenir dans cette dernière hypothèse ; je vais d'abord rappeler les principales conditions auxquelles doivent satisfaire les relations proposées.

Recherchons la loi reliant la perte de charge ΔH sur une longueur L de conduite aux diverses caractéristiques du tuyau et du mouvement. Nous *admettrons* que cette perte de charge dépend pour une conduite cylindrique :

1) de la longueur L, à laquelle elle est proportionnelle ;
2) du diamètre D ;
3) de la vitesse *moyenne* W d'écoulement de l'eau ;
4) du coefficient de viscosité *cinématique* ν, défini comme le quotient $\frac{\mu}{\rho}$ du coefficient de viscosité absolue μ par la masse spécifique ρ du fluide.

Les hypothèses précédentes reviennent à négliger divers facteurs, par exemple la rugosité de la conduite ; on admet aussi que la pression de l'eau n'intervient pas dans le frottement, etc. ; or, le fait signalé plus haut, à propos de la comparaison des formules de Flamant et de M. Lévy, montre bien qu'il ne s'agit là que d'une approximation, etc.... Il appartiendra à l'expérience de nous dire si ces approximations sont justifiées.

Nous pouvons représenter la perte de charge par une relation de la forme

$$\frac{\Delta h}{L} = \Lambda\,\frac{W^2}{2\,g},$$

Λ étant une fonction de D, W et ν, visiblement de dimensions L^{-1} ; considérant le développement de Λ suivant les puissances de D, W et ν, un terme tel que

$$D^m\,W^n\,\nu^p$$

devra avoir cette dimension ; or

$$(w) = L\,T^{-1}$$
$$(\nu) = L^2T^{-1}$$

donc m, n, et p sont tels que

$$m + n + 2\,p = -1$$
$$n + p = 0$$

(1) Nous entendons par là la perte de pression due à la *résistance générale* du liquide, résistance s'exerçant tout le long du courant et proportionnelle, dans une conduite cylindrique, à la longueur de cette dernière. Les *résistances locales*, qui ont lieu en des points singuliers de longueur limitée (changement brusque de section par exemple) provoquent une *chute de pression* qui ne sera pas examinée ici.

Et par suite

$$\Lambda = \frac{1}{D} f\left(\frac{DW}{\nu}\right) = \frac{\lambda}{D}$$

λ étant une fonction à déterminer de $\frac{DW}{\nu}$, et n'ayant pas de dimensions (L. Rayleigh), Nos hypothèses ont donc pour conséquences que :

1) Pour un fluide déterminé, l'écoulement dépend seulement de la quantité $\frac{DW}{\nu}$, qui, ainsi qu'on peut s'en assurer, est sans dimensions. On donne à cette quantité le nom de *nombre de Reynolds*, en souvenir du physicien qui établit son rôle, ou encore, suivant une terminologie empruntée à Curie, le nom de *vitesse réduite* ;

2) Pour deux fluides déterminés, le produit $D \times \Delta h$ dépend uniquement de $\frac{WD}{\nu}$ (on sait qu'une loi analogue permet d'étudier les résistances des avions et des dirigeables au moyen d'expériences faites sur des modèles traînés dans un courant d'eau).

Voyons comment ces conclusions s'accordent avec la réalité

On sait que l'écoulement d'un liquide dans un tuyau cylindrique s'effectue suivant deux modes :

1) *L'écoulement laminaire*, auquel s'attache le *régime dit de Poiseuille*. On l'appelle aussi *parallèle*, mais nous éviterons cette dénomination, car il est possible de réaliser ce régime laminaire dans des tubes coniques, où toutes les vitesses ne sont évidemment pas parallèles.

2) *L'écoulement turbulent*, souvent appelé *tourbillonnaire* ; mais le sens précis attaché par les mathématiciens au mot « *tourbillon* » doit, à notre avis, faire abandonner cette dernière dénomination, car le régime de Poiseuille par exemple est caractérisé par une valeur nouvelle du secteur tourbillon. A plus forte raison doit-on renoncer à la qualification d' « *hydraulique* » donnée au régime turbulent par certains auteurs ; le moindre défaut de cette dernière appellation est son manque de précision. Peut-être d'ailleurs est-ce justement dans ce défaut que l'on doit rechercher les raisons du succès remporté par la qualification.

Nous allons étudier les deux modes d'écoulement, en nous bornant aux tuyaux cylindriques.

1) Écoulement laminaire.

Dans l'écoulement laminaire, les diverses couches de liquide glissent l'une sur l'autre sans se mélanger, ce qui revient à dire que les composantes des vitesses normales à la direction générale du mouvement sont faibles vis-à-vis des composantes tangentielles. Dans un tube cylindrique, ces couches sont limitées par des surfaces cylindriques.

Le premier qui ait étudié ce mouvement est Poisseuille : il avait trouvé que la perte de charge est proportionnelle à la vitesse du fluide ; de façon précise la relation de Poisseuille peut prendre la forme

$$\Delta h = 32 \frac{\nu}{g} \frac{LW}{D^2} \tag{5}$$

qui, rapprochée de la relation

$$\Delta h = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{W^2}{2g}$$

donne

$$\lambda = 64 \frac{\nu}{WD} \tag{6}$$

Pour vérifier l'exactitude de la loi de Poiseuille, nous porterons en abscisses $x_1 = \log \frac{WD}{\nu}$ et en ordonnées $y_1 = \log \gamma$; dans ce sytème de coordonnées la relation (6) se transforme en

$$y_1 = \log 64 - \log x_1$$

$$x_1 + y_1 = 1{,}8062 \tag{7}$$

L'équation (7) représente une droite perpendiculaire à la bissectrice intérieure de l'angle x, o, y. Or l'expérience montre que

1) Tant que $\frac{WD}{\nu}$ est inférieur à 4.000, on obtient précisément la droite dont (7) esi l'équation qus l'on voit en régime laminaire.

2) Lorsque $\frac{WD}{\nu}$ devient supérieur à 4000, la courbe représentative de λ « décolle » tangentiellement de la droite de Poiseuille. Elle devient concave vers le haut. Ce dernier point, connu avant la guerre, a été mis hors de doute dans un travail récent de Schiller (*Zeitsch. für angewandte Math. und Méchanik.*, décembre 1921) sur lequel nous aurons à revenir. Il va sans dire que nous supposons toujours être en régime laminaire, ce qui se reconnaît à ce que les jets sortant des appareils sont transparents et réguliers.

3) Lorsque $\frac{WD}{\nu}$ devient supérieur à une certaine valeur que nous aurons à préciser, brusquement la perte de charge augmente, les jets liquides se troublent, nous tombons dans le régime turbulent.

2) Régime turbulent.

Dans le régime turbulent, on n'a plus de couches glissant l'une sur l'autre sans se mélanger ; il existe au contraire des composantes de la vitesse perpendiculaires à la direction du mouvement principal ; en un point, même en régime permanent, la vitesse varie continuellement en direction et valeur, les jets liquides sont troubles. Une fort jolie expérience, due à Reynolds, met en évidence ces caractères : si on fait arriver dans l'axe du tuyau un filet liquide coloré, ce filet se conserve dans l'écoulement laminaire sur un très long parcours, sans se mélanger au restant du liquide ; au contraire si l'écoulement devient turbulent, le filet se tortille et disparaît en très peu de temps dans la masse qui se trouve entièrement colorée.

La fonction λ a été étudiée pour les tuyaux lisses et rugueux. Pour les premiers, on peut la représenter soit par la formule de Blasius,

$$\lambda = 0{,}3164 \sqrt[4]{\frac{\nu}{WD}} \tag{8}$$

établie pour l'eau pour des valeurs de $\frac{WD}{\nu}$ allant jusqu'à 10^6, soit par la formule d'Ombeck

$$\lambda = \frac{0{,}242}{\left(\frac{WD}{\nu}\right)^{\frac{1}{4\,47}}} = \frac{0{,}242}{\left(\frac{WD}{\nu}\right)^{0{,}224}} \tag{9}$$

Etablie par Ombeck (Thèse Darmstadt, 1913) pour l'air avec des valeurs de W allant de 2 à 240 m : sec, cette formule a été récemment étendue à la vapeur d'eau dans les travaux effectués par la maison Brown-Boveri (*Revue B B C*, mars 1922 (1). On

(1) Je ne partage pas complètement l'opinion des auteurs qui estiment que la vérification ne se fait qu'à 3,5 %. Si, en effet, on élimine une expérience qui donne un écart de 20 %, la loi se trouve vérifiée à 1 %, et il suffirait d'admettre pour la constante d'Ombeck la valeur 0,240 pour avoir une vérification parfaite.

vérifiera aisément que les formules de Blasius et d'Ombeck coïncident avec toute l'approximation désirable (5 % environ) dans les limites où la première est valable. Dans notre représentation, la formule de Blasins et celle d'Ombeck donnent des droites de pentes $-\frac{1}{4}$ et $-\frac{1}{4{,}47}$

On peut constater aussi que, à un facteur près, la formule de Blasius est celle de Flamant. On a en effet dans le système C. G. S

$$\frac{\Delta h}{L} = \lambda \times \frac{W^2}{2g} \times \frac{1}{D}$$

$$= \frac{0{,}3164 \sqrt[3]{\nu}}{2 \times 981} \times \frac{1}{\sqrt[4]{WD}} \times \frac{W^2}{D}$$

$$= \frac{0{,}3164 \sqrt[4]{0{,}0016}}{2 \times 981} \times \frac{W^{\frac{7}{4}}}{D^{\frac{5}{4}}} = 0{,}000051 \times \sqrt[4]{\frac{W^7}{D^5}}$$

Or si nous exprimons W et D en mètres, au lieu de centimètres,

$$W = 100\, W_1$$

$$D = 100\, D_1$$

$$\sqrt[4]{\frac{W^7}{D^5}} = 10 \times \sqrt[4]{\frac{W_1^7}{D_1^5}}$$

$$\frac{\Delta L}{L} = 0{,}00051 \sqrt[4]{\frac{W_1^7}{D_1^5}}$$

c'est la formule (3) de Flamant, où l'on a remplacé le coefficient 0,00092 par 0,00051. Si on tient compte de ce que la formule de Blasins a trait à des tuyaux lisses (cuivre, laiton, plomb et verre), alors que la formule de Flamant se rapporte à des tuyaux toujours plus ou moins chargés de dépôts, avec de nombreux joints, avec des têtes de rivets, il n'y a pas lieu de s'étonner de la différence du coefficient. Quand on aura des surfaces régulières (ajutages de Pelton, distributeurs, etc.) il est probable que l'on devra appliquer la formule de Blasius ou celle d'Ombeck.

Dans le cas des tuyaux rugueux, il est fort difficile d'indiquer des formules précises ; il faudrait tenir compte de la rugosité définie par exemple comme le rapport de la hauteur moyenne h des aspérités au diamètre D ; seules des formules empiriques peuvent dans chaque cas particulier bien représenter les expériences ; il convient toutefois de signaler que dans beaucoup de cas, on peut représenter λ par une formule du genre de celle d'Ombeck.

$$\lambda = \frac{K}{\sqrt[x]{\frac{\nu}{WD}}} \tag{10}$$

x atteignant parfois, pour des tuyaux très rugueux, la valeur 8. Il semblerait résulter de la formule (10) que pour des valeurs suffisantes de $\frac{WD}{\nu}$, λ tendrait vers 0 ; toutefois comme il n'est pratiquement possible d'augmenter $\frac{WD}{\nu}$ qu'en augmentant W les pertes proportionnelles à $W^{2-\frac{1}{x}}$ conserveraient toujours une valeur finie. D'ailleurs, il ne faut jamais oublier que de telles formules empiriques ne valent strictement que dans l'intervalle où elles ont été établies : la meilleure preuve en est donnée par l'écoulement laminaire, où la proportionnalité de la perte de charge à la vitesse, longtemps admise comme une caractéristique de cet écoulement, ne peut être considérée comme réalisée que pour les valeurs de $\frac{WD}{\nu}$ inférieures à 4000.

3) Passage du régime laminaire au régime turbulent

Nous avons dit plus haut que tant que le nombre de Reynolds était inférieur à 2000, l'écoulement s'effectuait *toujours* sous la forme laminaire, de façon précise dans le régime de Poiseuille. Si au contraire $\frac{WD}{\nu}$ est plus grand que 2000, on peut avoir soit l'écoulement laminaire, soit l'écoulement turbulent, suivant les conditions de l'expérience. Reynolds avait même cru pouvoir affirmer que lorsque $\frac{WD}{\nu}$ est supérieur à 6000, on obtient toujours l'écoulement turbulent (1). Mais diverses expériences, antérieures à 1914, avaient porté cette limite à 10.000, puis à plus de 40.000 (2).

Il est particulièrement intéressant de noter que cette dernière valeur avait été obtenue sur l'appareil même de Reynolds. Les travaux de Schiller, que nous allons maintenant résumer, jettent un jour remarquable sur la question.

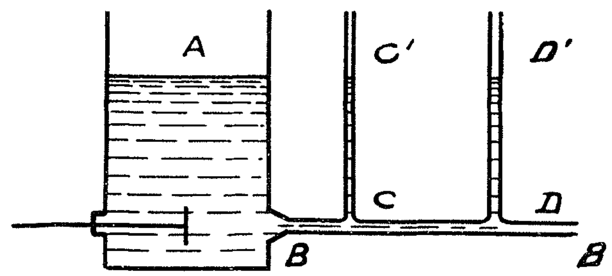

Fig. 1.

L'appareil utilisé par Schiller comporte essentiellement (fig. 1) un récipient A muni à sa partie inférieure d'un ajutage B se prolongeant par un tube horizontal bien cylindrique BB'. Sur ce tube sont fixés deux manomètres CC', DD', de la lecture desquels on déduira la perte de charge. De minutieuses précautions sont prises pour que la jonction des manomètres avec le tube BB' n'occasionne pas de perturbations dans le régime des vitesses en ce point, ce qui risquerait de fausser les mesures.

En face de l'ajutage et mobile suivant le prolongement de l'axe du tube, est une plaque P, dont la présence a évidemment pour effet de troubler le régime des vitesses de l'eau autour d'elle, et, par voie de conséquence, dans la région de B. Il est évident que plus la plaque sera près de B, plus la perturbation apportée aux vitesses dans le tube BB' sera grande, plus on aura de chances de réaliser le régime turbulent.

Traçons, pour une position donnée de la plaque, la courbe donnant log λ en fonction de log $\frac{WD}{\nu}$: on trouve que

1) Si $\frac{WD}{\nu}$ est inférieur à 2320, on obtient toujours le régime de Poiseuille.

2) Si $\frac{WD}{\nu}$ est supérieur à 2320, et si la perturbation à l'ajutage est grande, (c'est-à-dire si la plaque P est près de l'ajutage), à peine a-t-on dépassé la valeur 2320, que la perte de charge

---

(1) Comme ν est de l'ordre de 0,01 $\frac{cm^2}{sec}$, on retrouve la fameuse règle : *L'écoulement laminaire n'est possible que si* WD *est inférieur à* 60, *l'unité de longueur étant le cm* ; nous allons voir que cette règle n'a pas de fondement expérimental.

(2) Il n'existe à ma connaissance *aucune* expérience où ce chiffre ait été dépassé de façon *certaine* en régime laminaire.

augmente *brusquement* et donne pour λ une nouvelle valeur correspondant à la relation de Blasius.

$$\lambda = 0{,}3162 \sqrt[4]{\frac{\nu}{\mathrm{WD}}}$$

c'est ce qui est représenté sur la fig. 2 par les croix.

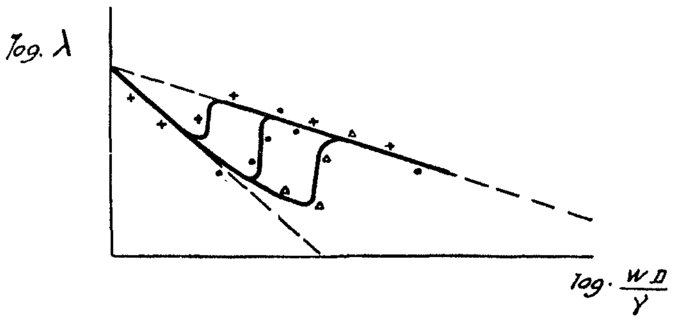

Fig. 2.

3) Si on éloigne la plaque P de l'ajutage, de façon à diminuer la perturbation apportée au régime des vitesses dans le tube, on constate que la vitesse réduite $\frac{\mathrm{WD}}{\nu}$ peut dépasser notablement la valeur 2320, *l'écoulement restant laminaire.* A un certain moment, la perte de charge augmente et vient se fixer brusquement à la valeur de Blasius. La valeur de $\frac{\mathrm{WD}}{\nu}$ pour laquelle se produit ce changement est constante pour une position déterminée de la plaque P sous une charge donnée ; elle est la même quand on opère par valeurs décroissantes de la vitesse W au lieu d'opérer par valeurs croissantes ; enfin elle est d'autant plus grande que sa perturbation initiale est plus faible.

C'est ce que représente sur la fig. 2 les points et les triangles

4) Les expériences de Schiller ont été poussées jusqu'à des valeurs de $\frac{\mathrm{WD}}{\nu} = 12000$; jusqu'à ces valeurs on peut, en prenant toutes les précautions pour éviter des perturbations, obtenir *à volonté* le régime laminaire ; si même on prend suffisamment de précautions pour éviter les perturbations des vitesses dans la vase, le régime turbulent n'est pas stable dans le tuyau BB', c'est-à-dire qu'une très faible diminution de $\frac{\mathrm{WD}}{\nu}$ produira le régime laminaire. On pourrait donc espérer obtenir ce régime aux très grandes valeurs de $\frac{\mathrm{WD}}{\nu}$. C'est d'ailleurs une telle conclusion que l'on doit tirer de la remarque faite par M. Eydoux (1) sur les jets des roues Pelton qui « p ésentent une forme lisse et régulière, sans aucune ressemblance av ec les jets du régime hydraulique ». Or dans ces jets, il arrive que $\frac{\mathrm{WD}}{\nu}$ dépasse 10^6. Il n'y aurait donc pas de limite supérieure aux valeurs de $\frac{\mathrm{WD}}{\nu}$ convenant au régime laminaire.

Une observation s'impose à cet égard : On voit sur la fig. 2 que λ décroit moins vite que ne le veut la loi de Poiseuille ; *la perte de charge augmente donc plus vite que la première puissance de la vitesse, même dans le régime laminaire* ; la figure montre qu'il ne peut pour l'instant être question dans ce régime d'une loi de la forme

$$\frac{\Delta h}{\mathrm{L}} = k\nu^n$$

qui se traduirait sur le diagramme par une droite.

Il se pourrait d'ailleurs qu'à ces grandes vitesses, la variation de λ fût, dans l'écoulement parallèle, de plus en plus lente, et que la perte de charge se trouvât ainsi rejoindre les valeurs de l'écoulement turbulent. Il serait intéressant de voir entreprendre ces recherches, par un laboratoire parfaitement outillé et disposant des puissances nécessaires.

5) Toutes les expériences précédentes se rapportent à des mesures faites sur des tubes assez longs, les manomètres étant placés à une distance suffisante de l'ajutage B (supérieure à 50 fois le diamètre du tube). De cette façon une perturbation accidentelle a tout le temps de s'amortir ou de s'amplifier ; mais si les manomètres sont placés tout près de l'ajutage, une perturbation accidentelle fait sentir ses effets et d'autant plus qu'elle est d'origine plus récente, en d'autres termes d'autant plus que la vitesse d'écoulement est plus grande : c'est ce que montre la fig. 3, qui contient de précieux enseignements sur les conditions auxquelles doivent satisfaire les expériences de ce genre. Faute d'avoir réalisé ces conditions, une somme considérable de travaux se trouve absolument inutilisable. On a des nombres, sans plus.

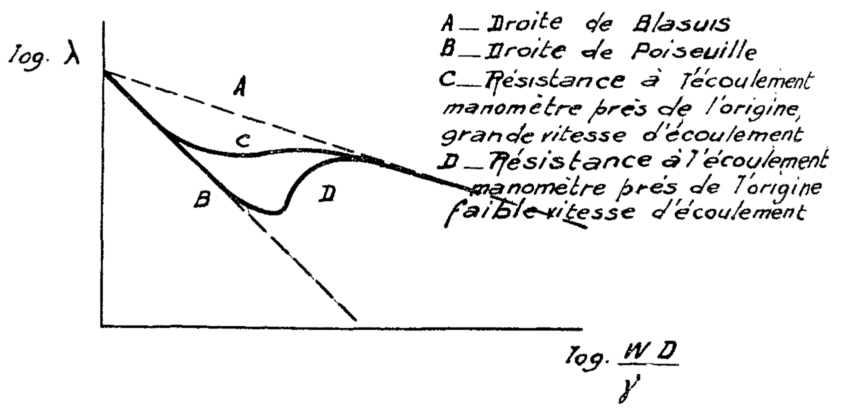

Fig. 3.

CONCLUSIONS

L'objet de cet article était de résumer l'état actuel de nos connaissances sur l'écoulement des fluides :

1) Il y a deux régimes d'écoulement, et rien que deux, connues d'ailleurs dans leurs caractères généraux depuis longtemps.

2) Les deux régimes sont, au moins dans les tuyaux lisses, une fonction de la vitesse réduite $\frac{\mathrm{WD}}{\nu}$. Classique pour l'écoulement de Poiseuille, ce point paraît maintenant établi pour le régime turbulent, puisque la formule d'Ombeck (équivalente pour l'eau liquide à celle de Blasius) se trouve représenter les phénomènes pour l'air, l'eau et la vapeur d'eau pour des valeurs de $\frac{\mathrm{WD}}{\nu}$ allant jusqu'à 5×10^6 et des valeurs de W dépassant 1200 m : sec.

3) Le passage d'un régime à l'autre, quand on se trouve dans des conditions expérimentales bien définies, est aussi une fonction de $\frac{\mathrm{WD}}{\nu}$. C'est précisément la difficulté de réaliser ces conditions

(1) *Hydr. Générale et Appliquée* (1921), p. 15.

expérimentales de façon précise et constante qui avait masqué les phénomènes. Un exemple classique est donné par la résistance des solides immergés dans l'air à l'écoulement de l'air : On a longtemps cru que cette résistance avait une valeur assez forte, parce que pour obtenir des filets parallèles, on faisait préalablement passer l'air à travers une grille, laquelle provoquait un régime tourbillonnaire. Or les pylônes des lignes de distribution sont calculés en partant de cette valeur vraisemblablement exagérée de la résistance. La recherche précise intéresserait donc particulièrement les électriciens, et tous ceux qui s'occupent de houille blanche.

Or, d'une façon générale, toutes ces recherches sur les fluides ne sont possibles qu'avec un outillage puissant (Un jet de 10 cm de diamètre, animé d'une vitesse de 80 m : sec

$$\left[\frac{\mathrm{WD}}{\nu} = 6{,}4 \times 10^6\right]$$

exige une puissance de plus de 2000 chevaux). Elles ne peuvent donc être poursuivies qu'en usine. Mais elles réclament aussi une connaissance parfaite des travaux antérieurs sur la question : Il ne s'agit pas d'avoir des nombres, il faut pouvoir les interpréter; il ne faut pas non plus ercommencer les expériences déjà faites. C'est donc par une collaboration incessante du laboratoire et de l'usine que les hydrauliciens pourront atteindre les hauts rendements auxquels, par la même collaboration, sont arrivés les constructeurs de matériel électrique.

Débit des Déversoirs à contraction latérale.

(Expériences de M. HÉGLY)

Tous les hydrauliciens de langue française connaissent la formule de Bazin pour l'évaluation du débit qui passe sur un déversoir en mince paroi, et sans contraction latérale :

$$Q = \mu m l h \sqrt{2\,gh}$$

dans laquelle $\mu = 0{,}405 + \dfrac{0{,}003}{h}$

et $m = 1 + 0{,}55\left(\dfrac{h}{h+p}\right)^2$

h étant la charge sur ce déversoir dont le seuil de largeur l est à une hauteur p au-dessus du fond du canal au travers duquel il est établi.

Mais cette formule, qui permet d'évaluer le débit avec précision lorsqu'on s'entoure de toutes les précautions nécessaires, n'est rigoureusement applicable que lorsque le déversoir est bien sans contractiou latérale, et avec une nappe libre, c'est-à-dire avec admission de la pression atmosphérique sous la nappe. Pour que cette double condition soit remplie, il faut, soit ménager un élargissement brusque du canal au débouché du déversoir, soit créer un rétrécissement artificiel du canal immédiatement à l'avant du dit déversoir.

Pour se dispenser de cette sujétion, on se contente souvent de donner au déversoir une largeur un peu inférieure à celle du canal. Il se produit alors une contraction latérale sur chacun des côtés, ce qui a pour effet de diminuer dans une certaine mesure la section d'écoulement. Pour en tenir compte, il faut modifier quelque peu la formule Bazin. Parmi les divers modes de correction jusqu'ici préconisés, l'un des plus fréquemment employés consiste à remplacer, comme dans la formule américaine de Francis, la largeur l réelle du déversoir par une largeur fictive $l - \frac{n}{10}h$, soit $l - 0{,}2\,h$ dans le cas ordinaire, n étant le nombre des contractions.

M. HÉGLY, aujourd'hui ingénieur en chef des Ponts et Chaussées, qui fut, au début de sa carrière, le collaborateur de Bazin lorsque cet éminent hydraulicien procédait à ses expériences sur la rigole du canal de Bourgogne, près de Dijon, profitant de l'installation de déversoirs de jauge sur les rigoles d'alimentation du canal de la Marne à la Saône, a continué les expériences de Bazin, en les étendant au cas du déversoir à contraction latérale. Ces expériences furent exécutées sur la rigole du Moulin-Rouge, près de Langres, et M. Hégly en a donné un compte rendu détaillé dans un mémoire inséré dans le tome VI (novembre-décembre) des *Annales des Ponts et Chaussées*, de 1921.

Le procédé d'expérimentation adopté fut celui-là même dont se servit Bazin. Nous rappellerons qu'il consiste à faire passer dans la rigole d'expérience un certain débit (dont il n'est pas nécessaire d'ailleurs de connaître a priori la valeur) et à noter en même temps, lorsque le régime uniforme est établi, les charges sur deux déversoirs montés en tandem à la suite l'un de l'autre. L'un de ces déversoirs, préalablement taré, de manière à ce que son coefficient de débit soit exactement connu, sert de témoin tandis que l'autre déversoir fonctionne comme appareil à étudier.

Les déversoirs soumis à l'expérience dans la rigole du Moulin-Rouge, dont la largeur avait été amenée à 2 m. sur une longueur de 10 m., furent disposés de façon que leur milieu correspondît exactement avec celui de la rigole de manière à ce que l'effet de contraction latérale fut le même des deux côtés. Ils étaient formés d'un panneau de bois surmonté d'une plaque en tôle d'acier dans laquelle une ouverture rectangulaire fut ménagée. La mince paroi était réalisée par un biseautage des bords de l'ouverture du côté aval de la plaque. La largeur l de l'échancrure donnant passage à la lame déversante fut successivement de 1 m.80, de 1 m. 60, de 1 m. 20, de 0 m. 80 et de 0 m. 40. La hauteur de la base de l'échancrure au-dessus du fond de la rigole fut de 0 m. 814 dans une moitié des expériences, et de 0 m. 412 dans l'autre moitié.

L'examen des surfaces de la lame déversante a montré que la surface supérieure n'a plus la même régularité que celle des nappes sans contraction latérale. Deux sillons apparaissent aux extrémités, et des stries prennent naissance en amont de chaque bord vertical pour aller se prolonger en aval. Pour ce qui est de la surface inférieure, elle paraît aussi nette que celle des veines sans contraction latérale, et le profil en long de cette surface inférieure ne paraît présenter aucune différence avec celui qu'a relevé Bazin sur les veines de ce genre. La même régularité apparaît sur les faces latérales de la veine contractée.