

Expériences d'illustration de concepts “Hydraulique fondamentale”

Stage ENSEEIHT-EDF n°7143 à Toulouse



Julie ALBAGNAC, Manon BELLEDENT, Ludovic CASSAN, Hugo DIVEL,
Marion ENJALBERT, Thomas EXPERT, Robin GIMENEZ et Olivier THUAL

Version du 7 juin 2023

Table des matières

1	Basculement d'un barrage	11
2	Rendement d'une turbine	13
3	Conductivité hydraulique	15
4	Evaluation de la perte de charge en surface libre	17
5	Meccano hydraulique : conduite simple	19
6	Meccano hydraulique : dérivation	21
7	Platine Deltalab	23
8	Formule de Manning Strickler	25
9	Franchissement d'obstacle gaussien	27
10	Courbes de remous	29
11	Ressaut stationnaire	31
12	Propagation des petites intumescences	33
13	Coup de bélier à surface libre	35
14	Orifices et ajutages	37
15	Point de fonctionnement	39

Introduction

Les énoncés des “Expériences d’illustration de concepts” (Exilco) de ce fascicule concernent le stage de formation “Hydraulique fondamentale” (n°7143) qui se déroule dans les locaux de l’ENSEEIH et de l’IMFT à Toulouse. Ils tiennent compte des installations mises à disposition dans ces locaux.

Les “Exilco” peuvent être vus comme de courtes séances de travaux pratiques répondant à un certain nombre de contraintes :

- Fiche ne dépassant pas une page recto-verso
- Illustration d’un concept précis du cours
- Bref rappel de cours pour citer le concept illustré
- Explicitation de résultats facilement reproductibles
- Durée de mise en oeuvre n’excédant pas 20 ou 30 mn
- Indication de pistes d’approfondissement si possible
- Vidéo en ligne représentant le phénomène (en construction)

Ces Exilco ont vocation à être conduites en alternance avec l’exposé du cours théorique. La présentation des fiches des Exilco est précédée d’abaques utiles pour certaines de ces expériences. Les différents chapitres du livre seront donc illustrés par des Exilco dans l’ordre suivant.

1. Hydrostatique
 - Basculement d’un barrage
 - Rendement d’une turbine
2. Charge hydraulique
 - Conductivité hydraulique
3. Pertes de charge
 - Évaluation de la perte de charge en surface libre
4. Hydraulique en charge
 - Meccano hydraulique : conduite simple
 - Meccano hydraulique : dérivation
 - Platine Deltalab
5. Hydraulique à surface libre
 - Formule de Manning Strickler
 - Franchissement d’obstacle gaussien
 - Courbes de remous
6. Régimes instationnaires
 - Ressaut stationnaire
 - Propagation de petites intumescences
 - Coup de bélier à surface libre
7. Ouvertures
 - Orifices et ajutages
 - Point de fonctionnement

La construction de ces fiches a débuté lors du premier stage organisé en septembre 2019 avec l’équipe enseignante composée de Julie Albagnac, Ludovic Cassan et Olivier Thual pour l’ENSEEIH et de Thomas Expert pour l’UFPI. Elles ont été enrichies lors des projets de stages étudiants de Marion Enjalbert et de Hugo Divel, en préparation du stage de formation “Hydraulique fondamentale” ENSEEIH-EDF de juin 2019. La version de 2023 a été enrichie lors des projets de stages étudiants de Robin Gimenez et de Manon Belledent.

Abaques

0.1 Diagramme de Moody des conduites circulaires

Figure 1 : Aperçu des régimes du diagramme de Moody.

Figure 2 : Détermination du coefficient de frottement $f(r, Re)$.

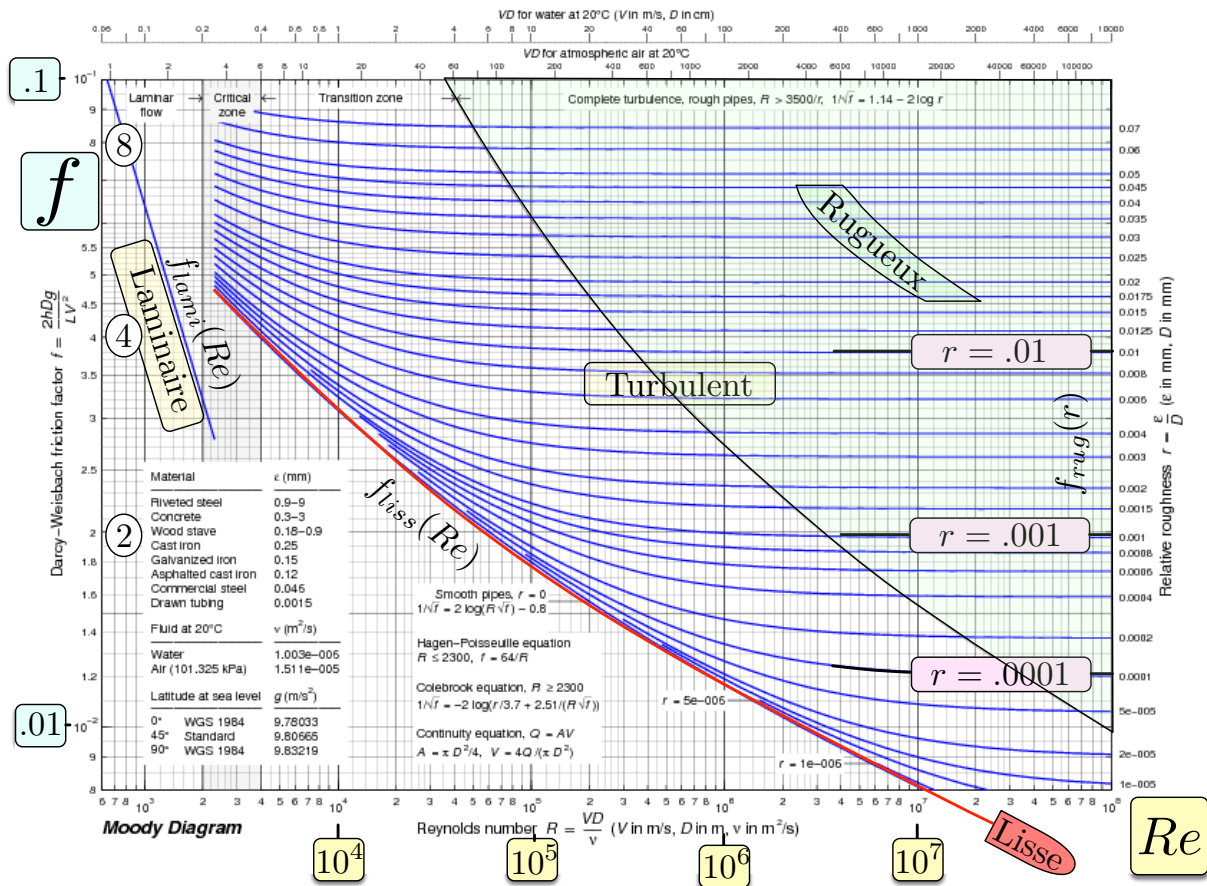


FIG. 1 – Régimes laminaire ou turbulent, lisses ou rugueux.

0.2 Impulsion et charge spécifique

Figure 3 : Courbe de l'impulsion $\mathcal{I}(q, y)$ et de la charge spécifique $\mathcal{E}(q, y)$ en fonction du débit linéique q .

0.3 Seuils en V

Abaque pour la détermination du débit Q en fonction de la hauteur lue sur limnimètre de la maquette "Orifice et ajutages" pour les seuils en V de forme $\tan \alpha \in \{0,25 ; 0,5 ; 1\}$.

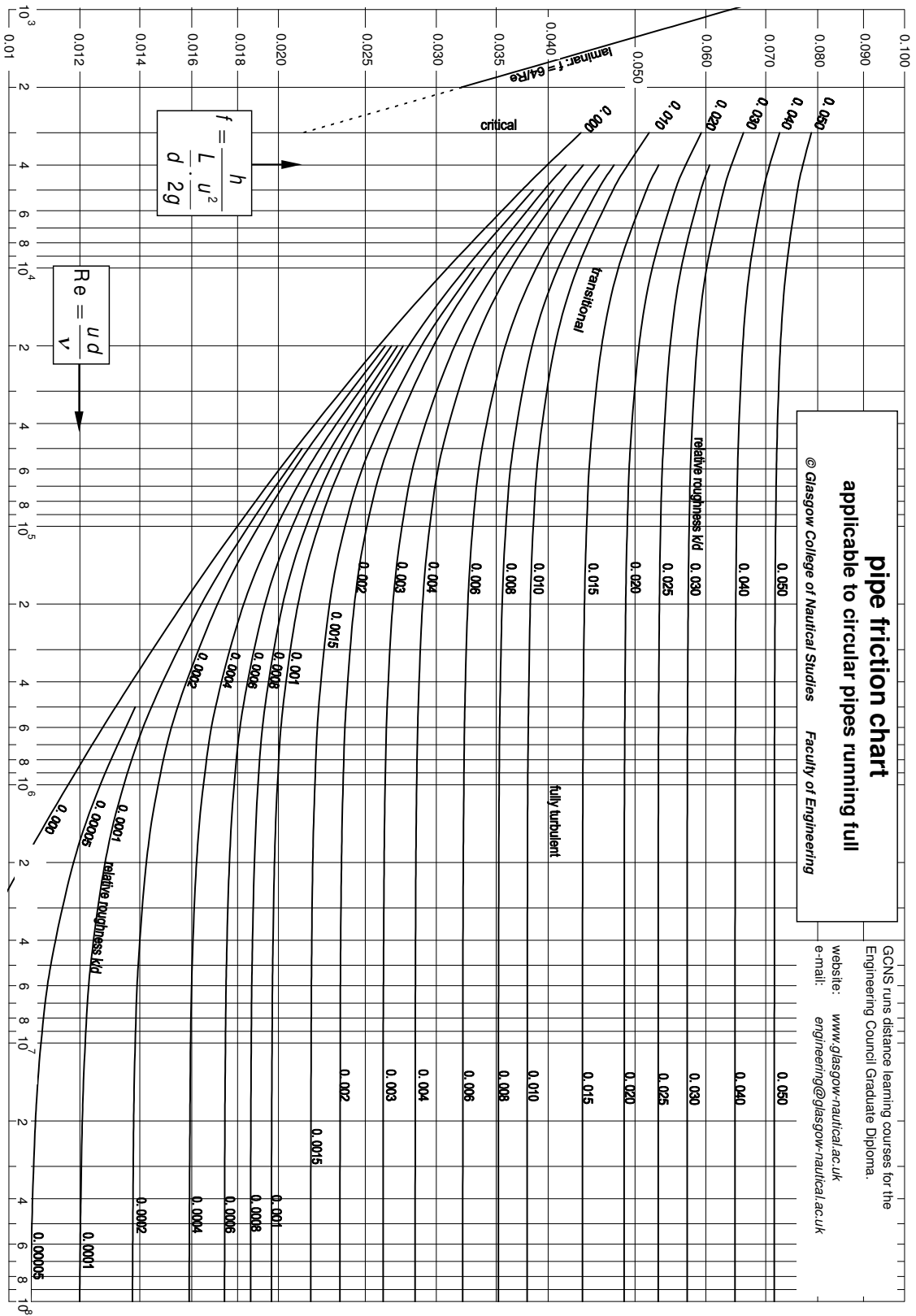


FIG. 2 – Diagramme de Moody pour les conduites circulaires.

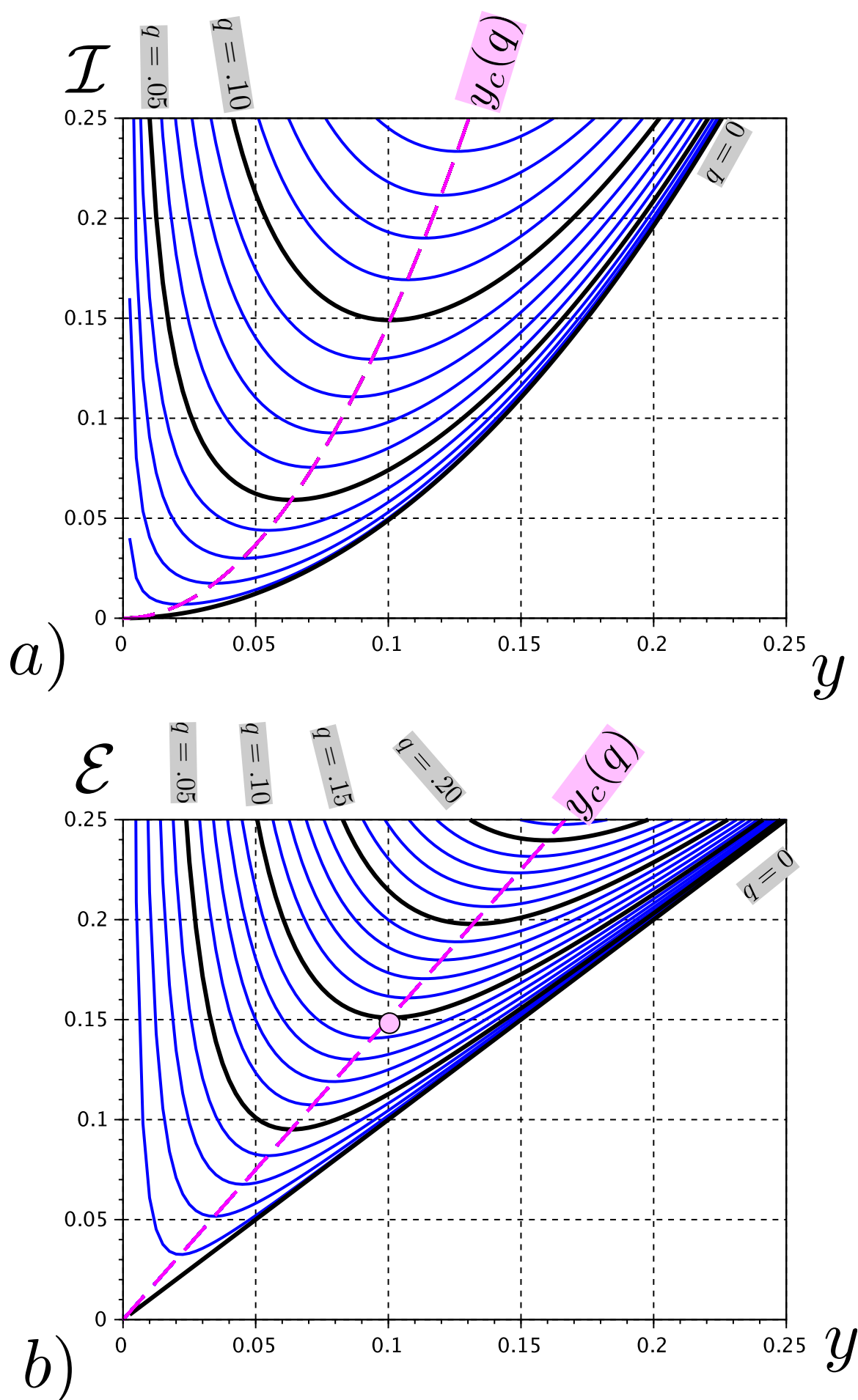


FIG. 3 – Valeurs de l'impulsion $\mathcal{I}(q, y)$ et de la charge spécifique $\mathcal{E}(q, y)$ autour d'un ressaut hydraulique immobile. Valeurs de q par pas de $0,01 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

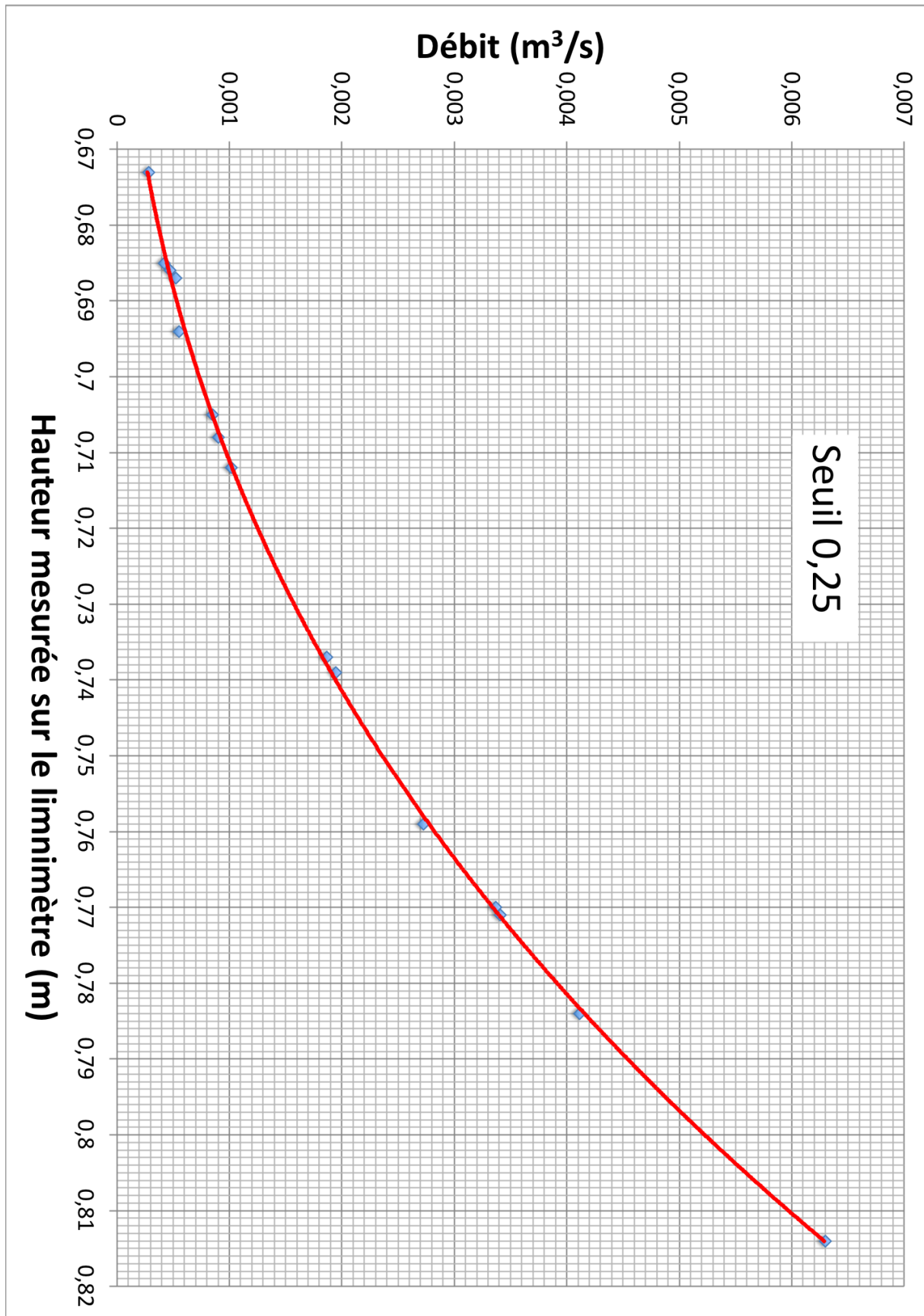


FIG. 4 – Abaque pour la détermination du débit du seuil en V de forme $\tan \alpha = 0,25$.

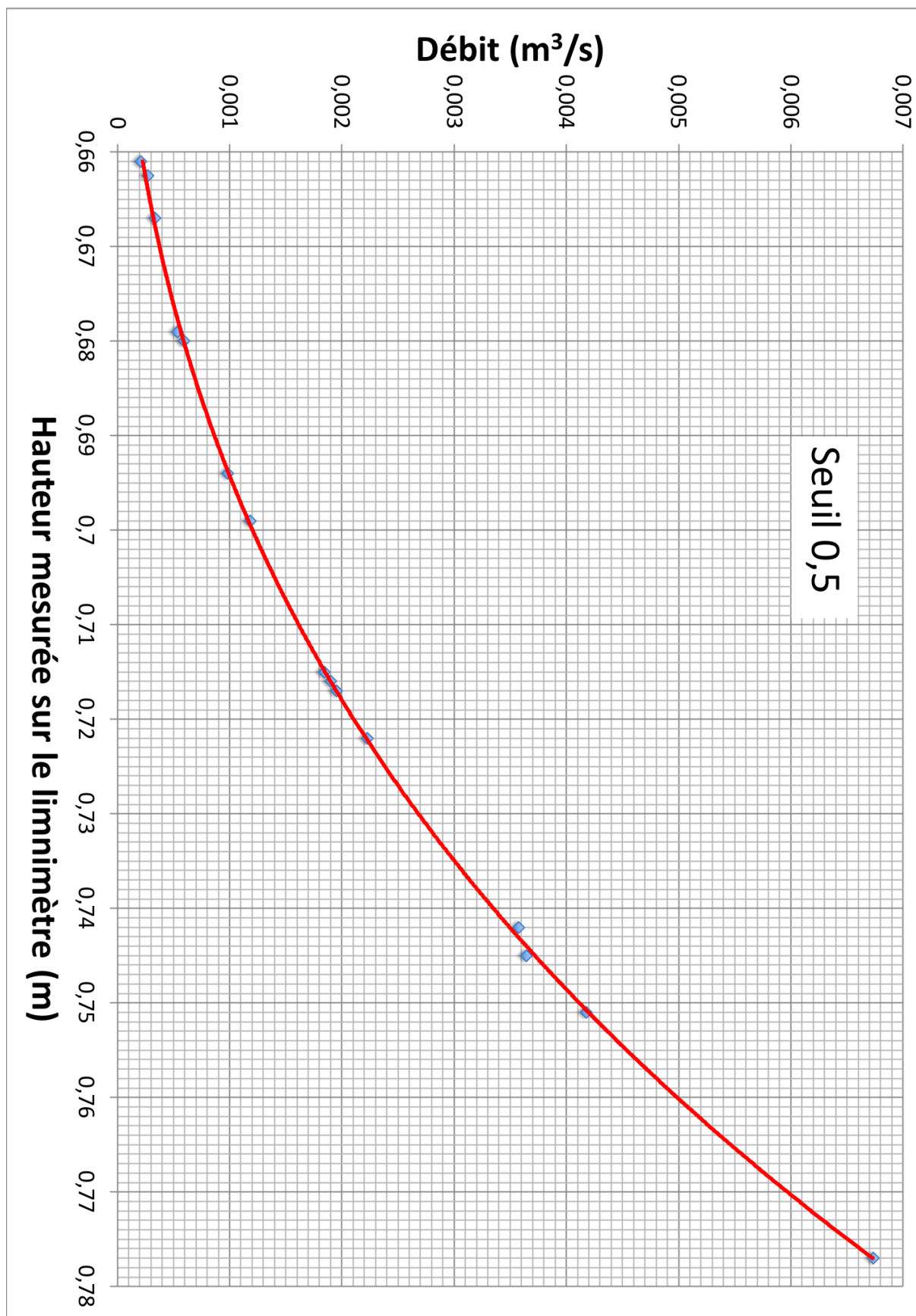


FIG. 5 – Abaque pour la détermination du débit du seuil en V de forme $\tan \alpha = 0,5$.

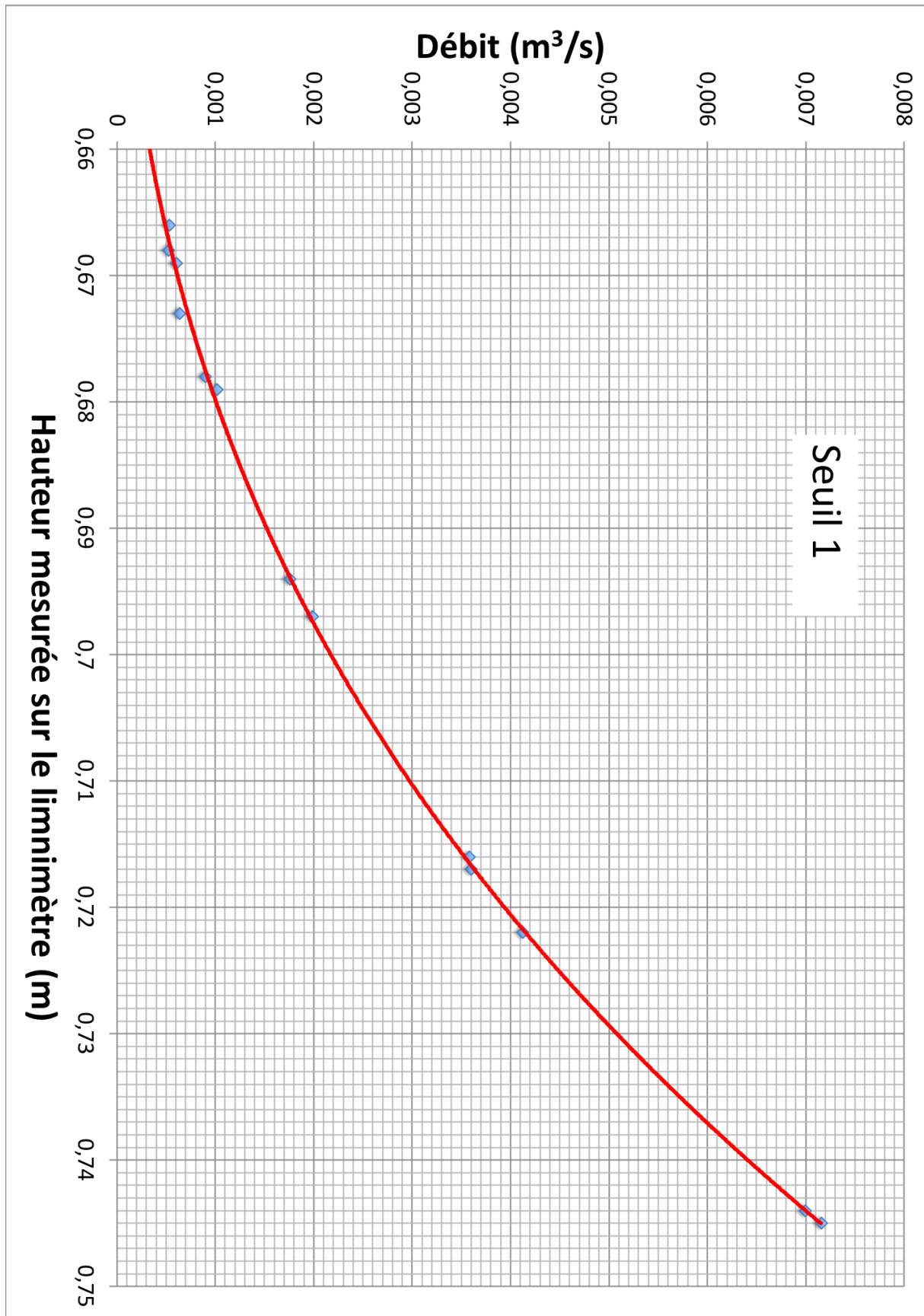


FIG. 6 – Abaque pour la détermination du débit du seuil en V de forme $\tan \alpha = 1$.

1 Basculement d'un barrage

Cette expérience (Excilco) a pour but d'illustrer le paragraphe du livre (Chap. 1, p. 13) sur le basculement d'un barrage.

Objectif : Montrer l'effet des sous-pressions au niveau d'un barrage et le rôle du drainage.

1.1 Concept à illustrer

Qu'il s'agisse de fluides au repos (hydrostatiques) ou d'écoulements dans les milieux poreux (c'est le cas des écoulements souterrains), la charge hydraulique pour ces cas particuliers est définie par

$$H = \frac{P}{\rho g} + Z, \tag{1}$$

où P est la pression, Z la cote verticale, ρ la masse volumique et g la gravité. Il s'agit de la charge piézométrique dans la mesure où la vitesse est nulle ou négligeable.

En l'absence de mouvement, la charge hydraulique H est constante et la pression, hydrostatique, varie linéairement avec l'altitude. Un plan d'eau retenu par un barrage va exercer des forces de pression dont la résultante peut le faire basculer.

1.2 Description de l'expérience

On considère un barrage poids de largeur L qui pivote autour du point 0 (Pivot) de la figure 7.

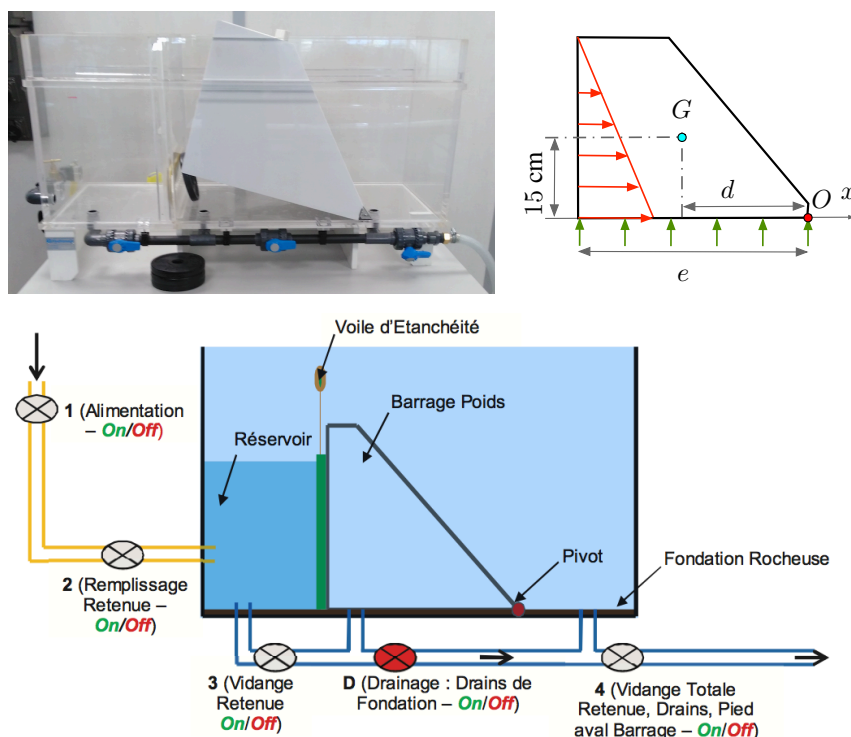


FIG. 7 – Basculement d'un barrage poids sous l'effet de la pression de l'eau infiltrée.

1.3 Protocole

- Remplir le réservoir, avec voile d'étanchéité « fonctionnel » (plaque baissée) et drains opérationnels (Vanne D ouverte) : ouvrir la vanne D, fermer vanne 3, ouvrir la vannes 2, 1 et 4. Constat : Rien à signaler.
- Simulation d'un défaut d'Etanchéité du voile, avec drains fonctionnels : Lever légèrement la plaque jusqu'à la marque noire. Constater que les drains sont suffisants pour gérer les infiltrations.
- Simulation d'un défaut d'étanchéité du voile, avec drains colmatés : fermer la vanne D. Constat : le barrage se soulève sous l'effet des sous-pressions

1.4 Exemples de résultats

Le premier calcul de l'exercice 1.1 est utilisé, avec $h = 36$ cm et $L = 37$ cm. La masse du barrage est $m_{barr} = 6$ kg et son épaisseur $e = 46$ cm (figure 7). On note ici $\tilde{P} = P - P_a$ où P_a est la pression atmosphérique.

On a $\mathcal{M}_{poids} = F_{poids} d$ où $d = 26$ cm est la distance horizontale entre le centre de gravité G du barrage et le point O , et $F_{poids} = m_{barr} g = 58,9$ N. On a donc $\mathcal{M}_{poids} = 15,3$ N.m.

On a $\mathcal{M}_{pres} = F_{pres} h/3 = \frac{1}{6} \rho g h^3 L = 28,2$ N.m. Comme $\mathcal{M}_{poids} < \mathcal{M}_{pres}$, le barrage ne bascule pas en l'absence de force complémentaire.

Par rapport à l'exercice 1.1, il faut ajouter une force de sous-pression due à l'eau qui s'infiltré en-dessous du barrage. On suppose que la pression sous le barrage est constante et vaut $\tilde{P} = \rho g h - \rho V^2/2$ (voir chapitre 2) où V est la vitesse de drainage.

La résultante de cette force s'applique à la moitié e du barrage. On a donc $\mathcal{M}_{sub}(V) = \frac{1}{2} \tilde{P} e^2 L$. Lorsque $V = 0$, cet moment prend la valeur $\mathcal{M}_{sub}(0) = \frac{1}{2} \rho g h e^2 L = 166,5$ N.m.

Le barrage bascule lorsque $\mathcal{M}_{poids} < \mathcal{M}_{pres} + \mathcal{M}_{sub}(V)$, ce qui est le cas pour $V = 0$.

1.5 Approfondissement

Calculer la diminution de la pression due au drainage à partir de l'expression de la charge hydraulique des écoulements en charge (voir chapitre 2).

Comme $\tilde{P} = \rho g h - \rho V^2/2$, on peut calculer la vitesse critique à partir de laquelle le barrage va basculer :

$$V = 2 \sqrt{\frac{\mathcal{M}_{pres} + \mathcal{M}_{sub}(0) - \mathcal{M}_{poids}}{\rho e^2}} = 1,7 \text{ m/s.} \quad (2)$$

2 Rendement d'une turbine

Cette expérience (Excilco) a pour but d'illustrer le paragraphe du livre (Ch. 1, p. 16) sur le rendement d'une turbine (voir aussi les exercices 4.1 p. 59 et 1.2 p. 19).

Objectif : Déterminer le rendement maximal de la turbine en créant une courbe du rendement en fonction de l'angle des aubages pour la turbine Francis et le pointeau pour la turbine Pelton.

2.1 Concept à illustrer

La puissance maximale que peut récupérer une turbine est

$$\Pi_{max} = P Q , \quad (3)$$

où $P = P_{net} - P_a$ est différence entre la pression P_{net} à l'amont de la turbine et la pression atmosphérique P_a à l'aval. Lorsque la pression est due à une hauteur de chute h_{brut} , on a $P = \rho g h_{net}$ où $h_f = h_{brut} - h_{net}$ est la perte de charge dans les conduites.

À cause des pertes de charges hydrauliques et autres dissipations au sein de la turbine, la puissance Π_{turb} transmise à la turbine est inférieure à Π_{max} . On définit le rendement de la turbine par $\eta_{turb} = \frac{\Pi_{turb}}{\Pi_{max}}$.

Ce rendement de la turbine est fonction notamment du débit turbiné. Le rendement de la turbine est également fonction de la hauteur de chute h_{net} , mais celle-ci varie en général peu en exploitation.

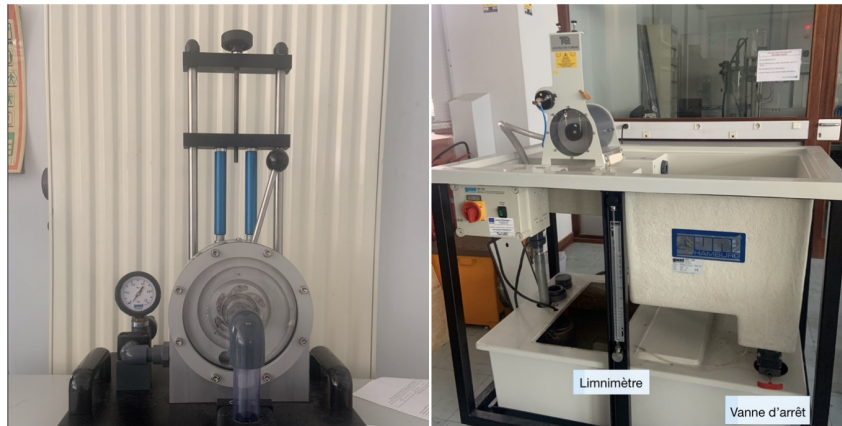


FIG. 8 – Expérience avec une petite turbine Francis.

2.2 Description de l'expérience

L'expérience consiste à mesurer la différence de tension $F_{frot} = \delta T$ d'une courroie frottant sur l'axe de rayon r d'une turbine entraînée par un débit Q et soumise à un différentiel de pression P . En mesurant la vitesse de rotation ω de la turbine, on peut comparer la puissance $\Pi_{turb} = F_{frot} \omega r$ fournie à la turbine et la puissance maximale. En traçant la courbe pour différents réglages de l'angle des aubages d'une turbine Francis ou le pointeau d'une turbine Pelton, on peut trouver le rendement $\eta_{turb} = \Pi_{turb}/\Pi_{max}$ optimal.

La turbine tourne à une vitesse constante ω . On peut donc appliquer la première loi de Newton $\Sigma F = 0$: la force motrice de la turbine égale la force de frottement de la courroie sur l'arbre.

On a donc $\Pi_{turb} = C \omega$ où $C = F_{frot} r$ est le couple. Comme $\Pi_{turb} = \eta P Q$, on a finalement

$$\eta = \frac{\Pi_{turb}}{\Pi_{max}} = \frac{F_{frot} r \omega}{P Q}$$

2.3 Protocole

- Brancher et allumer la pompe.
- Régler le pointeau ou l'angle des aubages.
- Mesurer la différence de tension F_{frot} de la courroie à l'aide du dynamomètre (B-A).
- Relever la pression P en entrée de l'injecteur sur le manomètre à aiguille.
- Mesurer le nombre de tours par minute N avec le tachymètre et en déduire la vitesse angulaire $\omega = \frac{2\pi \cdot N}{60}$.
- Calculer le débit Q en chronométrant le remplissage de la cuve, après avoir fermé la vanne d'arrêt à guillotine à l'entrée du réservoir jaugeur. (On fait l'hypothèse que Q est constant il ne faut donc pas modifier ce réglage lié à l'angle des aubages).
- Calculer le rendement $\eta_{turb} = \frac{\pi_{turb}}{\pi_{theo}}$.

2.4 Exemples de résultats

On considère ici une turbine Francis. Le rayon du disque de frottement est $r = 2,5$ cm. On obtient un rendement maximum pour un angle des aubages de 11 degrés est un $F_{frot} = 1,3N$.

Le tableau ci-dessous est issu d'un rapport de projet d'élèves ingénieurs de première année.

On obtient, pour un débit de $0.45L.s^{-1}$:

Pression (bar)	Rotation(tr/min)	Force(N)	Moment (Nm)	Puissance arbre (W)	Puissance hydraulique	η
0.44	1800	0	0	0	19.8	0
0.43	1700	0.1	0.0025	0.445	19.35	0.023
0.43	1680	0.2	0.005	0.880	19.35	0.045
0.42	1600	0.4	0.01	1.676	18.9	0.089
0.418	1550	0.6	0.015	2.435	18.81	0.129
0.41	1500	0.8	0.02	3.142	18.45	0.17
0.4	1450	0.9	0.0225	3.416	18	0.190
0.4	1430	1	0.025	3.744	18	0.208
0.4	1390	1.1	0.0275	4	18	0.222
0.4	1350	1.2	0.03	4.24	18	0.236
0.4	1320	1.3	0.0325	4.492	18	0.25
0.4	1050	1.5	0.0375	4.123	18	0.229
0.41	830	1.7	0.0425	3.694	18.45	0.2
0.41	600	1.8	0.045	2.827	18.45	0.153
0.41	480	1.9	0.0475	2.387	18.45	0.129
0.41	270	2	0.05	1.414	18.45	0.077

Ainsi $\eta_{max} = 25\%$ pour $n = 1320tr.min^{-1}$

FIG. 9 – Exemple de mesures (rapport d'élèves 1MFEE).

2.5 Approfondissement

La recherche de rendement maximal peut être réalisée avec un autre type de turbine.

3 Conductivité hydraulique

Cette expérience (Excilco) illustre le paragraphe du livre (Ch 2., p. 28) sur la loi de Darcy des écoulements en milieu poreux.

Objectif : Calculer la conductivité hydraulique d'un volume de sable compris entre deux réservoirs.

3.1 Concept à illustrer

La charge hydraulique dans les milieux poreux (ici le sable) est définie par

$$H = \frac{P}{\rho g} + Z, \quad (4)$$

où P est la pression, Z la cote verticale, ρ la masse volumique et g la gravité. C'est la charge piézométrique dans la mesure où la vitesse est négligée.

La loi de Darcy indique que la vitesse d'un écoulement dans un milieu poreux est perpendiculaire aux surfaces de charge constante et que son module V est

$$V = -K_p \frac{dH}{ds}, \quad (5)$$

où $S_f = -dH/ds$ est la pente de frottement, s la coordonnée curviligne le long d'une ligne de courant et K_p la conductivité hydraulique.

3.2 Description de l'expérience

Du sable est contenu dans une cuve de longueur $L = 60\text{cm}$ et de largeur $B = 8\text{cm}$ (voir figure 10). Deux chateaux d'eau de hauteurs réglables permettent de fixer les hauteurs y_0 et y_b .

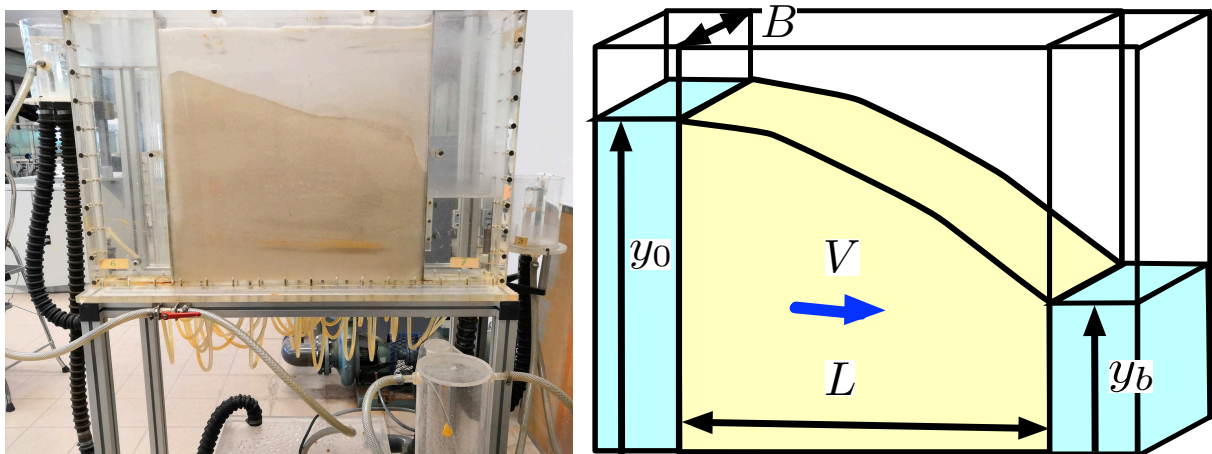


FIG. 10 – Écoulement dans un milieu poreux compris entre deux réservoirs.

La mesure du débit Q s'effectue en remplissant deux réservoirs de diamètres respectifs $D_1 = 4\text{ cm}$ et $D_2 = 14,4\text{ cm}$. On mesure le temps T nécessaire pour remplir ces réservoirs d'une hauteur h , ce qui conduit à $Q = Ah/T$ avec $A = \pi (D_1^2 + D_2^2)/4 = 0,0175\text{ m}^2$.

3.3 Protocole

- Brancher la pompe.
- Fixer la hauteur des chateaux d'eau et relever y_0 et y_b .
- Mesurer le débit :
 - . Baisser la poignée en aval des deux réservoirs.
 - . Chronométrer le temps de remplissage t d'une certaine hauteur h (s'aider des traits sur le petit cylindre)
 - . Calculer $Q = \frac{Ah}{t}$
- Calculer S_f et V pour en déduire $K_p = \frac{V}{S_f}$ (permet de vérifier les valeurs) ou bien directement avec la formule $K_p = \frac{2QL}{B(y_0^2 - y_b^2)}$.

3.4 Exemples de résultats

Des exemples de mesures sont résumés dans le tableau 1.

n°	y_0	y_b	h	T	$S_f = \frac{y_0 - y_b}{L}$	$Q = \frac{Ah}{T}$	$V = \frac{2Q}{B(y_0 + y_b)}$	$K_p = \frac{V}{S_f}$
	(cm)	(cm)	(cm)	(s)	()	(l/s)	(mm/s)	(m/s)
1	46,5	17,8	5,6	65	0,48	0,015	0,59	$1,22 \times 10^{-3}$
2	50	15	11,2	105	0,58	0,019	0,72	$1,24 \times 10^{-3}$
3	54	8,5	16,8	130	0,76	0,023	0,90	$1,19 \times 10^{-3}$

TABLE 1 – Expérience de détermination de K_p à partir de mesures de y_0 , y_b , h et T .

Dans la littérature, la conductivité hydraulique du sable est comprise entre 10^{-2} et 10^{-5} . On a donc un résultat cohérent.

3.5 Approfondissement

On peut se poser la question de la validité de nos résultats suite à l'approximation de $V = \frac{Q}{S}$ avec $S = y_{moyen} \cdot B = \frac{B(y_0 + y_b)}{2}$. Il s'avère que cette approximation n'en ai pas réellement une. En effet, sans faire cette dernière, on retrouve finalement la même expression de K_p :

En considérant le profil $y(x)$ de la surface libre, on obtient l'expression du débit linéique $q = \frac{Q}{B} = \frac{V \cdot S}{B} = \frac{V \cdot y \cdot B}{B} = y(x)V(x)$.

On sait que $V = K_p S_f$ avec $S_f = -\frac{dH}{ds} = -\frac{dy}{dx}$

Ce qui revient à résoudre dans notre cas $-\frac{dy}{dx} = \frac{V}{K_p}$. On peut l'écrire sous la forme : $y dy = -\frac{q}{K_p} dx$ car $V = \frac{q}{y}$.

En intégrant on obtient : $\int_{y_0}^{y(x)} y dy = -\frac{q}{K_p} \int_{x_0}^x dx$

Et donc $y(x)^2 - y_0^2 = -\frac{2q}{K_p} (x - x_0)$: Le profil de la surface libre est parabolique

De plus, si l'on fait tendre x vers x_b , on retrouve bien l'expression $K_p = \frac{2qL}{y_0^2 - y_b^2} = \frac{2QL}{B(y_0^2 - y_b^2)}$

4 Evaluation de la perte de charge en surface libre

Cette expérience (Excilco) a pour but d'illustrer le paragraphe du livre sur les pertes de charges (Ch. 3, p. 38). On s'intéresse ici à la comparaison entre des écoulements fluviaux et des écoulements torrentiels.

Objectif : Observer les différentes pertes de charge à l'aide de tubes de Pitot dans un régime torrentiel et dans un régime fluvial.

4.1 Concept à illustrer

La charge hydraulique des écoulements à surface libre s'écrit

$$H = \frac{P_a}{\rho g} + Z_s + \frac{V^2}{2g} \quad \text{avec} \quad Z_s = Z_f + y. \quad (6)$$

L'expression de la charge est constitué d'un terme $\frac{V^2}{2g}$ caractérisant l'énergie cinétique (exprimé en m) du fluide, et d'un terme Z_s caractérisant l'énergie potentielle .

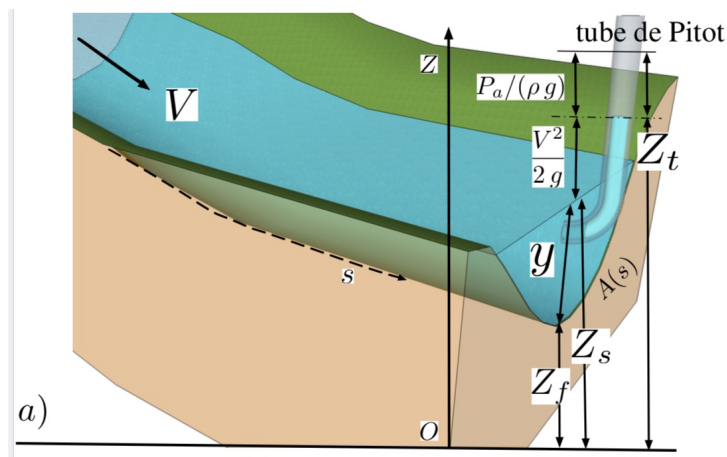


FIG. 11 – Tube de Pitot

La cote Z_t de la surface libre d'un tube de Pitot (figure 12) vaut

$$Z_t = Z_s + \frac{V^2}{2g} = Z_f + y + \frac{V^2}{2g} \implies Z_t - Z_s = V^2/(2g) \implies V = \sqrt{2g(Z_t - Z_s)}. \quad (7)$$

Un tube de Pitot permet donc d'évaluer la vitesse d'un écoulement. En plaçant des tubes de Pitot à différentes positions dans un canal, on peut évaluer la diminution de vitesse d'un l'écoulement, c'est à dire évaluer la perte de charge due au terme d'énergie cinétique.

D'un autre côté, mesurer l'altitude de la surface libre d'un écoulement à différentes positions permet de déduire la perte de charge due au terme d'énergie potentielle.

4.2 Description de l'expérience

On place deux tubes de Pitot dans le grand canal de largeur $B = 25cm$, un après la vanne amont y_1 , et un avant la vanne aval y_2 . En réglant les vannes, on impose un régime torrentiel

ou fluvial. On observe la variation de la cote des tubes de Pitot Z_t ainsi que de la hauteur d'eau y dans ces deux régimes.



FIG. 12 – Régime torrentiel (gauche) et fluvial (droite)

4.3 Protocole

1ère expérience :

- Placer les tubes de Pitot dans le canal.
- Relever la distance $Z_t - Z_s$ de la surface libre dans un tube de Pitot et ainsi calculer la vitesse au niveau du tube.
- Comparer avec la valeur de vitesse obtenue grâce au débitmètre.

2ème expérience :

- Instaurer un régime fluvial en plaçant les vannes en position ouverte. Observer les variations de la profondeur y et de la surface libre des tubes de Pitot.
- Imposer un régime torrentiel en abaissant la vanne amont, faire de même.
- Conclure sur l'évolution de la perte de charge en fonction des régimes.

4.4 Exemples de résultats

Pour un débit fixé $Q = 10\text{L/s}$.

- En régime fluvial :

On mesure une hauteur d'eau $y_1 \sim y_2 = 6,5\text{ cm}$, et dans les tubes de Pitot $Z_{t1} - Z_{s1} \sim Z_{t2} - Z_{s2} = 2,5\text{ cm}$. On constate donc que les pertes de charges linéiques le long du canal sont négligeables. Cependant sur une plus longue distance, théoriquement on devrait constater une diminution de la profondeur y .

- En régime torrentiel :

On mesure une hauteur d'eau $y_1 = 2,8\text{ cm}$ et $y_2 = 6\text{ cm}$ et dans les tubes de Pitot $Z_{t1} - Z_{s1} = 13\text{ cm}$ et $Z_{t2} - Z_{s2} = 3\text{ cm}$. On constate que les pertes de charges linéiques sont dues au terme cinétique, de part la diminution de la vitesse entre les deux tubes de Pitot. En effet, ce dernier nous a fait perdre $13 - 3 = 10\text{ cm}$ de charge tandis que nous avons gagné $\sim 3\text{ cm}$ de hauteur d'eau : une part de l'énergie cinétique s'est convertie en énergie potentielle.

4.5 Approfondissement

Calculer le coefficient de Strickler K_s du grand canal en fonction du régime d'écoulement. La formule de Strickler relie la vitesse à la pente de frottement S_f :

$$V = K_s \sqrt{S_f} R_h^{\frac{2}{3}} \text{ avec } R_h \text{ le rayon hydraulique}$$

5 Meccano hydraulique : conduite simple

Cette expérience (Excilco) a pour but d'illustrer le paragraphe du livre (Ch 4., p. 49) sur le diagramme de Moody des écoulements en charge dans des conduites de sections circulaires.

Objectif : Calculer le coefficient de frottement d'une conduite simple et le vérifier grâce au calcul de la pente de frottement.

5.1 Concept à illustrer

Les pertes de charge linéiques (également appelées régulières), dues au frottement le long des conduites, sont modélisées par la formule de Darcy-Weissbach

$$\frac{h_f}{L} = f(r, Re) \frac{V^2}{2gD}, \quad (8)$$

où h_f est la perte de charge le long d'une conduite de longueur L et de diamètre D , parcourue par un écoulement de vitesse V (débitante). Le coefficient de frottement $f(r, Re)$ dépend de la rugosité $r = \epsilon/D$, où ϵ est la rugosité absolue, et du nombre de Reynolds $Re = VD/\nu$ où ν est la viscosité cinématique. Le coefficient de frottement $f(r, Re)$ peut se lire sur un diagramme de Moody (figure 2).



FIG. 13 – Mesure expérimentale de la rugosité d'un tuyau.

5.2 Description de l'expérience

Le Meccano hydraulique désigne un ensemble de matériels comprenant des conduites transparentes, des vannes, des coudes, des tés et des pompes immergées alimentant des châteaux d'eau (figure 13).

Nous allons vérifier la relation $\frac{h_f}{L} = f(r, Re) \frac{V^2}{2gD}$.

Pour la partie gauche de l'équation, il nous faut h_f . Pour cela, un manomètre est placé au début du tuyau, en M_1 , pour y connaître la pression à ce point. La sortie du tuyau, en M_2 , est elle à une hauteur h du sol, et donc soumis à la pression atmosphérique P_a

En supposant que $Z = 0$ au sol, la charge en M_1 est $H_1 = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V^2}{2g}$ et la charge en M_2 est $H_2 = h + \frac{P_a}{\rho g} + \frac{V^2}{2g}$. La perte de charge linéique est donc $h_f = H_1 - H_2 = \frac{P_1 - P_a}{\rho g} - h$.

Pour la partie de droite, il nous manque cette fois-ci f et V . Pour connaître ces deux données, il nous suffit uniquement de connaître le débit circulant dans le tuyau. En effet, $V = \frac{Q}{S}$, et en connaissant V , nous pouvons connaître $Re = \frac{VD}{\nu}$. Nous connaissons déjà $r = \frac{\epsilon}{D}$ grâce au répertoire de valeurs de ϵ p.38 du livre, ici $\epsilon = 0.01 \text{ mm}$. Il ne nous reste qu'à lire f sur le diagramme de Moody.

Nous connaissons maintenant tous les termes de cette équation, il ne nous reste plus qu'à vérifier qu'elle est correcte!

5.3 Protocole

- Réaliser le montage de cette manipulation.
- Une fois que l'eau circule dans le tuyau et qu'il n'y a plus d'air dedans, relever la pression $P_{baro} = P_1 - P_a$ sur le baromètre.
- Mesurer le débit sortant du tuyau Q en chronométrant le temps pris pour remplir une certaine masse d'eau dans un seau
- Calculer h_f , V et en déduire f .
- Vérifier la validité de l'équation.

5.4 Exemples de résultats

Le dispositif expérimental est composé d'un tuyau d'une longueur de $L = 10m$ et de diamètre $D = 18mm$. Nous avons rempli $8,4l$ en $22,6s$ dans un seau en maintenant la sortie du tuyau au même niveau, ce qui nous donne $Q = 0,37l/s$. Faire plusieurs mesures de ce débit permet d'être plus précis.

h	$P - P_a$	h_f	Q	ϵ	r	Re	$f(r, Re)$	$S_f = \frac{fV^2}{2gD}$	$S_f = \frac{h_f}{L}$
(m)	(bar)	(m)	(l/s)	(mm)	(-)	(-)	(-)	(-)	(-)
0,8	0,23	1,5	0,37	0,01	$5,6 \cdot 10^{-4}$	$2,6 \cdot 10^4$	0,025	0,149	0,15

Nous trouvons des valeurs identiques pour la partie gauche et la partie droite de l'égalité : cette dernière est vérifiée!

5.5 Approfondissement

Il se trouve que nous nous trouvons dans le régime lisse sur le diagramme de Moody. Autrement dit, la rugosité de notre tuyau a peu d'impact sur la valeur du coefficient de frottement f . Refaire l'expérience avec un tuyau de diamètre plus petit permettrait d'explorer le régime rugueux (car vitesse plus élevée dans le tuyau) et donc d'en déduire la rugosité réelle de notre tuyau.

6 Meccano hydraulique : dérivation

Cette expérience (Exilco) a pour but d'illustrer le paragraphe du livre (Ch 4., p. 49) sur le diagramme de Moody des écoulements en charge dans des conduites de sections circulaires.

Objectif : Déterminer la longueur équivalente à une singularité hydraulique créée par un robinet boisseau sphérique (vanne).

6.1 Concept à illustrer

Les pertes de charge dans les conduites en charge sont de deux types. Les pertes de charge linéiques (également appelées régulières), dues au frottement le long des conduites, sont modélisées par la formule de Darcy-Weissbach

$$\frac{h_f}{L} = f(r, Re) \frac{V^2}{2gD}, \quad (9)$$

où h_f est la perte de charge le long d'une conduite de longueur L , de diamètre D parcourue par un écoulement de vitesse V (débitante). Le coefficient de frottement $f(r, Re)$ peut se lire sur un diagramme de Moody (figure 2). Les pertes de charges singulières, concentrées sur des distances très courtes (vannes, coudes, élargissements...) sont modélisées par la formule

$$h_s = K \frac{V^2}{2g}, \quad (10)$$

où h_s est la perte de charge singulière, V la vitesse en amont de la singularité et K le coefficient de perte de charge singulière.

6.2 Description de l'expérience



FIG. 14 – Chateau d'eau pour alimentation gravitaire d'un réseau.

À partir des montages qui auront été préalablement mis en place, déterminer les pertes de charges dans les réseaux. Avec un té, on effectue une dérivation en deux circuits, l'un étant composé d'un tuyau se déversant dans un seau, l'autre d'une vanne réglable sur un tuyau très court qui se déverse dans un seau de même taille que le premier. En réglant la vanne, on s'efforce d'obtenir le même débit, constaté par l'égalité des vitesses de remplissage des seaux. On a ainsi calculé la longueur équivalente $L_{eq} = L_1 - L_2$ de la vanne pour une fermeture donnée. Cela nous permet

d'utiliser la formule : $h_s = L_{eq} f(r, Re) \frac{V^2}{2gD}$. La répétition de l'expérience à l'aide de tuyau de plusieurs longueurs permet d'étalonner la perte de charge de la vanne pour différents angles de fermeture.

6.3 Protocole

- Mesurer les débits sortant des deux tuyaux à l'aide d'un chronomètre, des seaux et d'une balance.
- Refaire les mesures en modifiant l'angle d'ouverture de la vanne jusqu'à ce que les débits soient égaux. Calculer la longueur équivalente de la vanne pour cet angle d'ouverture.
- Calculer le nombre de Reynolds $Re = \frac{D_H V}{\nu}$, avec $\nu = 10^{-6} m^2 \cdot s^{-1}$ la viscosité cinématique de l'eau.
- On sait que le coefficient de rugosité absolue du polyéthylène est $\epsilon = 0,01 mm$, on calcule donc le coefficient de rugosité relative $r = \frac{\epsilon}{D}$. Avec D le diamètre du tuyau.
- À l'aide du diagramme de Moody, déterminer le coefficient de frottement f .
- Calculer les pertes de charges singulières $h_s = L_{eq} f(r, Re) \frac{V^2}{2gD}$.
- En déduire le coefficient de perte de charge singulière K.

6.4 Exemples de résultats

Débit ($\approx Q_{pomp}/2$) $m^3 \cdot s^{-1}$	Angle d'ouverture °	L_{eq} m	K_{vanne} (-)	h_s m
0.000555	85	2	0.26195333	0.063509851
0.000555	75	4.85	0.63523681	0.154011389
0.000555	65	6.55	0.85789714	0.207994763
0.000555	50	12.7	1.66340361	0.403287555
0.000555	40	19.2	2.51475192	0.609694572

Dans le cas de notre expérience le long tuyau mesure $L_1 = 15$ mètres et le petit tuyau $L_2 = 68$ centimètres, les deux ont un diamètre de 1,8 centimètre. On trouve ainsi, pour un débit de 0,2 L/s, une perte de charge singulière $h_s = 0,73m$ et $K = 23,1$.

6.5 Approfondissement

On peut vérifier ses résultats par la théorie :

$h_s = K \frac{V^2}{2g}$ et d'après la formule d'Hazen-William :

$$\frac{h_s}{L_{eq}} = 10,675 \frac{Q^{-0,148}}{C_{HW}^{1,852}} \frac{1}{D^{4,87}}$$

Si on exprime K en fonction de L_{eq} , on remarque que K est une fonction linéaire de L_{eq} à débit et diamètre constants. Dès lors, on peut facilement exprimer la perte de charge singulière créée par la vanne.

7 Platine Deltalab

Cette expérience (Exilco) a pour but d'illustrer le chapitre du livre (Ch. 4, p. 45) sur les pertes de charge des écoulement en charge.

Objectif : Déterminer le coefficient de perte de charge d'une singularité dans une conduite en charge.

7.1 Concept à illustrer

Les pertes de charges singulières, concentrées sur des distances très courtes (vannes, coudes, élargissements...) sont modélisées par la formule

$$h_s = K \frac{V^2}{2g}, \quad (11)$$

où h_s est la perte de charge singulière, V la vitesse en amont de la singularité et K le coefficient de perte de charge singulière.

7.2 Description de l'expérience

La platine pédagogique Deltalab (figure 15) permet de mesurer des pertes de charges linéiques ou singulières pour une série de configurations à l'aide de piézomètres. Des prises de pression installées au niveau des éléments sont directement reliées aux tubes piézomètres, avec un robinet d'isolement pour chaque ligne. La charge au point concerné est lue directement en hauteur de colonne d'eau grâce au panneau millimétré placé derrière les tubes. Un système de contre-pression dans ces tubes permet de travailler sur une gamme importante de débits. Ces tubes piézomètres sont utilisés pour mesurer les pertes de charge linéaires et les pertes de charge singulières dans les coudes.

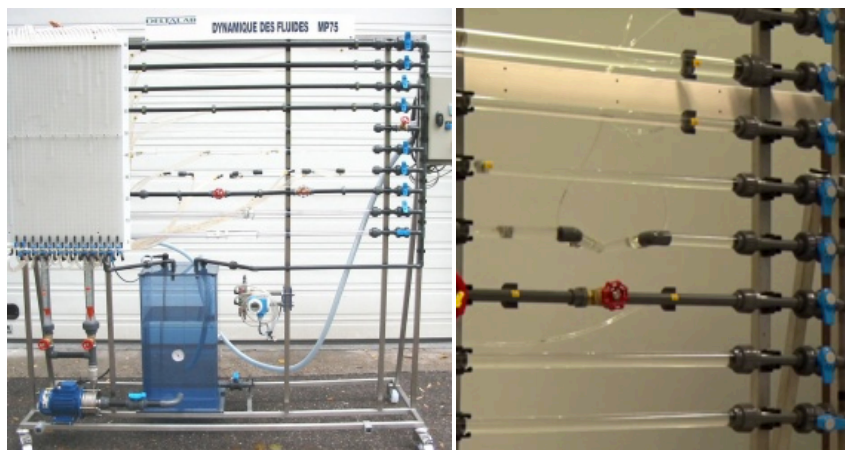


FIG. 15 – Platine Deltalab pour les pertes de charge.

Les lignes de mesures correspondant aux pertes de charges singulières sont (figure 16) :

- pour les coudes : 1-2, 2-3, 3-4, 4-5, 5-6, 6-7,
- variations brusques de section : 8-9 (agrandissement), 9-10 (rétrécissement)

Pendant le temps disponible, choisir quelques configurations pour mesurer les coefficients de perte de charge singulières. On évaluera l'influence du rayon de courbure des coudes. Il sera intéressant d'identifier les cas où le régime est pleinement rugueux.

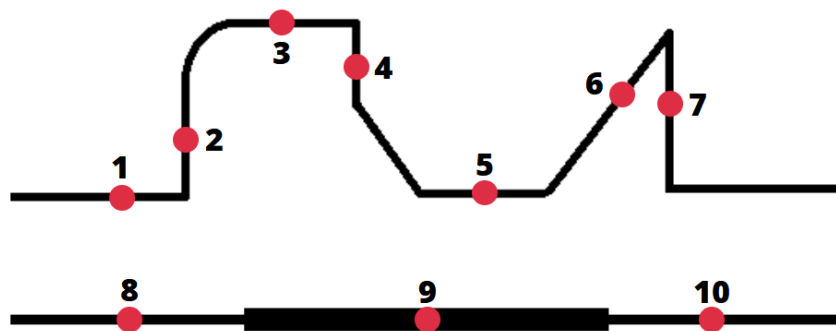


FIG. 16 – Noms et positions des prises de pression sur la ligne des pdc singulières et des changements de section.

7.3 Protocole de la platine

- Fermer toutes les vannes et robinets sauf ceux de la ligne à étudier.
- Brancher et allumer la platine DeltaLab.
- Ouvrir la vanne de derrière et régler un débit élevé ($> 1000\text{ l/h}$), jusqu'à ce que les piézomètres soient remplis (purge).
- Diminuer le débit ($< 700\text{ l/h}$). Une fois que le ménisque d'une colonne est au milieu du panneau, fermer le robinet associé. Le faire pour tous les piézomètres associés à la ligne étudiée.
- Pour commencer les mesures, garder un débit plutôt faible et ouvrir les robinets, tout en faisant attention à ce que les niveaux restent dans la hauteur du panneau.

7.4 Exemples de résultats

Fixer un débit de 800 l/h. Relever la perte de charge entre 1-2. Est-elle identique à celle 3-4 ? Regardez en fonction du rayon de courbure 4-6 et 6-7 si l'évolution de la perte de charge est pertinente.

A partir de la formulation des pertes de charges singulières (Eq. 11), exprimer le coefficient de perte de charge en 3-4. Varie-t-il si on change le débit (500 et 1000 l/h) ?

On pourra faire de même pour le rétrécissement brusque (9-10)

Valeurs obtenues pour un débit de 800 l/h :

Coude	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6	6-7
$h_s(\text{cm})$	9,5	6,5	8,5	14	6,5	21

Pour les variations de section, nous obtenons une augmentation du niveau d'eau de 3 cm entre 8 et 9 et une diminution de 12 cm entre 9 et 10. **Attention!** même si le niveau d'eau augmente entre 8 et 9, cela ne veut pas dire que l'eau a gagné de la charge ! Ce phénomène est à comprendre..

7.5 Approfondissement

Mettre plusieurs circuits en parallèle et calculer les longueurs équivalentes à l'aide de la formule Hazen-William :

$$S_f = 10,675 \left(\frac{Q}{C_{HW}} \right)^{1,852} \frac{1}{D^{4,87}} \cdot \quad (12)$$

8 Formule de Manning Strickler

Cette expérience (Exilco) a pour but d'illustrer le paragraphe du livre (Ch. 5, p. 67) sur la formule de Strickler, dans le cas du régime d'écoulement normal ($S_f = S_0$).

Objectif : Observer l'impact de la pente, de la rugosité, et du débit sur le régime d'écoulement, et de calculer un coefficient de Strickler K_s

8.1 Concept à illustrer

La hauteur entre la surface libre de cote Z_t d'un tube de Pitot et la surface libre de cote Z_s de l'écoulement vaut

$$Z_t - Z_s = V^2/(2g) \implies V = \sqrt{2g(Z_t - Z_s)}. \quad (13)$$

La formule de Strickler relie la vitesse à la pente de frottement S_f :

$$V = K_s \sqrt{S_f} R_h^{2/3}. \quad (14)$$

8.2 Description de l'expérience

Lorsque l'écoulement est normal $y = y_n$ est constant et $S_f = S_0$. On peut alors déduire K_s des autres grandeurs, supposées connues :

$$K_s = \frac{V}{\sqrt{S_0} R_h^{2/3}} \text{ avec } R_h = \frac{yB}{2y+B}$$

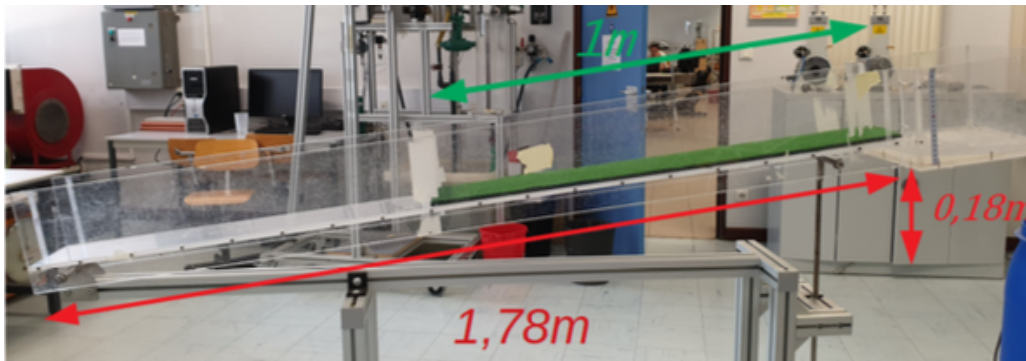


FIG. 17 – Canal inclinable.

On utilise le petit canal de la salle B004 de largeur $B = 15$ cm.

Sur ce canal, il est possible de jouer sur le débit de la pompe en jouant sur le réglage de la vanne, de modifier la pente du fond du canal, et également de modifier la rugosité du fond et donc son coefficient de Strickler. Le débit pourra être mesuré à l'aide d'une méthode capacitive : temps de remplissage d'un seau dont le volume est connu (ou bien pesé avant/après)

L'idée de cette expérience est

- d'observer qualitativement l'impact des différents paramètres sur la hauteur d'eau et le régime d'écoulement (fluvial, torrentiel) : rugosité, pente, débit.
- de calculer une valeur de coefficient de Strickler, en mesurant une pente, un débit et une hauteur d'eau dans le canal.
- le Strickler du fond étant connu, faire varier la pente du canal, et comparer la hauteur d'eau mesurée à la hauteur déterminée par calcul.

8.3 Protocole de calcul d'un Strickler

- Mesurer la pente du canal S_0 et la hauteur d'eau $y = y_n$.
- Pour mesurer la vitesse, plusieurs manières :
 - . utiliser un tube de Pitot et mesurer $Z_t - Z_s = V^2/(2g)$
 - . mesurer le débit (avec un seau) et en déduire V
 - . mettre une vanne de fond en aval, et mesurer y_c (hauteur d'eau au passage de la vanne), et en déduire le débit linéique q et donc le débit Q et enfin V (en lien avec l'expérience 11. Courbes de remous).
- Calculer le Strickler du fond avec $K_s = V/(\sqrt{S_0} \cdot R_h^{2/3})$

8.4 Exemples de résultats

Expérience n°	Fond	Débit Q (l/s)	Pente S_0	Hauteur d'eau y (cm)	Rayon hydraulique R_h (cm)	Strickler K_s
1	Plexiglas	1,2	0,0075	2	1,6	73
2	Gazon	1,2	0,0075	3	2,1	40
3	Dalle à plot	1,2	0,0075	3,2	2,2	36

TABLE 2 – Mesure du K_s pour différents fonds

8.5 Approfondissement

Vérifier l'estimation de K_s à l'aide de formule $dy/ds = (S_0 - S_f)/(1 - Fr^2)$ pour une courbe M_3 .



FIG. 18 – Montage pour canal inclinable.

9 Franchissement d'obstacle gaussien

Cette expérience (Exilco) a pour but d'illustrer le paragraphe du livre (Ch. 5, p. 68) sur le franchissement d'un obstacle par un écoulement stationnaire. On suppose ici que le frottement est négligeable.

Objectif : Étudier et observer les différents types d'écoulements au passage d'un obstacle gaussien et d'effectuer des mesures et calculs afin de prouver grâce au nombre de Froude qu'il s'agit bien d'un écoulement fluvial, torrentiel ou transcritique.

9.1 Concept à illustrer

La charge hydraulique dans un écoulement à surface libre est donnée par

$$H = \frac{P_a}{\rho g} + Z_f + y + \frac{V^2}{2g} \quad (15)$$

Avec P_a la pression atmosphérique, Z_f la côte du fond du canal, y la profondeur de la lame d'eau et V la vitesse de l'écoulement.

$$d\left(\frac{V^2}{2g}\right) = -Fr^2 dy \quad (16)$$

On définit le Nombre de Froude par : $Fr = \frac{V}{\sqrt{gy}}$ En utilisant l'équation qui lie la charge hydraulique à la variation de la profondeur y et au nombre de Froude Fr (2) et en dérivant l'expression de la charge, obtient la relation suivante :

$$(1 - Fr^2)dy = -dZ_f + dH \sim -dZ_f \quad (17)$$

A l'approche d'un obstacle, on distingue donc deux régimes distincts : $Fr < 1$: le régime fluvial où la profondeur y diminue au sommet de l'obstacle. $Fr > 1$: le régime torrentiel où la profondeur y augmente au sommet de l'obstacle. Lorsque $Fr = 1$ au sommet de l'obstacle, le régime est dit transcritique et la profondeur tend vers la hauteur critique y_c .

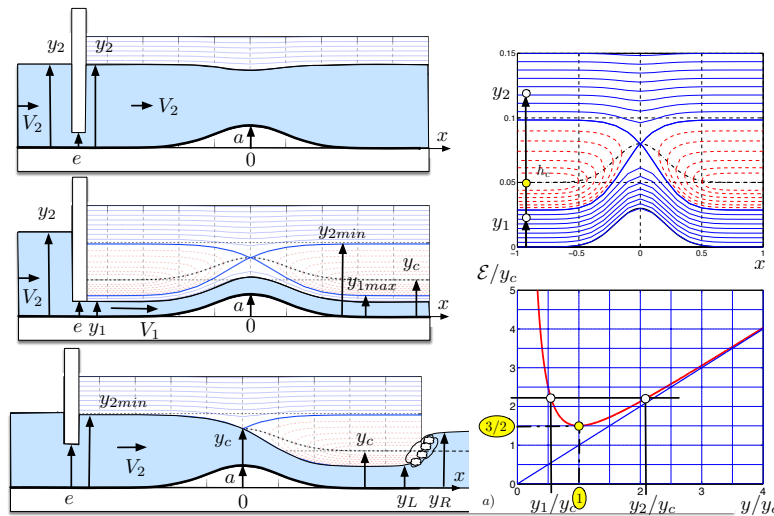


FIG. 19 – Lignes d'eau pour le franchissement d'un obstacle. Régime a) torrentiel, b) fluvial et c) transcritique.

9.2 Description de l'expérience

Un vanne de fond ou une rampe permet d'imposer un écoulement torrentiel en amont de l'obstacle. Si l'on peut augmenter progressivement la profondeur en amont, l'augmentation de la profondeur au sommet de l'obstacle devient de plus en plus visible. Mais au-delà d'une profondeur amont limite, un ressaut se forme en amont pour transiter vers le régime transcritique. En fermant progressivement la vanne aval, on amène un ressaut à l'aval de l'obstacle pour finir par un écoulement fluvial sur l'obstacle.

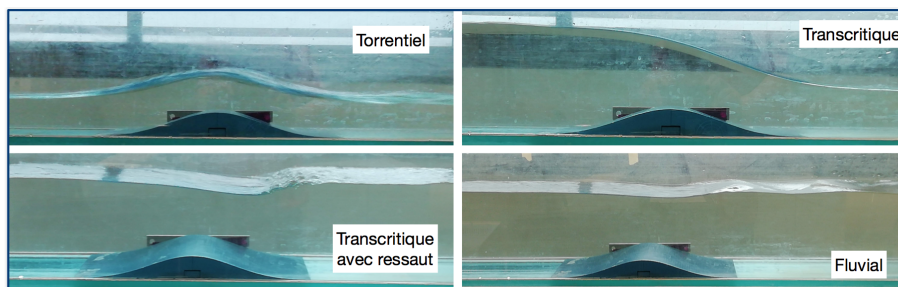


FIG. 20 – Mise en évidence des différents régimes.

9.3 Protocole

- Fixer l'obstacle dans le canal à l'aide de scotch transparent. Relever le débit Q .
- Imposer à l'aide des vannes aval et amont un régime torrentiel puis transcritique et enfin fluvial. Relever la hauteur d'eau y au sommet de l'obstacle pour chacun de ses régimes.
- Calculer le nombre de Froude et vérifier sa cohérence pour chacun des régimes.
- Vérifier par le calcul la profondeur critique $y_c = \left(\frac{q^2}{g}\right)^{\frac{1}{3}}$ dans le cas du régime transcritique.

9.4 Exemples de résultats

Débit $Q = 15L/s$		$q = 0,06 \text{ m}^2/s$			$y_c = 0,0715 \text{ m}$	
n	Régime	Vanne 1	Vanne 2	y	Fr	ϵ
0		cm	cm	m	()	()
1	Torrentiel	30	0	0,03	3,6794015	0,03
2		50	0	0,04	2,38984137	0,04
3		60	0	0,05	1,71003129	0,05
4	Transcritique	80	0	0,07	1,03231444	0,07
5		90	25	0,074	0,94975477	0,074
6	Trans/Ressaut	90	40	0,075	0,93082313	0,075
7		100	50	0,08	0,84493652	0,08
8	Fluvial	100	100	0,1	0,60458736	0,1
9		60	100	0,11	0,52404675	0,11
10		100	75	0,09	0,15	

FIG. 21 – Exemple de résultats

9.5 Approfondissement

Détermination de l'énergie spécifique ϵ (p. 80) le long de la ligne d'eau du franchissement de l'obstacle, pour les différents régime.

10 Courbes de remous

Cette expérience (Exilco) a pour but d'illustrer le paragraphe du livre (Ch. 5, p. 71) sur les courbes de remous en faibles et fortes pentes et avec ressaut hydraulique. On fait ici l'hypothèse des grandes largeurs.

Objectif : Le but est de vérifier la relation entre y_c et le débit, et de déterminer expérimentalement le coefficient de Strickler K_s de la rampe grâce à y_n

10.1 Concept à illustrer

L'équation de l'hydraulique stationnaire s'écrit

$$\frac{dy}{ds} = S_0 \frac{1 - (y/y_n)^{-10/3}}{1 - (y/y_c)^{-3}} \quad \text{avec} \quad y_c = \left(\frac{q^2}{g}\right)^{1/3} \quad \text{et} \quad y_n = \left(\frac{q^2}{K_s^2 S_0}\right)^{3/10}. \quad (18)$$

où y_c est la profondeur critique et y_n est la hauteur normale. Les courbes de remous sont les solutions de cette équation. On dit que la pente S_0 est faible si $y_c < y_n$ (courbes M_3 , M_2 et M_1), forte si $y_n < y_c$ (courbes S_3 , S_2 et S_1) et critique si $y_n = y_c$.

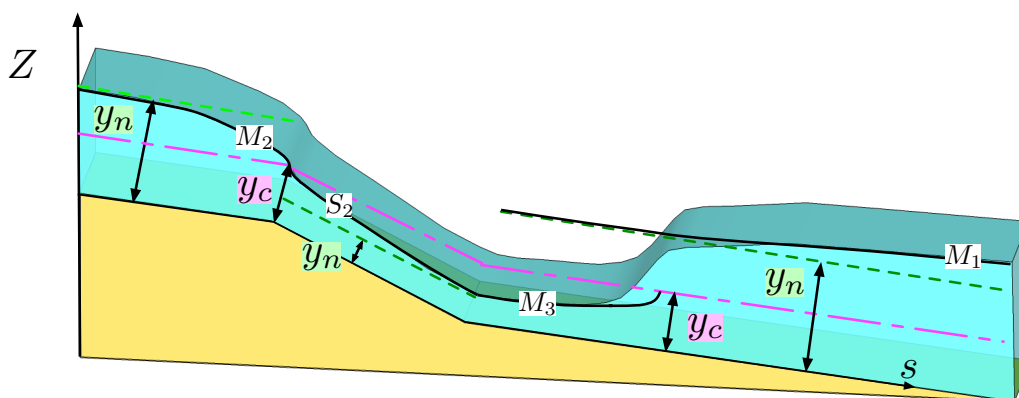


FIG. 22 – Courbes de remous (livre page 71) : $M_2 \rightarrow S_2 \rightarrow M_3 \rightarrow$ ressaut $\rightarrow M_1$.

10.2 Description de l'expérience

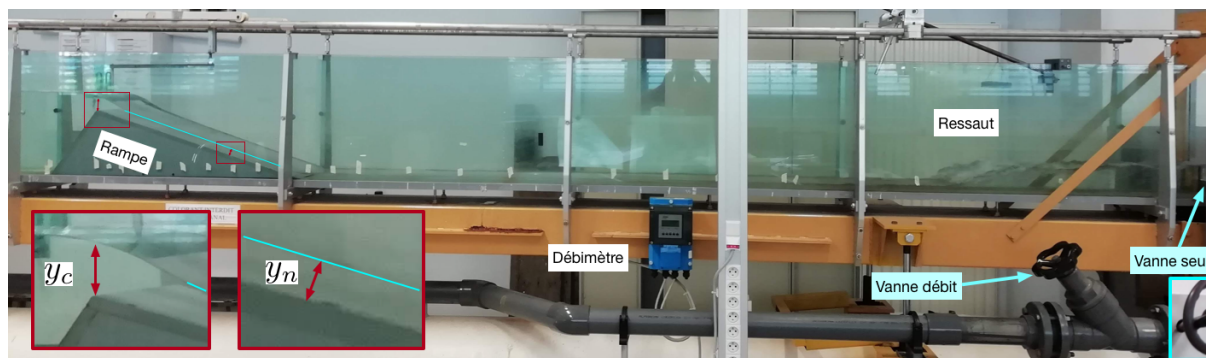


FIG. 23 – Dispositif expérimental.

Dans le petit canal, de largeur $B = 25$ cm, on dispose une rampe d'angle droit au sommet et de pente $S_0 = \sin \alpha = 25,5 \text{ cm} / 85,5 \text{ cm} = 0,3$ (figure 23).

La passage du régime fluvial au régime torrentiel s'effectue à la profondeur critique y_c dont la mesure permet de déterminer le débit :

$$q = \sqrt{g y_c^3} \implies Q = B q = B \sqrt{g y_c^3} . \quad (19)$$

La courbe de remous S_2 converge vers une hauteur d'eau dite hauteur normale y_n dont la mesure permet de déterminer le coefficient de Strickler :

$$K_s = q S_0^{-1/2} y_n^{-5/3} . \quad (20)$$

10.3 Protocole

- Mesurer y_c et vérifier que l'on retrouve le débit affiché par le débitmètre
- Mesurer y_n (hauteur d'eau en fin de rampe) et estimer le coefficient de Strickler K_s de l'obstacle

10.4 Exemples de résultats

n°	Q	q	y_c	y_n	K_s
	l.s^{-1}	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$	m	m	$\text{m}^{1/3}.\text{s}^{-1}$
1	7,95	0,0318	4,7	0,016	57,339
2	8,9	0,0356	5,0	0,019	48,204
3	10,0	0,0400	5,5	0,022	42,421
4	10,9	0,0436	5,8	0,024	39,997

TABLE 3 – Expérience de détermination de K_s à partir de mesures de y_n .

On trouve finalement un coefficient de Strickler K_s moyen égal à $K_s = 47$.

Approfondissement

Si l'on ne fait pas l'approximation des grandes largeurs, il faut prendre en compte la profondeur hydraulique $y_H = A/B$ pour le calcul du nombre de Froude Fr et le rayon hydraulique $R_H = A/P = y B / (B + 2y)$ pour le calcul de la pente de frottement S_f .

On a ici $y_H = y$ et $R_H = y B / (B + 2y)$. La détermination du débit à partir de y_c reste inchangée. La détermination du coefficient de Strickler K_s s'écrit

$$K_s = q S_0^{-1/2} R_{Hn}^{-5/3} , \quad (21)$$

où $R_H = y_n B / (B + 2y_n)$.

11 Ressaut stationnaire

Cette expérience (Exilco) a pour but d'illustrer le paragraphe du livre (Ch. 6, p. 80) sur les ressauts stationnaires.

Objectifs : Vérifier l'égalité des impulsions avant et après le ressaut et calculer la différence de charge grâce aux tubes de Pitot et à la formule de perte de charge.

11.1 Concept à illustrer

Les relations de saut pour un ressaut stationnaire s'écrivent

$$y_1 V_1 = y_2 V_2 \quad \text{et} \quad y_1 V_1^2 + \frac{1}{2} g y_1^2 = y_2 V_2^2 + \frac{1}{2} g y_2^2 . \quad (22)$$

ce qui revient à dire que le débit linéique $q = y_1 V_1 = y_2 V_2$ est constant et que l'impulsion (flux de quantité de mouvement) $\mathcal{I}(q, y_1) = \mathcal{I}(q, y_2)$ est conservée avec $\mathcal{I}(q, y) = q^2/y + \frac{1}{2} g y^2$.

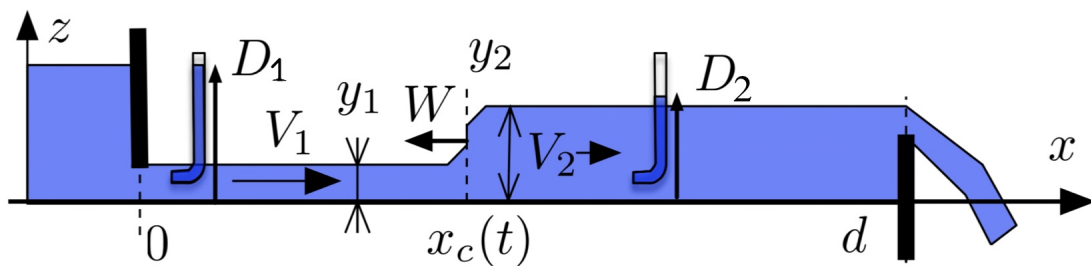


FIG. 24 – Ressaut hydraulique.

La perte de charge $\Delta H < 0$ (quantité négative) à travers un ressaut peut être mise en évidence à l'aide de tube de Pitot et s'écrit

$$\Delta H = D_2 - D_1 = \frac{(y_1 - y_2)^3}{4 y_1 y_2} . \quad (23)$$

11.2 Description de l'expérience



FIG. 25 – Ressaut hydraulique dans le grand canal

11.3 Potocole

- Stabiliser un ressaut dans le grand canal.
- Mesurer la hauteur d'eau avant le ressaut y_1 .
- Relever le débit et calculer le débit linéique $q = \frac{Q}{B}$. Avec $B = 25$ cm la largeur miroir du canal.
- Calculer l'impulsion $I_1(q, y_1) = \frac{q^2}{y_1} + \frac{1}{2}gy_1^2$.
- Déterminer y_2 à l'aide des abaques(Figure 3.a) et comparer avec la mesure expérimentale de y_2 .
- Placer des tubes de Pitot avant et après le ressaut, relever leurs hauteurs D_1 et D_2 . Cela donne la perte de charge expérimentale.
- Calculer et comparer à la perte de charge théorique :

$$\Delta H = \frac{(y_1 - y_2)^3}{4 y_1 y_2} . \quad (24)$$

11.4 Exemples de résultats

Expérience :	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q (l/s)	7.5	7.5	7.5	10	10	10	20	20	20	20
q ($\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$)	.03	.03	.03	.04	.04	.04	.08	.08	.08	.08
x_c (m)	1.5	2	5	2.5	4	7.5	0	3	6	11.5
y_1 (cm)	1.5	2	3	2	2.5	4	3	4	5	7
y_2 (cm)	10.3	8.6	6.5	11.8	10.2	7.2	19.4	16.2	13.9	10.6
\mathcal{I} ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-2}$)	.061	.047	.034	.082	.067	.048	.22	.168	.14	.115

TABLE 4 – Tableau “ressauts stationnaires”.

Expérience :	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
h_c (cm)	4.5	4.5	4.5	5.5	5.5	5.5	8.7	8.7	8.7	8.7
D_1 (cm)	21.9	13.5	8.1	22.4	15.5	9.1	39.2	24.4	18	13.7
D_2 (cm)	10.8	9.3	7.6	12.4	11	8.8	20.3	17.4	15.6	13.6
$-\Delta H$ (cm)	11.1	4.2	0.5	10.0	4.5	0.3	19	7	2.5	0.2
y_1 (cm)	1.5	2	3	2	2.5	4	3	4	5	7
y_2 (cm)	10.3	8.6	6.5	11.8	10.2	7.2	19.4	16.2	13.9	10.6
$\frac{(y_2 - y_1)^3}{4 y_2 y_1}$ (cm)	11.0	4.2	0.55	10.0	4.5	0.28	18.9	7.0	2.5	0.16

TABLE 5 – Tableau “perte de charge des ressauts stationnaire”.

11.5 Approfondissement

En fermant brusquement la vanne aval, de sorte que $U_2 = 0$, mesurer la vitesse du ressaut W et les hauteurs y_1 et y_2 pour vérifier l'expression théorique de W .

12 Propagation des petites intumescences

Cette expérience (Exilco) a pour but d'illustrer le paragraphe du livre (Ch. 6, p. 81) sur la propagation des petites intumescences.

Objectif : Montrer expérimentalement que la vitesse de propagation des petites intumescences est $c = \pm\sqrt{gh}$.

12.1 Concept à illustrer

La vitesse de propagation d'une petite intumescence (ressaut ou détente) dans le repère lié à l'écoulement est $c = \pm\sqrt{gh}$. Le nombre de Froude d'un écoulement est défini par $Fr = V/\sqrt{gh}$ où V est la vitesse et h la profondeur. On peut distinguer deux régimes :

- Fluvial $\iff Fr < 1 \iff V < c$: une onde se déplace vers l'amont à la célérité $V - c < 0$ et une onde se déplace vers l'aval à la célérité $V + c > 0$.
- Torrentiel $\iff Fr > 1 \iff V > c$: toutes les ondes se déplacent vers l'aval aux célérités $V - c > 0$ et $V + c > 0$.

12.2 Description de l'expérience

En générant des perturbations en plusieurs endroits de l'écoulement on vérifiera la nature de ces régimes en termes de propagations d'ondes



FIG. 26 – Ressaut dans le petit canal.

Après avoir stabilisé un ressaut hydraulique stationnaire en aval du col à l'aide de la vanne aval, on variera légèrement la position de cette vanne en chronométrant le temps au bout duquel le ressaut commencera à se déplacer. Ce temps sera comparé à la célérité théorique de l'intumescence (onde de détente) générée par la vanne aval.

12.3 Protocole

- Stabiliser un ressaut hydraulique stationnaire en aval de l'obstacle triangulaire à l'aide de la vanne aval.
- Mesurer la hauteur h d'eau au niveau du régime fluvial.
- Calculer la vitesse V de l'écoulement dans la partie fluvial en relevant le débit Q sur le débitmètre. La largeur du canal est de 25 cm.
- Calculer la vitesse de propagation d'une petite intumescence dans le repère lié à l'écoulement $c = \pm\sqrt{gh}$.

- Une onde se déplaçant vers l'amont se déplace à la célérité $V - c$. Calculer le temps théorique associé en mesurant la distance séparant le début du ressaut et la vanne.
- Varier la position de la vanne aval. Chronométrer le temps avant le commencement du déplacement du ressaut. Comparer les deux valeurs.

12.4 Exemples de résultats

Pour un débit $Q = 10L/s$:

On mesure $h = 13cm$, on a donc $V = 0,38m/s$ et $c = 1.13m/s$. Pour $V - c = -0.75m/s$ et le début du ressaut à la position $x = 3m$ donc on a $t_{theo} = 4s$. Expérimentalement on mesure $t_{exp} = 3,83s$.

12.5 Approfondissement

À partir d'un régime stationnaire quelconque, remonter brusquement la vanne aval pour générer un ressaut mobile en mesurant la nouvelle profondeur à l'amont de la vanne aval. Mesurer la célérité du ressaut et comparer avec la formule théorique.

Trouver les limites de l'approximation des petits ressaut et comparer avec la valeur exactes valable pour les ressauts de toutes tailles.



FIG. 27 – Fermeture brusque de la vanne aval.

13 Coup de bélier à surface libre

Cette expérience (Excilco) a pour but d'illustrer le paragraphe du livre (Ch. 6, p. 86) sur la coup de bélier, en utilisant l'analogie entre les ondes de compression dans une conduite en charge et les ondes de surface.

Objectif : Observer le phénomène de coup de bélier à surface libre et étudier l'influence de la vitesse de fermeture de la vanne sur l'amplitude de l'onde.

13.1 Concept à illustrer

Lors de la fermeture partielle ou totale d'une vanne, pendant le temps t_f , il se propage une onde de compression, dans le cas des conduites en charge, une onde de surface, dans le cas des canaux. La figure 28 représente la propagation de cette onde selon que la fermeture est rapide ou lente. Dans le cas des canaux $c = \sqrt{gy}$.

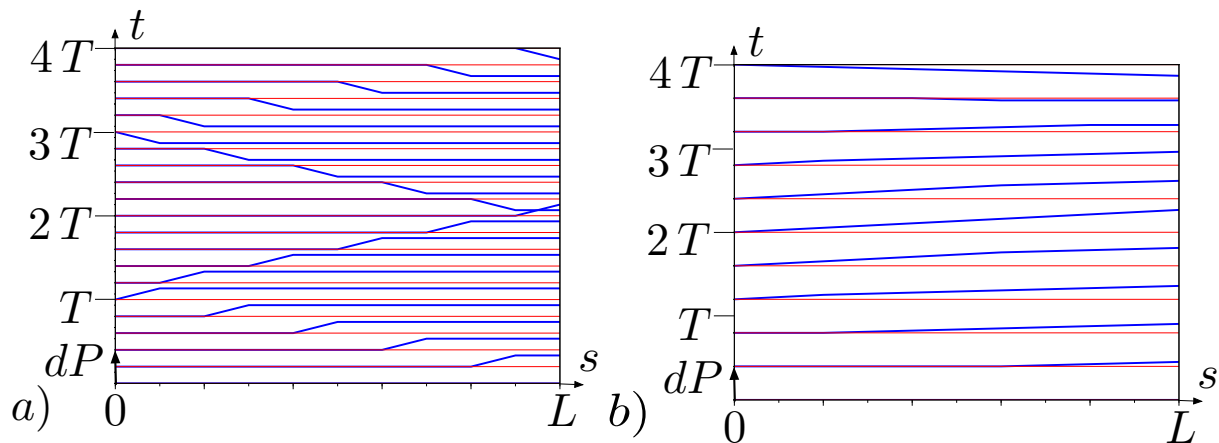


FIG. 28 – Propagation d'une perturbation dans une conduite de longueur L dans le cas a) d'une variation brusque $t_f < 2L/c$, b) d'une variation progressive $t_f > 2L/c$.

13.2 Description de l'expérience

La création d'une vague d'intumescence par fermeture progressive de la vanne aval ne montre rien de spectaculaire. En revanche cela permet de montrer que l'amplitude du coup de bélier est d'autant plus faible que la fermeture est progressive.

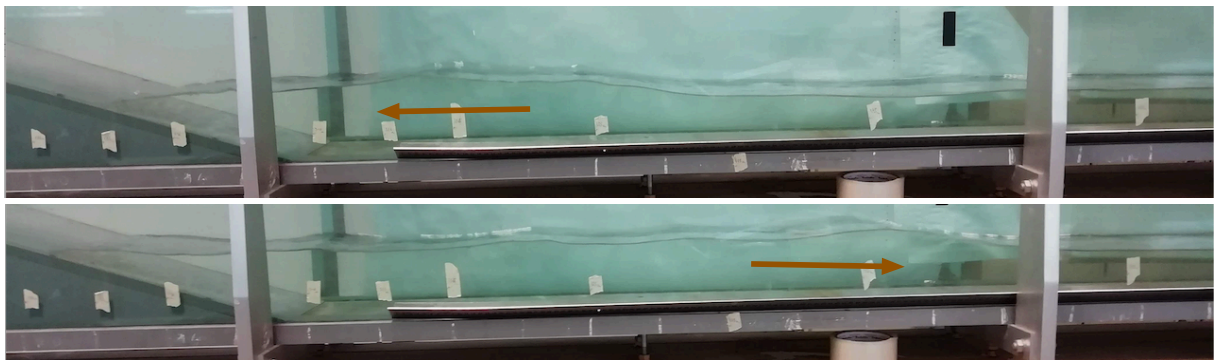


FIG. 29 – Réflexion d'onde de surface pour illustrer le phénomène de coup de Bélier.

13.3 Protocole

- Régler le petit canal à pente nulle
- Placer l'obstacle en forme de rampe triangulaire
- Régler la vanne aval à environ mi-hauteur
- Démarrer la pompe et attendre le régime établi
- Fermer le débit de la pompe par la vanne à volant. En même temps remonter entièrement la vanne aval
- Laisser stabiliser
- Ouvrir rapidement la vanne aval pendant quelques secondes, puis la refermer le plus brutalement possible. Observer la création d'une vague d'intumescence, sa vitesse de propagation, ainsi que sa réflexion sur l'obstacle à l'amont et sur la vanne fermée à l'aval.
- Réaliser cette opération à plusieurs reprises en vidant progressivement le canal. La propagation/réflexion de l'onde d'intumescence devient plus nette lorsque la profondeur est faible, de l'ordre de 20-30 centimètres.

14 Orifices et ajutages

Cette expérience (Exilco) a pour but d'illustrer le paragraphe du livre (Ch. 7, p. 96) sur les orifices, ajutages et seuils en V.

Objectif : Calculer le coefficient μ de plusieurs orifices et en déduire la meilleure forme d'orifice, et si un ajutage est efficace pour augmenter le débit le traversant.

14.1 Concept à illustrer

Le débit Q à travers un orifice avec ou sans ajutage de section A dépend de la hauteur d'eau h à travers la formule

$$Q = \mu A \sqrt{2gh} \quad \text{où } \mu \text{ vaut } \mu = 0,59 \text{ en l'absence d'ajutage .} \quad (25)$$

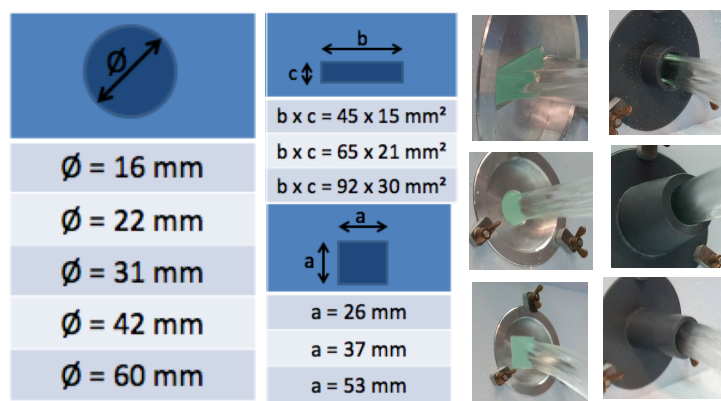


FIG. 30 – Jeu d'orifices et d'ajutages.

14.2 Description de l'expérience



FIG. 31 – Maquette orifices et ajutages.

Un jeu d'orifices et d'ajutages est mis à disposition (figure 30) pour des mesures de débit en fonction de la charge h . Cinq orifices à section circulaire permettent d'explorer une large gamme de diamètres. Trois orifices rectangulaires et trois orifices carrés permettent d'étudier l'influence de la section. Enfin, des ajutages droits, convergents ou divergents permettent d'explorer de nouvelles configurations. Pendant le temps disponible, choisir des orifices avec ou sans ajutage pour déterminer les coefficients μ qui leur sont associés.

14.3 Protocole

- Placer un des orifices sur la maquette et allumer cette dernière
- Attendre quelques minutes que la hauteur d'eau dans la cuve haute se stabilise (utiliser la vanne coté orifice pour augmenter ou diminuer le débit afin d'accélérer la stabilisation) et relever cette hauteur h
- Relever la hauteur d'eau sur le limnimètre et en déduire le débit Q passant dans l'orifice grâce aux abaques (bien prendre l'abaque associée au seuil en V mis en place)
- Calculer μ

14.4 Exemples de résultats

Un orifice circulaire, peut importe son rayon, a $\mu \sim 0,6$. Avec un ajutage, on trouve des μ compris entre 0,8 et 0,9.

14.5 Approfondissement

Le débit à travers un seuil en V de demi-angle au sommet α dépend du tirant d'eau H_t à travers la formule

$$Q = \mu_{tria} \frac{8}{15} \tan \alpha \sqrt{2g} H_t^{5/2} \quad \text{où } \mu_{tria} \sim 0,59 \pm 0,02. \quad (26)$$

La maquette dispose de trois types de seuils en V dont les demi-angles au sommets sont tels que $\tan \alpha \in \{1, 1/2, 1/4\}$. Un premier étalonnage, basé sur la mesure du débitmètre, a conduit aux valeurs respectives $\mu_{tria} \in \{0,60; 0,64; 0,69\}$ avec une précision de 2 %. On vérifie la validité de cet étalonnage pour quelques valeurs de débits, en supposant connu le coefficient $\mu = 0,59$ des orifices circulaires.

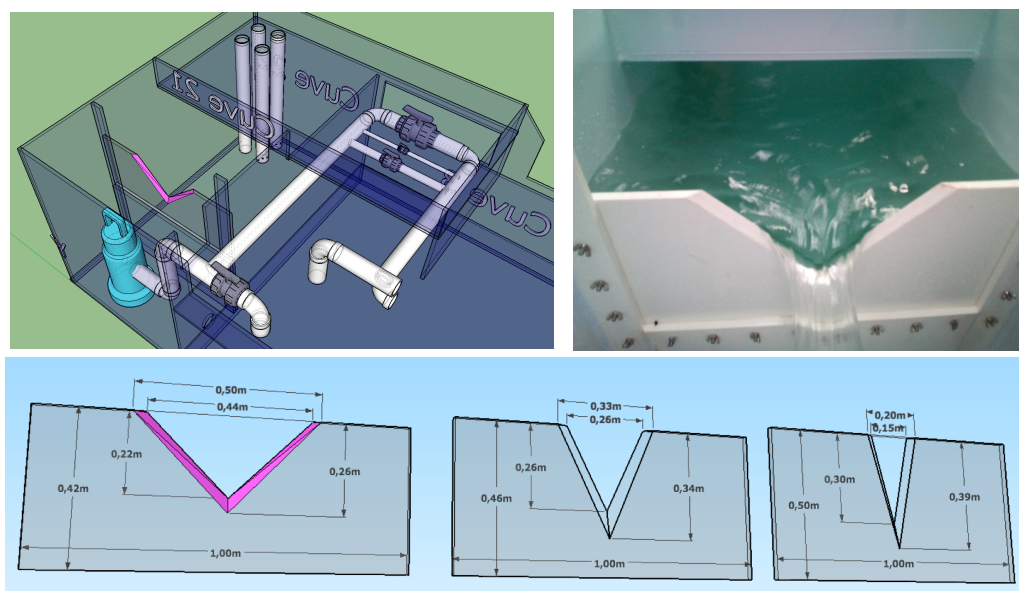


FIG. 32 – Trois types de seuils en V avec $\tan \alpha \in \{1, 1/2, 1/4\}$.

15 Point de fonctionnement

Cette expérience (Excilco) a pour but d'illustrer le paragraphe du livre (Ch. 7, p. 103) sur la détermination du point de fonctionnement d'une pompe alimentant un circuit.

Objectif : Déterminer le point de fonctionnement de la pompe de la maquette *orifices et ajutages*

15.1 Concept à illustrer

Dans le plan $(Q, \Delta H)$, l'intersection $(Q_f, \Delta H_f)$ des courbes caractéristiques $\Delta H_{pomp}(Q)$ et $\Delta H_{reso}(Q)$ est appelée "point de fonctionnement" (figure 33) : $\Delta H_{pomp}(Q_f) = \Delta H_{reso}(Q_f)$.

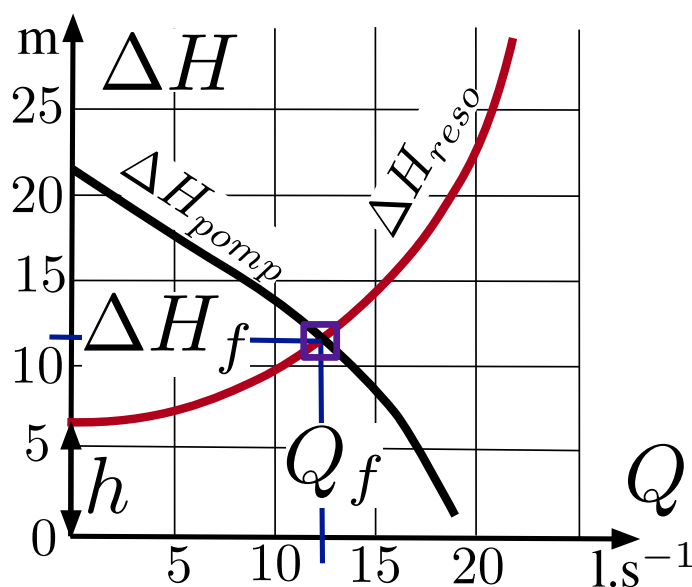


FIG. 33 – Détermination du point de fonctionnement $(Q_f, \Delta H_f)$ à l'intersection des courbes caractéristiques de la pompe et du réseau hydraulique qu'elle alimente.

15.2 Description de l'expérience

Le même jeu d'orifices et d'ajutages que dans l'expérience précédente (15.) est mis à disposition (Fig 30) pour des mesures de débit en fonction de la charge h et de l'angle de fermeture des vannes. En effet pour stabiliser la hauteur d'eau dans le réservoir il est nécessaire de faire varier l'angle d'ouverture des 4 vannes présentes sur la maquette : le by pass (vanne ouvrant directement sur la sortie d'eau, la moins précise mais la plus grande) ainsi que deux vannes de tailles moyennes et une petite (la plus précise) mis en parallèle. Grâce à ce dispositif, mesurer le débit de sortie et la hauteur d'eau dans le réservoir afin de placer des points sur le graphique de ΔH en fonction de Q pour déterminer le point de fonctionnement.

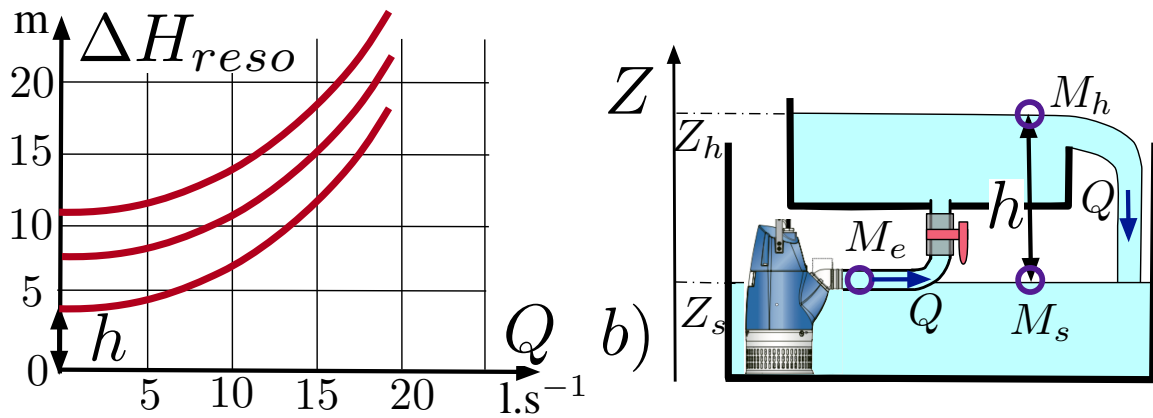


FIG. 34 – Courbe caractéristique $\Delta H_{reso}(Q)$ d'un réseau hydraulique aux bornes d'une pompe pour plusieurs valeurs de h .

15.3 Exemples de résultats

Sur la maquette "Orifices et ajutages", on détermine les d'abaques de coefficients de pertes de charge singulière des vannes de la maquette (une grande, une moyenne et une petit en parallèle).

On suppose connue la courbe caractéristique de la pompe (figure 7.8 page 102).

Vanne ouverte : $\Delta H_{reso}(Q) = K_0 V^2 / (2g)$. Vanne fermée d'un angle φ : $\Delta H_{reso}(Q) = [K_0 + K(\varphi)] V^2 / (2g)$. Comme $\Delta H_{reso}(Q_f) = \Delta H_{pomp}(Q_f)$ et que Q_f est mesuré, on en déduit $K(\varphi)$.

15.4 Approfondissement

On calcule des coefficients de perte de charge singulière des vannes en parallèle.