

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Abderrahmane Mira de Bejaia

Faculté de Technologie

Département d'Hydraulique

COURS

Module : HYDRAULIQUE 3

Troisième Année (L3)

Spécialité : Hydraulique

Option : Hydraulique Urbaine

Mr Ali BERREKSI

Enseignant/Chercheur

Département d'Hydraulique

*Laboratoire de Recherche en Hydraulique Appliquée et
Environnement (LRHAE-Bejaia)*

SOMMAIRE

Chapitre 1 : Généralités..... 5

1.1. Définitions.....	5
1.1.1. Ecoulement à surface libre.....	5
1.1.2. Canal.....	5
1.2. Propriétés d'un canal.....	5
1.3. Eléments géométriques.....	6
1.4. Classification des écoulements à surface libre.....	6
1.5. Régimes d'écoulement.....	8
1.6. Canaux prismatiques et canaux non prismatiques.....	8

Chapitre 2 : Ecoulement brusquement varié -Le ressaut hydraulique-.....9

2.1. Définition.....	9
2.2. Caractéristiques du ressaut.....	9
2.3. Principaux problèmes du ressaut.....	10
2.4. Equation fondamentale du ressaut hydraulique.....	10
2.4.1. Calcul des hauteurs conjuguées du ressaut.....	10
2.4.2. Détermination graphique des hauteurs conjuguées du ressaut.....	11
2.5. Longueur du ressaut hydraulique.....	12
2.6. Perte de charge dans le ressaut hydraulique.....	12
2.7. Détermination graphique de la perte de charge dans le ressaut.....	12
2.8. Rendement du ressaut.....	12
2.9. Hauteur du ressaut.....	12
2.10. Types du ressaut hydraulique.....	12
2.11. Utilisations du ressaut hydraulique.....	15

Chapitre 3 : Ecoulement en charge en régime non permanent - Phénomène du coup de bélier hydraulique -..... 20

3.1. Définition.....	20
3.2. Causes et conséquences du phénomène.....	20
3.3. Analyse physique du phénomène du coup de bélier.....	20
3.3.1. Hypothèses.....	21
3.3.2. Notations.....	21
3.4. Modélisation mathématique.....	23
3.4.1. Hypothèses simplificatrices.....	23
3.4.2. Mise en équations du phénomène.....	23

3.5.	Interprétation des équations différentielles du mouvement.....	24
3.6.	Interprétation des équations d'Allievi.....	25
3.7.	Formule d'Allievi donnant la vitesse "a".....	26
3.8.	Représentation graphique du phénomène.....	26
3.9.	Valeurs numériques du coup de bélier.....	27
3.9.1.	Fermeture brusque ($T < 2L/a$).....	27
3.9.2.	Fermeture lente ($T > 2L/a$).....	28
3.9.3.	Conclusions.....	28
3.10.	Résolution des équations du mouvement (Méthode graphique de SCHNYDER-BERGERON).....	29

Chapitre 4 : Systèmes de protection contre le coup de bélier.....32

4.1.	Introduction.....	32
4.2.	Le volant d'inertie.....	32
4.3.	Les soupapes de décharge.....	33
4.4.	Les ventouses (Les reniflards).....	34
4.5.	Les réservoirs d'air.....	35
4.6.	Dimensionnement des réservoirs d'air.....	36
4.6.1.	Calcul simplifié d'un réservoir d'air.....	36
4.6.2.	Étapes du calcul simplifié d'un réservoir d'air.....	39
4.6.3.	Avantages des réservoirs d'air.....	39
4.6.4.	Inconvénients des réservoirs d'air.....	39
4.6.5.	Calcul normal d'un réservoir d'air.....	39
4.6.5.1.	Principe de calcul.....	42
4.6.5.2.	Application des étapes du calcul normal d'un réservoir d'air.....	43
4.7.	Les cheminées d'équilibre.....	49
4.7.1.	Définition et dispositions constructives.....	49
4.7.2.	Types de cheminées d'équilibre.....	49
4.7.2.1.	Cheminée déversante.....	49
4.7.2.2.	Cheminée à épanouissement.....	49
4.7.2.3.	Cheminée à étranglement.....	49
4.7.2.4.	Cheminée différentielle.....	49
4.7.3.	Étude qualitative.....	51
4.7.4.	Étude quantitative.....	51
4.7.5.	Quelques exemples de cheminées réelles.....	53
4.7.5.1.	Aménagement de Malgovert.....	53
4.7.5.2.	Aménagement de Roselend.....	53
4.7.5.3.	Aménagement de Randens.....	55

PREAMBULE

Ce cours est le fruit de plusieurs années d'enseignement, de l'année universitaire 1999/2000 jusqu'à la présente année universitaire 2015/2016, ce qui représente 16 années de travail. Ce cours représente le contenu du module **Hydraulique 3** assuré en semestre 1 aux étudiants de la promotion 3^{ème} Année Licence en Hydraulique, option Hydraulique Urbaine. Il représente le module de base pour cette option et fait partie d'une unité d'enseignement fondamentale. Le contenu de ce module est extrêmement important, car il englobe deux phénomènes très complexes en hydraulique dont le premier traite les écoulements brusquement variés, qui appartiennent à la famille des écoulements à surface libre, et le deuxième, l'étude des écoulements en régime non permanent en charge. Dans la première partie, on retrouve le phénomène du ressaut hydraulique, qui est assez compliqué, et qui nécessite la connaissance de plusieurs notions de mécanique des fluides et d'hydraulique générale. Par ailleurs, la deuxième partie est indispensable aux étudiants hydrauliciens en général, et aux étudiants ayant opté pour l'option hydraulique urbaine en particulier. Dans cette dernière, on retrouve l'étude du phénomène du coup de bélier qui survient dans les réseaux d'écoulement en charge, c'est-à-dire dans les conduites fermées d'alimentation en eau potable. Ce dernier entraîne des surpressions et des dépressions qui peuvent nuire directement à l'installation, soit par l'éclatement des conduites, soit par leur aplatissement. La quasi-totalité des projets de fin d'études entrepris par les étudiants de cette spécialité, contiennent une bonne partie dédiée à l'étude de ce phénomène. D'un autre côté, ce module donne les principaux moyens utilisés pour une éventuelle protection contre le phénomène dangereux du coup de bélier.

Mr Ali BERREKSI

CHAPITRE 1

GENERALITES

1.1. Définitions

1.1.1. Ecoulement à surface libre

Les écoulements à surface libre sont caractérisés par l'existence d'une surface de séparation entre l'air et l'eau, appelée "surface libre". Cette dernière est soumise à la pression atmosphérique.

1.1.2. Canal

C'est un système de transport dans lequel l'eau s'écoule et dont la surface libre est soumise à la pression atmosphérique. On distingue cependant deux catégories de canaux :

- a) **Les canaux naturels** : ce sont des cours d'eaux existant naturellement sur terre, tels que, les rivières et les fleuves, et dont les propriétés géométriques et hydrauliques sont généralement assez irrégulières.
- b) **Les canaux artificiels** : ce sont des cours d'eaux réalisés par l'homme, tels que, les canaux de navigation et d'évacuation, et dont les propriétés géométriques et hydrauliques sont généralement assez régulières.

1.2. Propriétés d'un canal

Soit la section transversale d'un canal, donnée par la figure (1.1) ci-après :

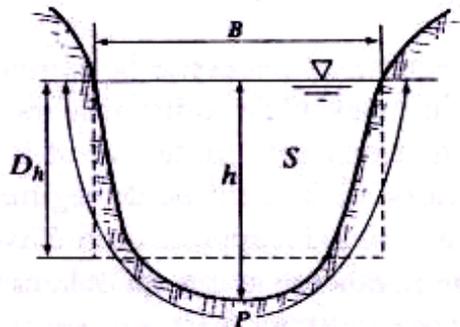


Figure (1.1) : Caractéristiques géométriques d'une section d'écoulement

Les principales propriétés d'un canal sont :

- La section mouillée (S).
- Le périmètre mouillé (P).
- La largeur du canal à la surface libre (B).
- La profondeur ou la hauteur d'eau (h).
- Le rayon hydraulique R_h (le rapport de la surface mouillée au périmètre mouillé).
- La profondeur hydraulique D_h (le rapport de la surface mouillée à la largeur de la surface libre).

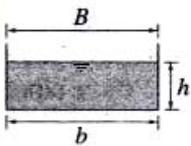
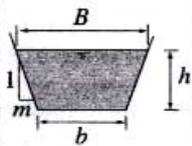
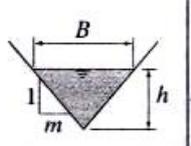
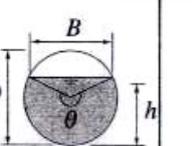
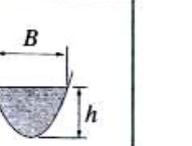


- La pente du fond du canal (I).
- La pente de la surface libre (J).

1.3. Éléments géométriques

Les principaux éléments géométriques pour cinq différents types de sections de canaux sont regroupés dans le tableau (1.1) ci-dessous.

Tableau (1.1) : Éléments géométriques de quelques sections de canaux

	Rectangle	Trapèze	Triangle	Cercle	Parabole
					
$S(h)$	$b \cdot h$	$(b + mh)h$	$m \cdot h^2$	$\frac{1}{8}(\theta - \sin\theta)D^2$	$\frac{2}{3}(Bh)$
$P(h)$	$b + 2h$	$b + 2h\sqrt{1+m^2}$	$2h\sqrt{1+m^2}$	$\frac{1}{2}(\theta - D)$	$B + \frac{8}{3} \frac{h^2}{B}^*$
$Rh(h)$	$\frac{b \cdot h}{b + 2h}$	$\frac{(b + mh)h}{b + 2h\sqrt{1+m^2}}$	$\frac{mh}{2\sqrt{1+m^2}}$	$\frac{1}{4} \left[1 - \frac{\sin\theta}{\theta} \right] D$	$\frac{2(B^2h)}{3B^2 + 8h^2}^*$
$B(h)$	b	$b + 2mh$	$2mh$	$\frac{(\sin \theta/2)D}{2\sqrt{h(D-h)}}$	$\frac{3}{2} \frac{S}{h}$
$Dh(h)$	h	$\frac{(b + mh)h}{b + 2mh}$	$\frac{1}{2}h$	$\left[\frac{\theta - \sin\theta}{\sin\theta/2} \right] \cdot \frac{D}{8}$	$\frac{2}{3}h$

* Valable pour $0 < \xi < 1$, avec $\xi = 4h/B$. Si $\xi > 1$: $P = (B/2) \left[\sqrt{1+\xi^2} + 1/\xi \ln \left(\xi + \sqrt{1+\xi^2} \right) \right]$

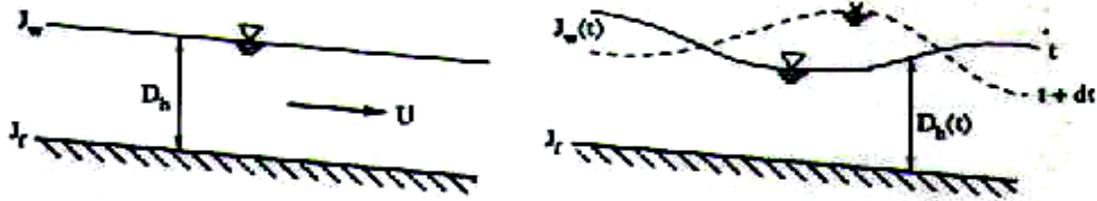
1.4. Classification des écoulements à surface libre

Les écoulements à surface libre peuvent être classés suivant la variation des paramètres hydrauliques (notamment la profondeur de l'écoulement ou la profondeur hydraulique) dans le temps et dans l'espace.

a. Si le temps est pris comme critère de classification, on distinguera alors :

- **L'écoulement permanent** : le mouvement est permanent si les caractéristiques hydrauliques (vitesse et profondeur) restent invariables dans le temps en grandeur et en direction ; le débit est constant entre les différentes sections du canal (Figure (1.2.a)).
- **L'écoulement non permanent** : le mouvement est non permanent si les paramètres hydrauliques varient avec le temps ; le débit n'est pas constant (Figure (1.2.b)).





a)- Ecoulement permanent

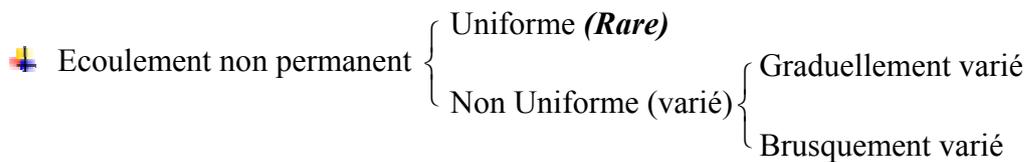
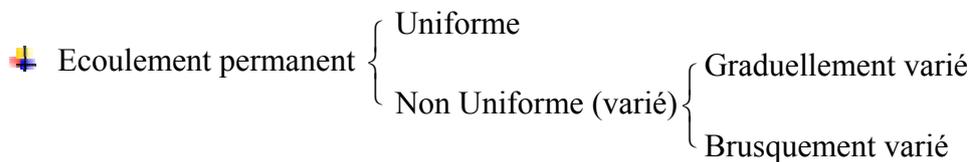
b)- Ecoulement non permanent

Figure (1.2) : Schéma des écoulements permanents et non permanents

b. Si l'espace est pris comme critère de classification, on distinguera cette fois-ci :

- **L'écoulement uniforme** : la profondeur ainsi que les autres paramètres de l'écoulement sont les mêmes en toute section du canal.
- **L'écoulement non uniforme ou varié** : la profondeur d'écoulement ainsi que les autres paramètres varient le long du canal. Cette variation peut être graduelle ou brusque et rapide. Par conséquent, l'écoulement non uniforme ou varié se subdivise en :
 - **Écoulement graduellement varié.**
 - **Écoulement brusquement varié.**

En récapitulant, on aura :



Remarques :

- Lorsque le mouvement est graduellement varié, les paramètres de l'écoulement ne changent que très lentement d'une section à l'autre. On peut donc admettre que l'écoulement est quasi-uniforme le long d'un petit tronçon et que la vitesse reste quasiment constante.
- Lorsque le mouvement varie rapidement, les paramètres de l'écoulement changent brusquement, parfois avec des discontinuités. Cela se manifeste en général au voisinage d'une singularité, telle qu'un déversoir, un rétrécissement ou une chute brusque.
- Un mouvement varié peut être accéléré ou décéléré, suivant que la vitesse croît ou décroît dans le sens du mouvement (Figure (1.3)).



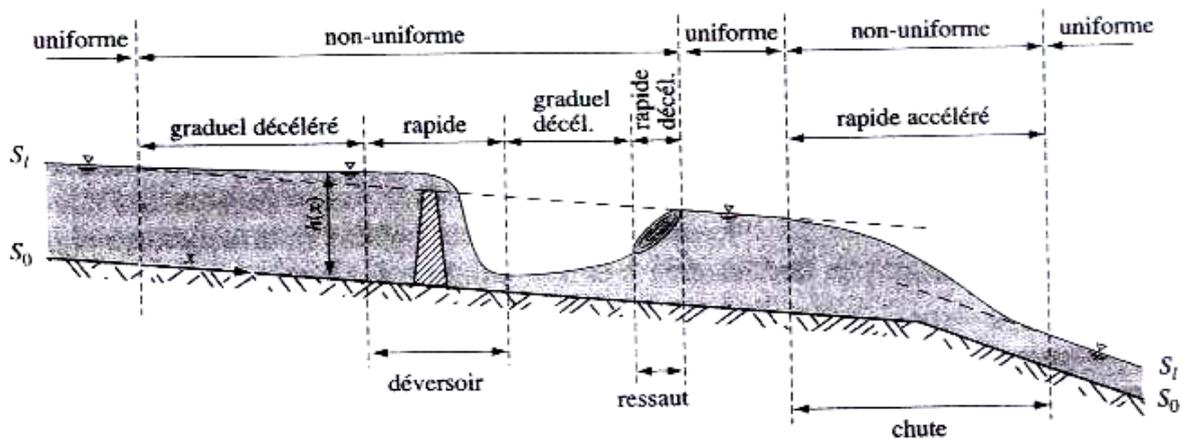


Figure (1.3) : Différents types d'écoulement

1.5. Régimes d'écoulement

L'écoulement d'un fluide dans un canal à surface libre engendre les forces suivantes : forces d'inertie, forces de gravité et forces de frottement (viscosité et rugosité). L'effet de la gravité sur le régime d'écoulement est représenté par le rapport des forces d'inertie aux forces de gravité. Ce rapport, de grande utilité en hydraulique des écoulements à surface libre, est défini comme étant le nombre de **Froude**, et est exprimé par : $F = V / \sqrt{g D_h}$. Où, V représente la vitesse d'écoulement, g l'accélération de la pesanteur et D_h la profondeur hydraulique. Pour un canal rectangulaire, D_h devient la profondeur d'écoulement h .

- Si $F = 1$: on dira que l'écoulement est en régime **Critique**.
- Si $F > 1$: l'écoulement est en régime **Torrentiel (Supercritique)**. Les forces d'inertie sont prépondérantes, et ceci se traduit par une importante vitesse d'écoulement.
- Si $F < 1$: l'écoulement est en régime **Fluvial (Subcritique)**. Dans ce cas, l'effet de la gravité est plus prononcé, ceci se traduit par une faible vitesse d'écoulement.

La vitesse critique $V = \sqrt{g D_h}$ est souvent appelée célérité de l'onde gravitaire.

1.6. Canaux prismatiques et canaux non prismatiques

Un canal est dit prismatique si :

- Les génératrices du canal sont des droites parallèles entre elles.
- La forme géométrique du canal ne varie pas le long du courant liquide.

Par ailleurs, on dit qu'un canal est non prismatique si :

- Les génératrices du canal ne sont plus parallèles entre elles.
- La forme du canal est soumise à des changements locaux de sections le long du courant liquide.

Les changements locaux de sections peuvent être :

- Des rétrécissements brusques ou graduels.
- Des élargissements brusques ou graduels.

La présence de ces changements locaux de sections engendre généralement des instabilités à la surface.



CHAPITRE 2

ÉCOULEMENT BRUSQUEMENT VARIE

- PHENOMENE DU RESSAUT HYDRAULIQUE -

2.1. Définition

Le ressaut hydraulique est une surélévation brusque de la surface libre d'un écoulement permanent occupant une position fixe dans un lit uniforme. Il se produit principalement lorsqu'un écoulement passe brusquement du régime amont *supercritique* au régime aval *subcritique*. Il est appelé aussi "*Ressaut Hydraulique Stationnaire*", du fait qu'il occupe une position fixe dans le canal pour un écoulement permanent.

2.2. Caractéristiques du ressaut

Choisissons deux sections (S_1) et (S_2), situées respectivement à l'amont et à l'aval du ressaut (Figure (2.1)).

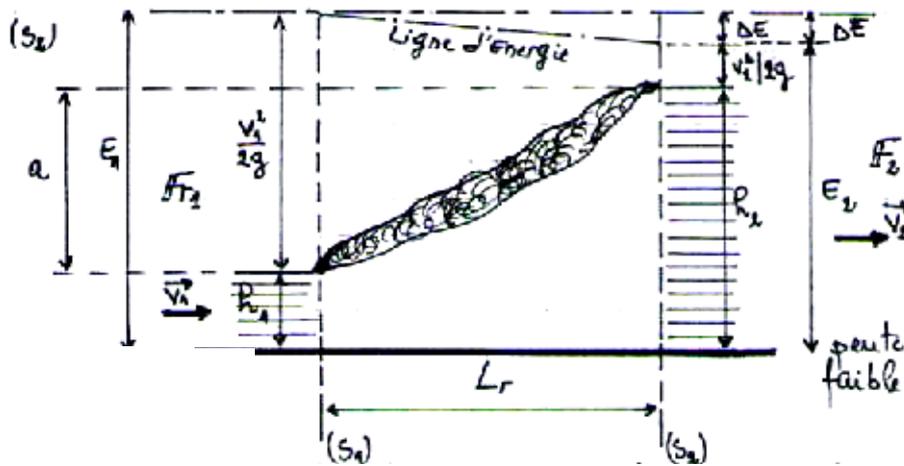


Figure (2.1) : Ressaut hydraulique en canal horizontal

Nous supposons que dans chacune de ses sections, les filets liquides sont parallèles. Les caractéristiques du ressaut sont alors :

- ∞ h_1 et h_2 : Profondeurs conjuguées du ressaut dans les deux sections (S_1) et (S_2) respectivement.
- ∞ L_r : Longueur du ressaut.
- ∞ a : Hauteur du ressaut.
- ∞ ΔE : Perte de charge due au ressaut.



2.3. Principaux problèmes du ressaut

Les principaux problèmes qui se posent lors de l'étude du ressaut sont :

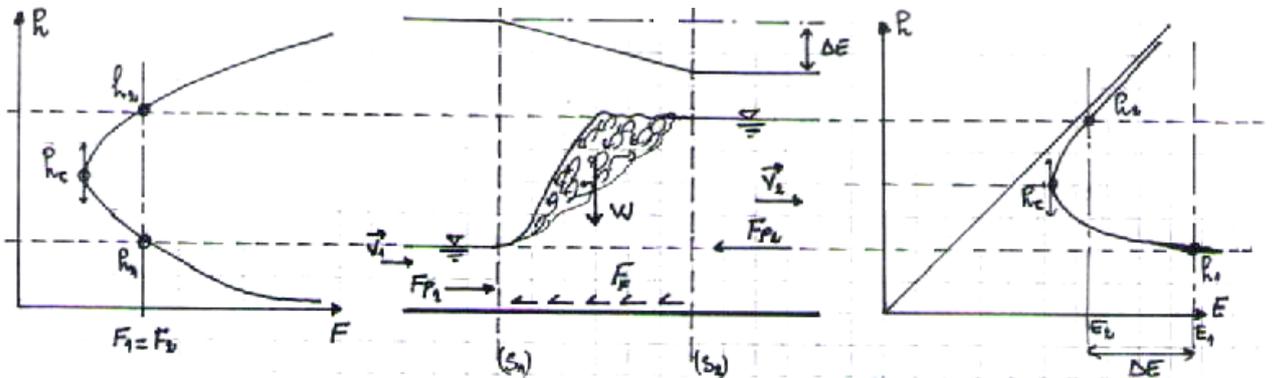
- ∞ Etant donné une profondeur h_1 , déterminer la profondeur h_2 , ou l'inverse.
- ∞ Calculer la perte de charge dans le ressaut.
- ∞ Déterminer la longueur du ressaut.

2.4. Equation fondamentale du ressaut hydraulique

La théorie du ressaut a pour objectif la détermination d'une relation entre les profondeurs conjuguées h_1 et h_2 pour un canal et un débit donnés.

2.4.1. Calcul des hauteurs conjuguées du ressaut

L'utilisation du théorème de la quantité de mouvement est nécessaire pour la détermination des hauteurs conjuguées du ressaut. Ce théorème énonce que : **"La quantité de mouvement sortant à travers la surface d'un volume fluide est équivalente à la somme des forces qui lui sont appliquées"**. Soit le ressaut hydraulique donné par la figure (2.2.b) ci-dessous.



a)- Courbe $F = f(h)$ b)- Principales forces dans un ressaut c)- Courbe $E = f(h)$

Figure (2.2) : Schéma d'un ressaut hydraulique

Avant d'appliquer le théorème en question, on considère quelques hypothèses simplificatrices, dont :

- ∞ Le fond du canal est horizontal ou très faiblement incliné.
- ∞ Les frottements sur les parois et le fond du canal entre (S_1) et (S_2) sont négligeables.
- ∞ Les vitesses des différents filets liquides dans chacune des sections (S_1) et (S_2) sont parallèles et égales à la vitesse moyenne V dans la section considérée.
- ∞ Le canal est à section transversale rectangulaire.

L'application du théorème de la quantité de mouvement à la masse liquide contenue entre (S_1) et (S_2) , avec projection suivant la direction de l'écoulement, donne :

$$\sum F_{\text{ext}} = F_{P1} - F_{P2} + W \sin \alpha - F_F = \rho Q (V_2 - V_1) \quad (1)$$

Où :

- F_{P1} et F_{P2} : Forces de pression agissant sur les sections (S_1) et (S_2) respectivement.
- $W \sin \alpha$: Force de la pesanteur (Poids).
- F_F : Force de frottement.
- α : Angle du fond par rapport à l'horizontale.



En tenant compte des hypothèses émises, on aura :

$$\rho Q (V_2 - V_1) = F_{p1} - F_{p2} \quad (2)$$

Avec : $F_{p1} = \rho g h_{G1} S_1$ et $F_{p2} = \rho g h_{G2} S_2$

– h_{G1} et h_{G2} : Les profondeurs du centre de gravité de la section étudiée.

On pose : $q = \frac{Q}{B}$, où q est le débit unitaire et B est la largeur du canal.

Par ailleurs, sachant que l'équation de continuité s'écrit de la manière suivante :

$$Q = V_1 S_1 = V_2 S_2 \text{ (Soit : } q = V_1 h_1 = V_2 h_2 \text{)} \quad (3)$$

Il en résulte alors que :

$$\frac{q^2}{g h_1} + \frac{h_1^2}{2} = \frac{q^2}{g h_2} + \frac{h_2^2}{2} \quad (4)$$

Cela revient à dire que la fonction de "*l'impulsion totale F*" :

$$F = \frac{q^2}{g h} + \frac{h^2}{2} \quad (5)$$

conserve la même valeur de part et d'autre du ressaut hydraulique.

L'équation (4) devient alors :

$$h_2^2 h_1 + h_2 h_1^2 - \frac{2q^2}{g} = 0 \quad (6)$$

La résolution de cette équation de second degré, qui possède deux racines, nous donnera (racine positive) dans le cas où la valeur de h_1 est connue :

$$h_2 = \frac{1}{2} h_1 \left[\sqrt{1 + \frac{8q^2}{g h_1^3}} - 1 \right] \quad (7)$$

Alors que dans le cas où la valeur de h_2 est connue, on aura :

$$h_1 = \frac{1}{2} h_2 \left[\sqrt{1 + \frac{8q^2}{g h_2^3}} - 1 \right] \quad (8)$$

Ce sont là les hauteurs conjuguées du ressaut hydraulique. Les relations (7) et (8) permettent, pour un débit Q (ou q) donné, de calculer l'une des profondeurs conjuguées h_1 ou h_2 si l'on connaît l'autre h_2 ou h_1 .

2.4.2. Détermination graphique des hauteurs conjuguées du ressaut

On peut cependant déterminer graphiquement l'une des deux profondeurs conjuguées connaissant l'autre (Figure (2.2.a)). Les courbes $h = f(F)$ seront généralement tracées par



points pour les différents débits ; chaque courbe a deux branches et passe à la profondeur critique h_c par un minimum. A chaque verticale d'une courbe correspondent deux profondeurs conjuguées h_1 et h_2 .

2.5. Longueur du ressaut hydraulique

La longueur d'un ressaut hydraulique, L_r , est la distance entre les deux sections (S_1) et (S_2) (Figure (2.1)). Il existe plusieurs relations empiriques donnant ce paramètre, les plus utilisées étant :

$$a)\text{- Relation de SMETANA : } L_r = 6 (h_2 - h_1) \quad (9)$$

$$b)\text{- Relation de MIAMI : } L_r = 5 (h_2 - h_1) \quad (10)$$

$$c)\text{- Relation de SAFRANEZ : } \frac{L_r}{h_2} = 4.5 \quad (11)$$

Il y a également d'autres relations, comme par exemple :

$$L_r = 5 h_2 \quad (12)$$

$$L_r = 6.1 h_2 \quad (13)$$

Par ailleurs, Quelques chercheurs dans ce domaine disent que la longueur d'un ressaut hydraulique ordinaire dans un canal rectangulaire est donnée empiriquement par :

$$5 < \left[\frac{L_r}{(h_2 - h_1)} \right] < 7 \quad (14)$$

2.6. Perte de charge dans le ressaut hydraulique

La perte de charge ΔE due au ressaut est définie par l'abaissement de la ligne d'énergie entre les sections (S_1) et (S_2) de part et d'autre du ressaut. La perte de charge se détermine donc comme suit :

$$\Delta E = E_1 - E_2 \quad (15)$$

– E_1 et E_2 : Les énergies spécifiques à l'amont et à l'aval du ressaut.

Avec :

$$E_1 = h_1 + \frac{V_1^2}{2g} \quad (16)$$

$$E_2 = h_2 + \frac{V_2^2}{2g} \quad (17)$$

Ce qui donnera finalement une perte de charge égale à :

$$\Delta E = \frac{(h_2 - h_1)^3}{4 h_1 h_2} \quad (18)$$



2.7. Détermination graphique de la perte de charge dans le ressaut

La perte de charge dans le ressaut peut être déterminée graphiquement et ceci en traçant la courbe $h = f(E)$ (Figure (2.2.c)). Ayant déterminé les hauteurs conjuguées h_1 et h_2 , la perte de charge due au ressaut sera mesurée sur la courbe, par la différence des abscisses des points d'ordonnées h_1 et h_2 .

2.8. Rendement du ressaut

Le rendement d'un ressaut est défini comme étant le rapport entre l'énergie potentielle reçue et l'énergie cinétique perdue. Ainsi :

$$\eta = \frac{(h_2 - h_1)}{\left(\frac{V_1^2}{2g} - \frac{V_2^2}{2g}\right)} \quad (19)$$

Ce qui donnera :

$$\eta = \frac{4h_1 h_2}{(h_2 - h_1)^2} \quad (20)$$

2.9. Hauteur du ressaut

La hauteur du ressaut est donnée comme suit :

$$a = h_2 - h_1 \quad (21)$$

2.10. Types du ressaut hydraulique

Selon que les nombres de Froude soient proches ou éloignés de 1 , le ressaut présente des allures différentes. Prenons comme paramètre le nombre de Froude amont F_1 , on distingue alors :

- ◆ **Pour $1 < F_1 \leq 1.7$** : La surface libre de l'eau présente des ondulations, les profondeurs conjuguées sont très proches de la profondeur critique h_c . Ces profondeurs fluctuent en quelques sorte autour de h_c , le ressaut est dit "**Ondulé**" (Figure (2.3.a)).
- ◆ **Pour $1.7 < F_1 \leq 2.5$** : Des petits rouleaux apparaissent mais la surface de l'eau reste lisse à l'aval, le ressaut est dit "**Faible**" (Figure (2.3.b)).
- ◆ **Pour $2.5 < F_1 \leq 4.5$** : Un jet oscillant se produit parfois vers le fond et parfois vers la surface. A chaque oscillation, naît une onde irrégulière qui se déplace vers l'aval et peut provoquer des dommages importants, le ressaut est dit "**Oscillant**" (Figure (2.3.c)). Ce type de ressaut est à éviter.
- ◆ **Pour $4.5 < F_1 \leq 9$** : L'extrémité des rouleaux vers l'aval et le point où le jet rapide tend à quitter le fond, se trouvent sur la même verticale. Le ressaut est bien équilibré, il dissipe de 45 à 70 % de l'énergie spécifique dans les meilleurs conditions, il est dit "**Etabli**" ou "**Stable**" (Figure (2.3.d)).
- ◆ **Pour $F_1 > 9$** : Le jet rapide est perturbé par la retombée des rouleaux et induit des ondes importantes vers l'aval. La dissipation d'énergie est de l'ordre de 85 %, mais elle est brutale. Le ressaut est dit "**Fort**" ou "**Raide**" (Figure (2.3.e)).





a) Ressaut ondulé ($1 < F_1 \leq 1.7$)



b) Ressaut faible ($1.7 \leq F_1 < 2.5$)



c) Ressaut oscillant ($2.5 \leq F_1 < 4.5$)



d) Ressaut stable ou établi ($4.5 \leq F_1 < 9$)



e) Ressaut fort ou raide ($F_1 \geq 9$)

Figure (2.3) : Principaux types de ressaut hydraulique



2.11. Utilisations du ressaut hydraulique

Le ressaut peut rendre service dans plusieurs cas en hydraulique. Sachant, que les pertes de charge dans un ressaut sont très considérables, que la vitesse supercritique de l'écoulement nécessite des parois très résistantes, et que l'écoulement passe lors d'un ressaut à des vitesses plus raisonnables, on a donc cherché à utiliser le ressaut comme dissipateur d'énergie à l'aval d'ouvrages engendrant de grandes vitesses de l'eau (Déversoir, Coursier d'évacuateur de crue, Vanne de fond, ...etc.).

Remarques :

- ☑ Le ressaut peut également être utilisé comme mélangeur du fait de son action violente dans les rouleaux qui brassent l'eau avec l'air ou avec un autre fluide (contenant des produits chimiques) ajouté.
- ☑ Pour provoquer ou contrôler le ressaut, on peut installer des seuils dentés ou des décrochements au fond du canal (Figure (2.4)).

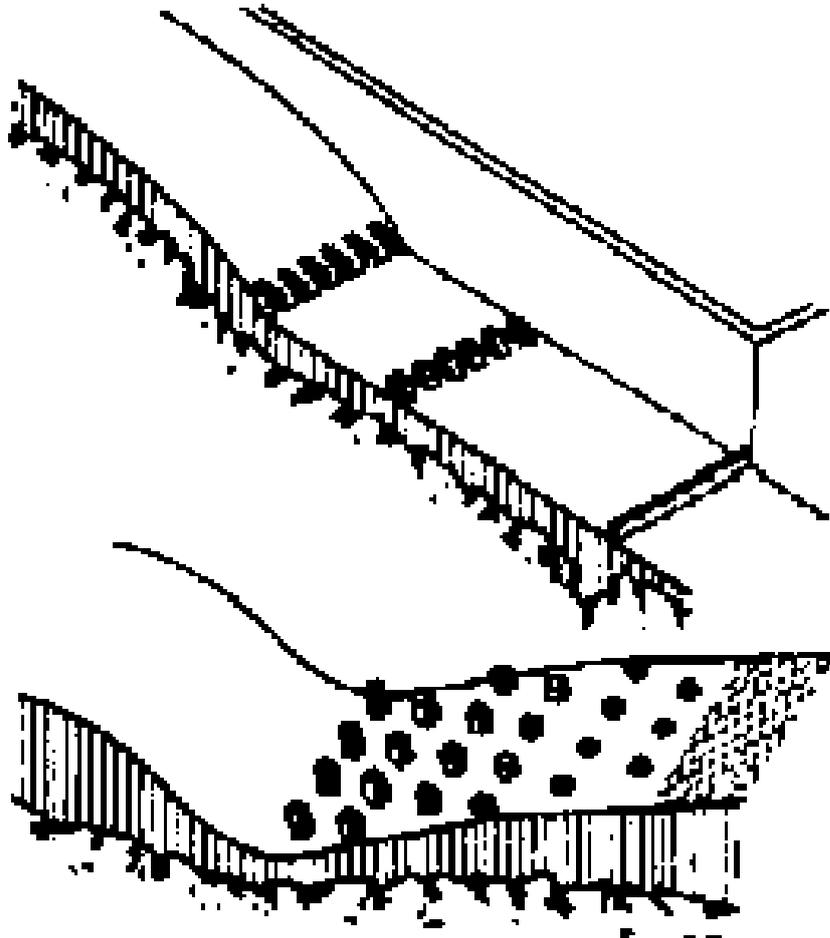


Figure (2.4) : Radiers équipés de dents de Rehbock ou de rugosité artificielle



- ☑ Les figures (2.5) et (2.6) ci-dessous donnent différentes configurations de bassins d'amortissement retrouvés dans les ouvrages hydrauliques, notamment dans les coursiers d'évacuateurs de crue.

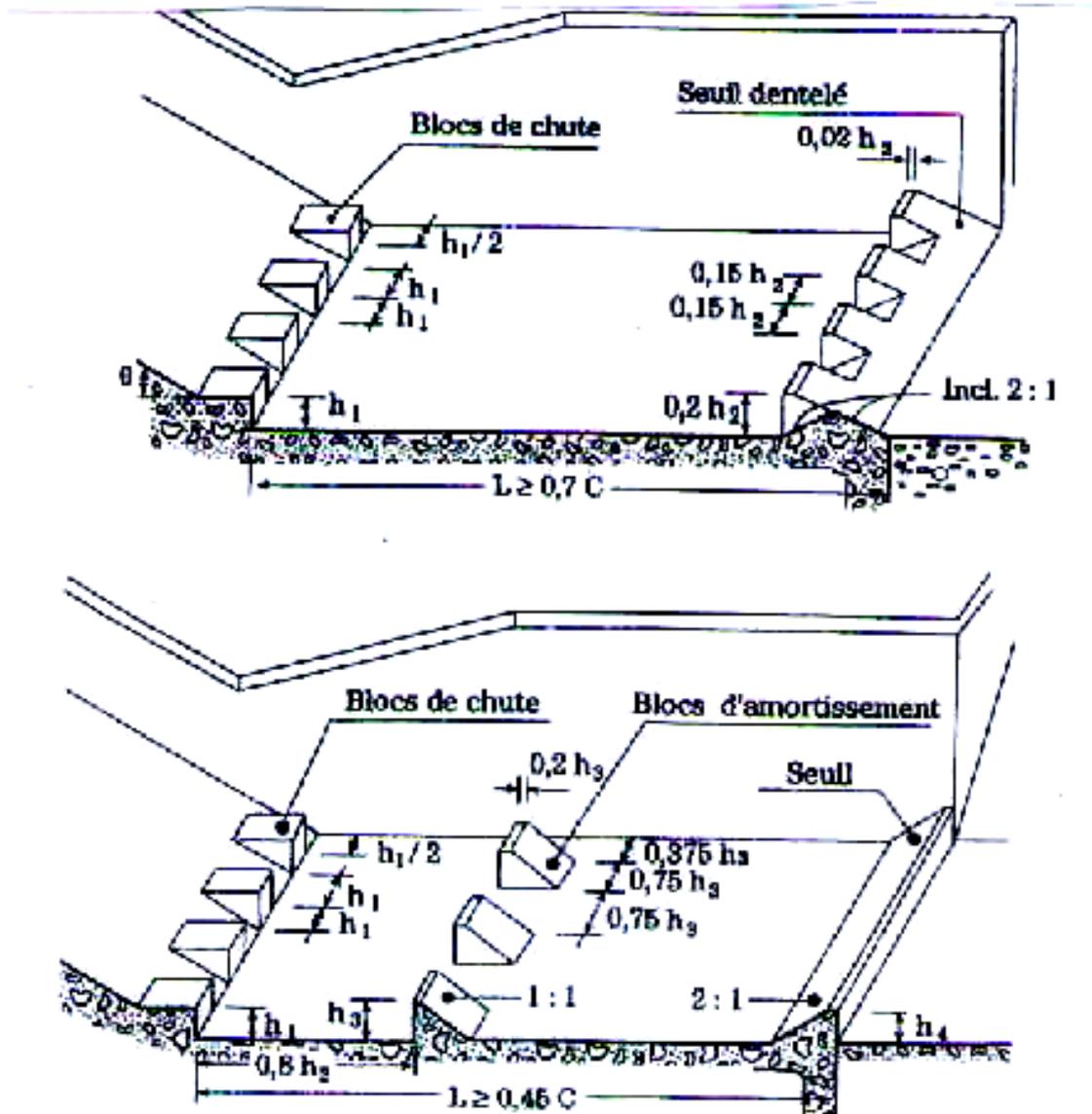
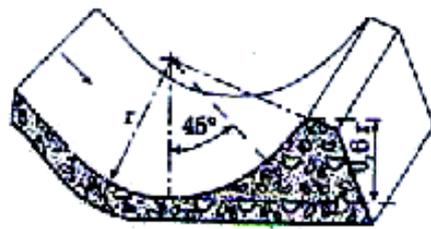
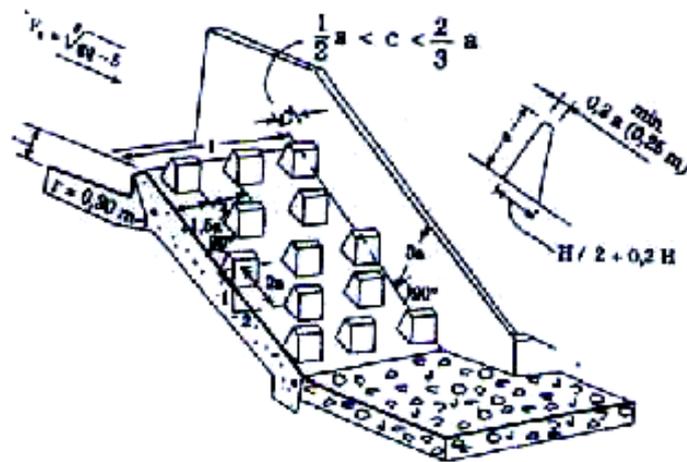
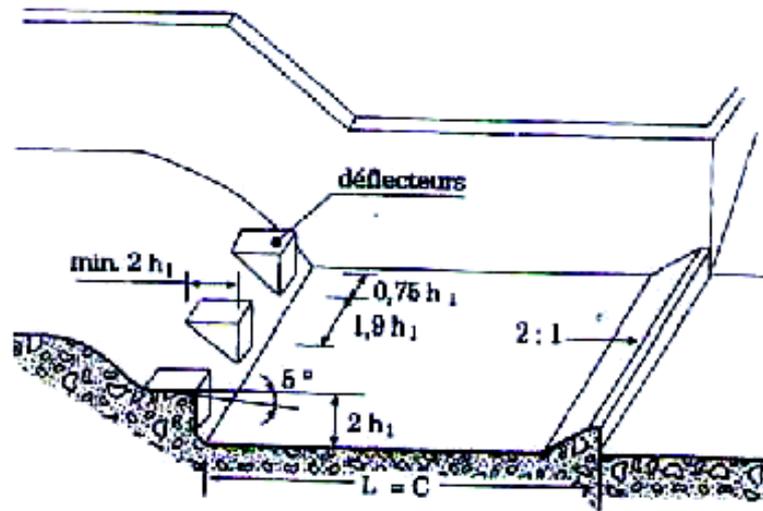
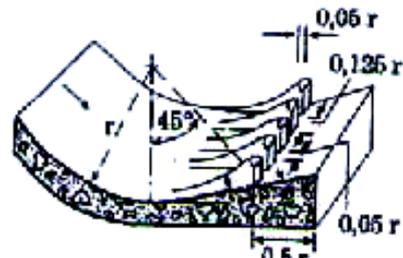


Figure (2.5) : Différentes configurations des bassins d'amortissement (Blocs de chutes)





"Bucket" simples



"Bucket" avec déflecteurs

Figure (2.6) : Différentes configurations des bassins d'amortissement (Déflecteurs)



- Dans certains aménagements hydrauliques, principalement les coursiers d'évacuateurs de crue à surface libre, on retrouve souvent à un certain endroit du canal, une partie non prismatique (les génératrices du canal ne sont plus des droites parallèles entre elles), qui est constituée généralement soit par des contractions (rétrécissements) ou des élargissements (expansions). Ce changement de direction des parois latérales provoque des variations de la profondeur d'eau, h , qui se manifestent à la surface de l'eau par des ondes, appelées "*Ondes transversales*" ou "*Ressaut Hydraulique Oblique*" (Figure (2.7)).

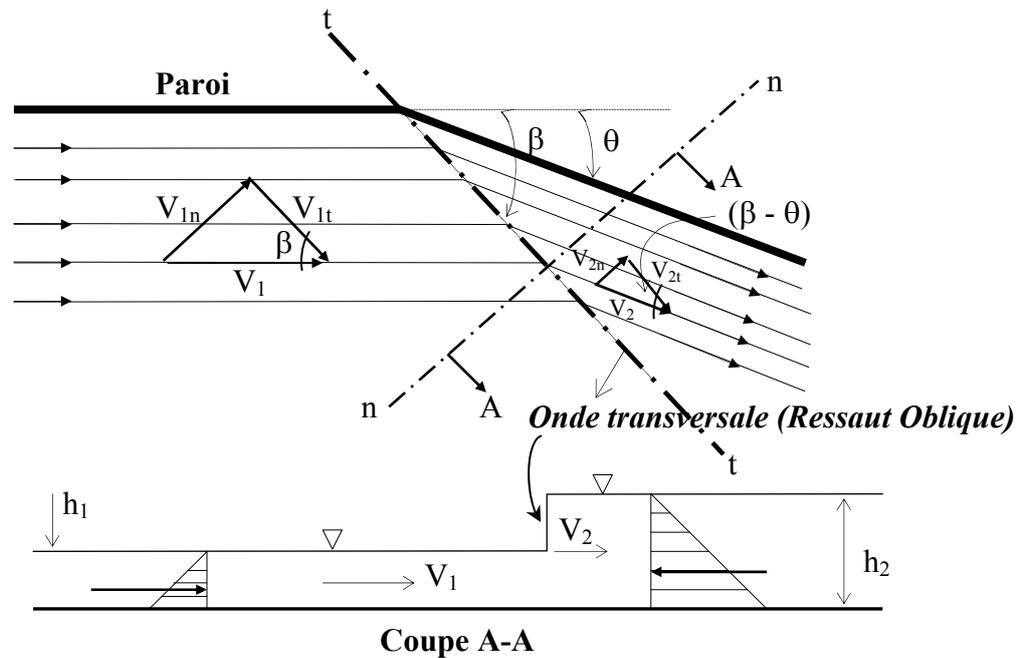


Figure (2.7) : Schéma d'un ressaut hydraulique oblique

Les figures (2.8) et (2.9) ci-après donnent respectivement une schématisation tridimensionnelle et bidimensionnelle d'un ressaut hydraulique oblique dans un canal non prismatique constitué par une contraction rectiligne de canal souvent retrouvée dans les coursiers d'évacuateurs de crue à surface libre.



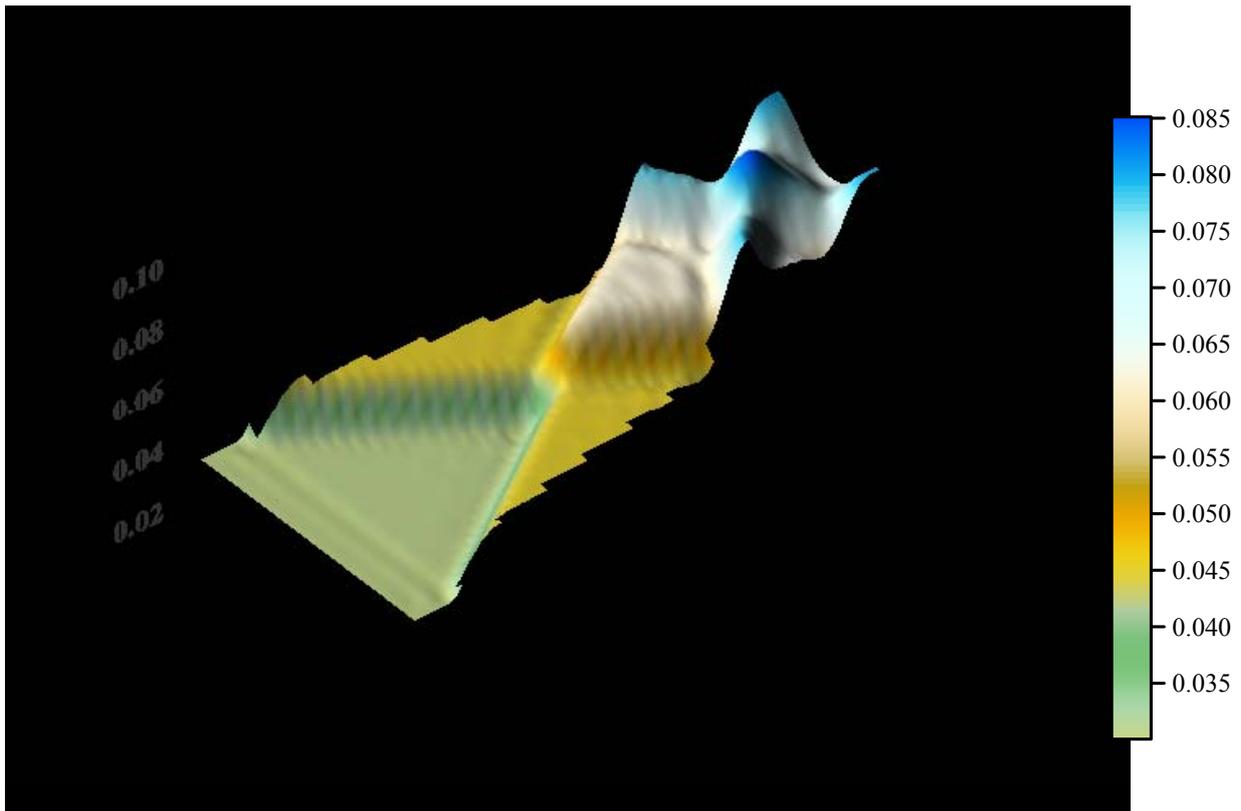


Figure (2.8) : Représentation tridimensionnelle de l'écoulement dans une contraction rectiligne (Ressaut hydraulique oblique)

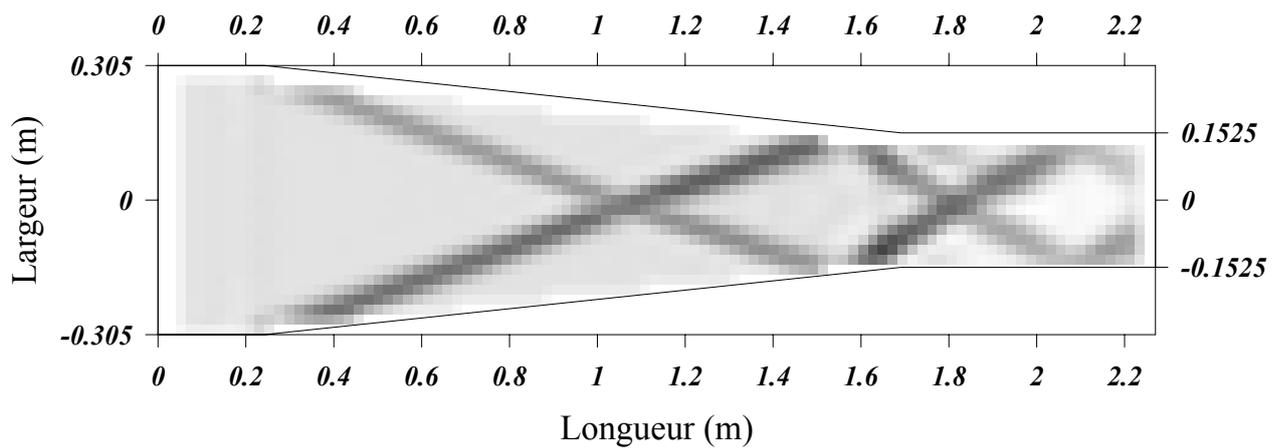


Figure (2.9) : Système d'ondes transversales dans une contraction rectiligne (Ressaut hydraulique oblique)



CHAPITRE 3

ÉCOULEMENT EN CHARGE EN RÉGIME NON PERMANENT

- PHÉNOMÈNE DU COUP DE BÉLIER -

3.1. Définition

Le coup de bélier résulte d'un écoulement non permanent qui apparaît dans une conduite lorsqu'on provoque une variation importante et souvent rapide du débit à l'extrémité aval de celle-ci. C'est-à-dire que chaque tranche d'eau de la conduite subit des variations brusques de pression et de vitesse à des instants différents (Propagation par ondes) ; le coup de bélier est donc un phénomène "*oscillatoire*".

3.2. Causes et conséquences du phénomène

Les principales causes sont :

- Fermeture instantanée (trop rapide) d'un robinet vanne placé au bout d'une conduite d'adduction.
- Arrêt brutal par disjonction inopinée d'un ou de plusieurs groupes de pompes, alimentant une conduite de refoulement débitant dans un réservoir.
- Démarrage d'un groupe d'électropompes à vanne ouverte.
- Démarrage ou arrêt d'une pompe débitant dans une conduite déjà alimentée.

Le phénomène du coup de bélier est caractérisé principalement par l'apparition de surpressions et/ou de dépressions qui peuvent atteindre des grandeurs assez considérables, ce qui aura pour conséquence la rupture des conduites soit par éclatement ou aplatissement.

3.3. Analyse physique du phénomène du coup de bélier

L'analyse physique du coup de bélier sera faite pour le cas d'une fermeture brusque d'une vanne placée à l'aval d'une conduite d'adduction idéale de longueur L et de diamètre D (Figure (3.1)).

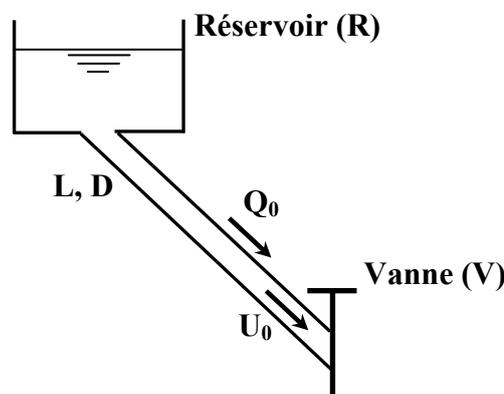


Figure (3.1) : Conduite gravitaire avec vanne à l'aval



3.3.1. Hypothèses

- Manœuvre instantanée (faite à l'instant $t = 0$).
- Pertes de charge supposées nulles (conduite idéale).
- Pas de dispositifs de protection.

Le temps que met l'onde pour parcourir la conduite de longueur L est " L/a ", avec a : célérité des ondes du coup de bélier (m/s).

3.3.2. Notations

	<i>Régime permanent (avant la manœuvre)</i>	<i>Régime transitoire (après la manœuvre)</i>
- Débit	Q_0	Q
- Vitesse	U_0	U
- Pression dans la conduite	P_0	P
Et, comme il est tenu compte de l'élasticité de la conduite et de la compressibilité du liquide transporté :		
- Section de la conduite	S_0	S
- Masse volumique du liquide	ρ_0	ρ

La fermeture brusque de la vanne engendre l'annulation de la vitesse des particules liquides du fait que ces dernières viennent buter contre cette vanne. Par conséquent, toute l'énergie cinétique du liquide se transforme en travail de déformation de la conduite (dilatation des parois) et du liquide (compressibilité du liquide). Les différentes phases de cette manœuvre brutale de la vanne se déroulent comme suit (Figure (3.2)):

- **A l'instant 0** (juste avant la manœuvre) : On a le régime permanent dans la conduite : Q_0 , U_0 , S_0 , ρ_0 .
- **A l'instant $(0 + \varepsilon)$** (immédiatement après la manœuvre) : La vanne fermée, ne peut décharger l'eau hors de la conduite, alors Q et $U = 0$. Donc départ vers le réservoir d'une **surpression** (transformation d'énergie cinétique en potentielle) donnant dans la zone ainsi concernée $S > S_0$ (dilatation de la conduite) et $\rho > \rho_0$ (compressibilité du liquide).
- **A l'instant (L/a)** : Toute la conduite est **surpressée**, Q et $U = 0$, $S > S_0$, $\rho > \rho_0$ et $P > P_0$.
- **A l'instant $(L/a + \varepsilon)$** : $P > P_0$, ce qui implique la vidange de la conduite dans le réservoir. Donc départ du réservoir vers la vanne à la célérité a d'une **dépression** provoquant le retour à l'état initial (S_0 et ρ_0) dans la zone concernée, mais avec un écoulement inversé : $-Q_0$ et $-U_0$.
- **A l'instant $(2 L/a)$** : Toute la conduite est revenue à l'état initial (S_0 et ρ_0) mais avec un écoulement inversé.
- **A l'instant $(2 L/a + \varepsilon)$** : La vanne fermée, ne peut pas fournir d'eau à la conduite, ce qui implique Q et $U = 0$. Donc, départ vers le réservoir, à la célérité a , d'une **dépression** donnant dans la zone ainsi concernée $S < S_0$ et $\rho < \rho_0$.
- **A l'instant $(3 L/a)$** : Toute la conduite est **dépressée** : Q et $U = 0$, $S < S_0$, $\rho < \rho_0$ et $P < P_0$.
- **A l'instant $(3 L/a + \varepsilon)$** : $P < P_0$, ceci implique la vidange du réservoir dans la conduite. Donc, départ du réservoir vers la vanne, à la célérité a , d'une **surpression** provoquant le retour total à l'état initial (Q_0 , U_0 , S_0 et ρ_0) dans la zone concernée.
- **A l'instant $(4 L/a)$** : Toute la conduite est revenue à l'état initial (régime permanent).
- **A l'instant $(4 L/a + \varepsilon)$** : Le cycle recommence comme à l'instant $(0 + \varepsilon)$.



COUP DE BELIER

Etude qualitative — Fermeture brutale

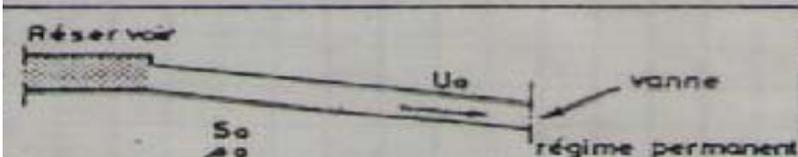
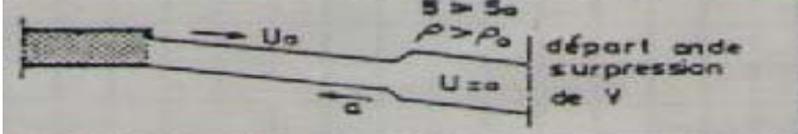
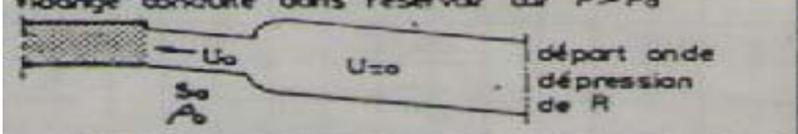
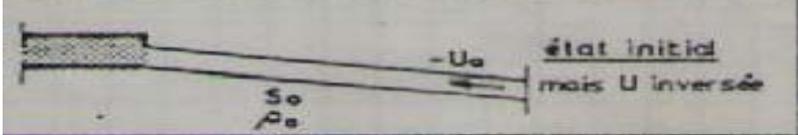
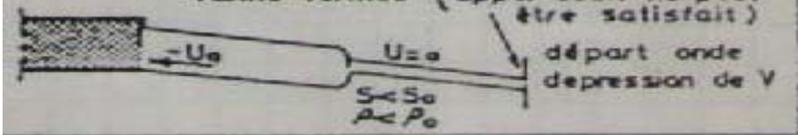
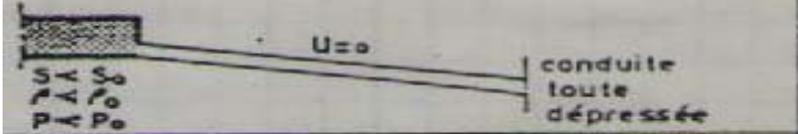
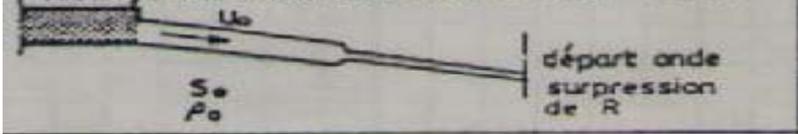
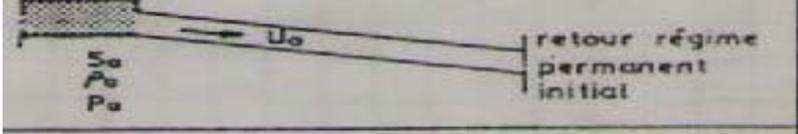
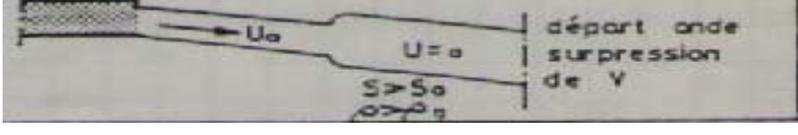
Vanne	Instant
 <p>Réservoir S_0 P_0 U_0 vanne régime permanent</p>	0
 <p>$S > S_0$ $P > P_0$ $U = 0$ départ onde surpression de V</p>	$0 + \epsilon$
 <p>$S > S_0$ $P > P_0$ $U = 0$ conduite toute surpressée</p>	$\frac{L}{a}$
 <p>Vidange conduite dans réservoir car $P > P_0$ $S < S_0$ $P < P_0$ $U = 0$ départ onde dépression de R</p>	$\frac{L}{a} + \epsilon$
 <p>S_0 P_0 $-U_0$ état initial mais U inversée</p>	$\frac{2L}{a}$
 <p>vanne fermée (appel débit ne peut être satisfait) $S < S_0$ $P < P_0$ $U = 0$ départ onde dépression de V</p>	$\frac{2L}{a} + \epsilon$
 <p>$S < S_0$ $P < P_0$ $P < P_0$ $U = 0$ conduite toute dépressée</p>	$\frac{3L}{a}$
 <p>Vidange réservoir dans conduite car $P < P_0$ S_0 P_0 $U = 0$ départ onde surpression de R</p>	$\frac{3L}{a} + \epsilon$
 <p>S_0 P_0 P_0 U_0 retour régime permanent initial</p>	$\frac{4L}{a}$
 <p>$S > S_0$ $P > P_0$ $U = 0$ départ onde surpression de V</p>	$\frac{4L}{a} + \epsilon$

Figure (3.2) : Fermeture brutale d'une vanne



3.4. Modélisation mathématique

Les équations du mouvement régissant les écoulements transitoires (coup de bélier) sont celles données par *Lorenzo Allievi*. Ces dernières sont déduites des équations générales du mouvement données par *Saint Venant*. Elles sont obtenues en appliquant à une tranche de canalisation le théorème des quantités de mouvement et l'équation de continuité moyennant certaines hypothèses simplificatrices.

3.4.1. Hypothèses simplificatrices

- La conduite est élastique.
- Le liquide est compressible.
- Les vitesses et les pressions sont supposées uniformes dans une section donnée.
- La conduite est à caractéristiques uniques (le diamètre, la nature et l'épaisseur sont constants).
- Le réservoir est suffisamment grand (niveau d'eau est constant durant le phénomène).

3.4.2. Mise en équations du phénomène

Considérons l'installation donnée par la figure (3.3) ci-après :

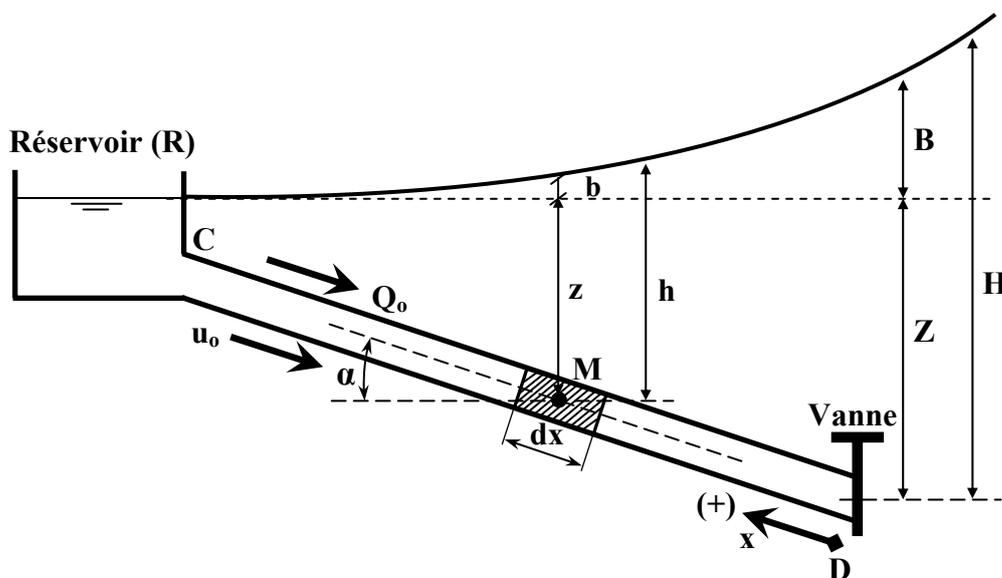


Figure (3.3) : Élément de contrôle sur une conduite gravitaire

En régime permanent (avant la fermeture de la vanne), le débit dans la conduite est Q_0 , la vitesse est u_0 et la pression est P_0 . La pression statique y sera donc : $P = \rho g z$

Si on ferme brusquement la vanne en D, nous allons observer dans les instants qui vont suivre une vitesse u (un débit Q) et une pression dynamique ($P = \rho g h$) en x variables avec le temps. Par ailleurs, à un même instant t , les quantités P et u auront évidemment des valeurs différentes le long de la conduite (varieront avec x). Ainsi, P et u sont des fonctions des deux variables x et t . On a donc, deux inconnues à déterminer, à savoir : $h(x, t)$ [$P(x, t)$] et $u(x, t)$ [$Q(x, t)$].

Remarque importante : *L'écoulement se fait du réservoir vers la vanne. Lors de l'établissement des équations du mouvement, l'axe est pris positivement du point D vers le point C, c'est-à-dire qu'on remonte le courant.*



i) L'application du théorème de la quantité de mouvement donnera l'équation dynamique suivante :

$$\frac{\partial u}{\partial t} = g \left(\sin \alpha + \frac{\partial h}{\partial x} \right) \quad (1)$$

ii) L'application du principe de conservation de la masse donnera l'équation de continuité suivante :

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{g}{a^2} \frac{\partial h}{\partial t} \quad (2)$$

Où, a représente la vitesse de propagation des ondes, et qui s'écrit :

$$a^2 = \frac{1}{\rho \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{D}{E e} \right)} \quad (3)$$

Dans ce cas, ε est la compressibilité volumique de l'eau, e est l'épaisseur de la paroi alors que E représente le module d'élasticité de YOUNG, ou module d'élasticité de la paroi de la conduite. Par ailleurs, α correspond à l'angle d'inclinaison de l'axe de la conduite avec l'horizontale.

Finalement, le système d'équations du mouvement obtenu est comme suit :

$$\frac{\partial u}{\partial t} = g \left(\sin \alpha + \frac{\partial h}{\partial x} \right) \quad (4.a)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{g}{a^2} \frac{\partial h}{\partial t} \quad (4.b)$$

Equations de *Saint Venant*

Remarque : *On suppose implicitement que la dilatation des parois dans le phénomène du coup de bélier est purement transversale et qu'il n'y a pas de dilatation longitudinale, c'est-à-dire que la conduite est constituée d'anneaux juxtaposés.*

3.5. Interprétation des équations différentielles du mouvement

◆ Si on dérive (4.a) par rapport à t et (4.b) par rapport à x et en posant que : $\frac{\partial^2}{\partial x \partial t} = \frac{\partial^2}{\partial t \partial x}$,

on aura :

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (5)$$

◆ Si on dérive (4.a) par rapport à x et (4.b) par rapport à t , de la même manière on aura :

$$\frac{\partial^2 h}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 h}{\partial x^2} \quad (6)$$

Ainsi, le système d'équations est ramené à deux équations indépendantes du second ordre :

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (7.a)$$



$$\frac{\partial^2 h}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 h}{\partial x^2} \quad (7.b)$$

u et h sont liés aux variables x et t par une même équation différentielle qui est l'équation classique des "*Cordes Vibrantes*" (équation de d'*Alembert*). La résolution de ce système est de la forme :

$$h = F\left(t - \frac{x}{a}\right) + f\left(t + \frac{x}{a}\right) + Cste \quad (8)$$

En tenant compte des conditions initiales ($t = 0$), on a $h = h_0$ et $u = u_0$, ce qui donnera :

$$h = h_0 + F\left(t - \frac{x}{a}\right) + f\left(t + \frac{x}{a}\right) \quad (9)$$

$$u = u_0 - \frac{g}{a} \left[F\left(t - \frac{x}{a}\right) - f\left(t + \frac{x}{a}\right) \right] \quad (10)$$

Où, F et f sont deux fonctions dont l'expression dépend de la loi de fermeture ou d'ouverture du dispositif de réglage ; h_0 : Pression initiale au point M mesurée en hauteur liquide ; u_0 : Vitesse initiale.

La surpression ou la dépression correspondant à la valeur du coup de bélier au point M est : $b = h - h_0$, d'où on peut écrire que :

$$b = F\left(t - \frac{x}{a}\right) + f\left(t + \frac{x}{a}\right) \quad (11.a)$$

$$u = u_0 - \frac{g}{a} \left[F\left(t - \frac{x}{a}\right) - f\left(t + \frac{x}{a}\right) \right] \quad (11.b)$$

Equations d'*Allievi*

3.6. Interprétation des équations d'*Allievi*

Imaginons un observateur mobile, se déplaçant à la vitesse constante a (mouvement uniforme) selon la loi :

$$x = a t + Cste \quad (12)$$

D'après le système d'axes choisi auparavant, x étant positif dans le sens opposé à l'écoulement, l'observateur remonte donc le courant. De l'équation (12) on a : $(t - x/a) = Cste$. Par conséquent, pour cet observateur, $F(t - x/a)$ représente toujours la même valeur, où qu'il se trouve (en chaque point). F caractérise ainsi une onde se propageant dans la conduite avec une vitesse a en sens inverse de u.

De la même manière que pour un observateur se déplaçant à une vitesse $(-a)$, c'est-à-dire dans le sens du courant, $f(t + x/a)$ représenterait une onde se propageant en sens inverse de la première ($f(t + x/a)$ reste constante en chaque point).

De ce fait, la surpression (ou la dépression) b en chaque point de la conduite, résulte de la superposition en ce point des deux ondes F et f se propageant dans la conduite en sens inverse et avec la même vitesse absolue a.



3.7. Formule d'Allievi donnant la vitesse "a"

Allievi donne pour la vitesse "a" de l'onde, la valeur suivante :

$$a = \frac{9900}{\sqrt{48.3 + K D / e}} \quad (13)$$

- D : diamètre intérieur de la conduite (m).
- a : vitesse (m/s).
- e : épaisseur du tuyau (m).
- K : coefficient dépendant du matériau constituant la canalisation.

<i>Matériaux</i>	<i>K</i>
- <i>Fonte grise</i>	1
- <i>Fonte ductile</i>	0.6
- <i>Acier</i>	0.5
- <i>PVC</i>	33
- <i>Amiante ciment</i>	4 ou 4.4
- <i>Polyéthylène haute densité</i>	83
- <i>Polyéthylène basse densité</i>	500
- <i>Béton</i>	5
- <i>Plomb</i>	5

3.8. Représentation graphique du phénomène

A partir du système d'équations d'Allievi (11.a) et (11.b) on tire :

$$b = F \left(t - \frac{x}{a} \right) + f \left(t + \frac{x}{a} \right) \quad (14)$$

$$- \frac{a}{g} (u - u_0) = F \left(t - \frac{x}{a} \right) - f \left(t + \frac{x}{a} \right) \quad (15)$$

En additionnant et en retranchant membre à membre les deux équations ci-dessus, on obtient :

$$b - \frac{a}{g} (u - u_0) = 2F \quad (16)$$

$$b + \frac{a}{g} (u - u_0) = 2f \quad (17)$$

Les équations ci-dessus peuvent s'écrire comme suit :

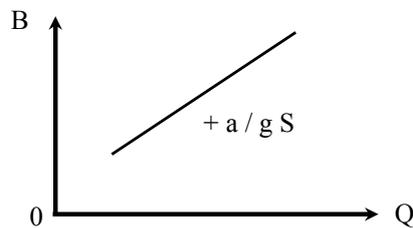
$$b = \frac{a}{g S} (Q - Q_0) + 2F \quad (18.a)$$

$$b = - \frac{a}{g S} (Q - Q_0) + 2f \quad (18.b)$$

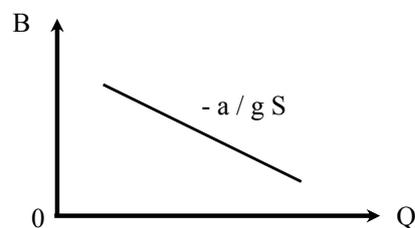
- ☑ Comme nous l'avons vu précédemment, pour un observateur se déplaçant en sens inverse du courant, à la vitesse a, la valeur de F resterait toujours la même. Par conséquent, si



l'on rapporte Q et b à deux axes $(0B)$ et $(0Q)$, l'équation (18.a) pour une valeur de F est l'équation d'une droite de pente $(+ a / g S)$.



- ☑ De même, pour un observateur se déplaçant dans le sens du courant à la vitesse $- a$, la valeur de f reste constante et dans le même système de coordonnées $(0B)$ et $(0Q)$, l'équation (18.b) pour une valeur de f , est l'équation d'une droite de pente $(- a / g S)$.

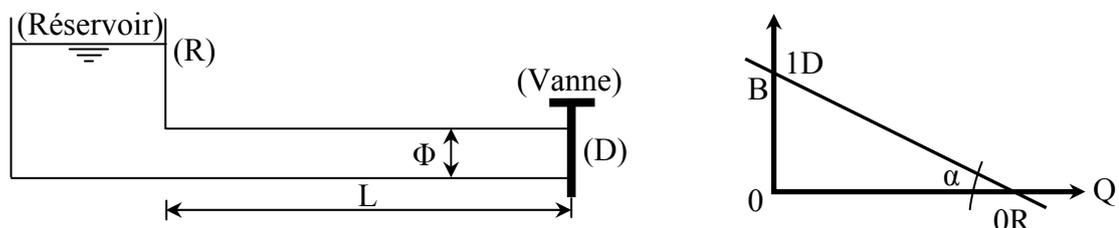


3.9. Valeurs numériques du coup de bélier

3.9.1. Fermeture brusque ($T < 2L/a$) (T : durée de fermeture)

La fermeture brusque en (D) est celle qui se produit après le temps zéro (0). Juste avant la fermeture brusque, le coup de bélier n'existe pas, donc $b = 0$, et le débit est celui du régime permanent Q_0 . Par conséquent, au temps (0), le régime au départ du réservoir (R) est caractérisé dans le système de coordonnées QB par un point $0R$ sur l'axe $(0Q)$.

Imaginons à présent un observateur partant à ce temps (0) de (R) allant vers (D) ; il descend le courant, donc voit les points du régime sur la droite $(- a / g S)$. A son arrivée en (D), c'est-à-dire au temps (1), il trouve la vanne fermée ; or le régime au temps (1) a pour lieu la droite $(0B)$, du moment qu'au point (D) le débit est nul ($Q = 0$).



Le point figuratif du régime au temps (1) sera en conséquence donné par l'intersection des deux caractéristiques et on aura :

$$0B = Q_0 \operatorname{tg} \alpha \quad \Rightarrow \quad 0B = Q_0 (a/gS)$$



Sachant que : $Q_0 = u_0 S$, d'où :

$$0B = a u_0/g \quad (19)$$

Etant au dessus de (0Q), le point B correspond à une "*surpression*". La valeur maximale du coup de bélier peut ainsi atteindre :

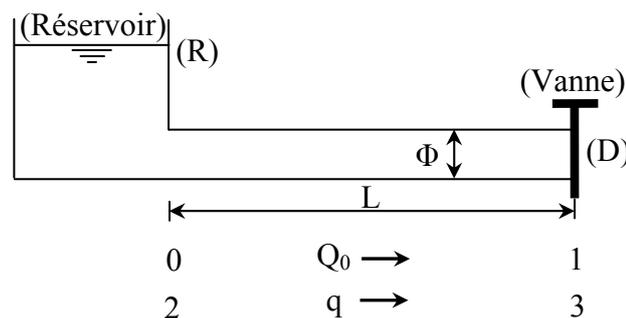
$$b = a u_0/g \quad (20)$$

Remarque : On peut déduire facilement que pour le tracé pratique d'une droite (a/gS), il suffit de joindre le point de départ de l'observateur en régime permanent à la valeur (au_0/g) calculée pour la valeur maximale du coup de bélier.

3.9.2. Fermeture lente ($T > 2L/a$)

La fermeture lente est caractérisée par un temps de fermeture supérieur à $2L/a$, donc supérieur à un aller et retour de l'onde. Si Q_0 est le débit au temps (0), il passera encore, après un temps $2L/a$, un débit q . Par conséquent, la valeur de la surpression sera :

$$b = a/gS (Q_0 - q) \quad (21)$$



Si on suppose que le temps de fermeture soit ($T = n 2L/a$) et que, pendant ce temps, le débit varie linéairement, nous aurons : $Q_0 - q = Q_0/n$

On en déduit que : $Q_0/n = Q_0 2L/aT$, d'où : $b = 2Q_0L / gST$. Sachant aussi que : $Q_0 = u_0 S$, on aura :

$$b = 2 u_0 L / gT \quad (MICHAUD) \quad (22)$$

3.9.3. Conclusions

- Si $T < 2L/a$, la valeur maximale du coup de bélier est : $b = au_0/g$.
- Si $T > 2L/a$, le coup de bélier est moins important : $b = 2Lu_0/gT$.
- Il est donc possible d'avoir comme valeur maximale de la pression dans une conduite, exprimée en mètres d'eau, et si h_0 est la pression avant l'apparition du coup de bélier :

$$h_0 + b \text{ ou } h_0 + au_0/g \text{ (cas de la surpression)} \quad (23)$$



- Et comme valeur minimale (en mètres d'eau) :

$$h_0 - b \text{ ou } h_0 - au_0/g \text{ (cas de la dépression)} \quad (24)$$

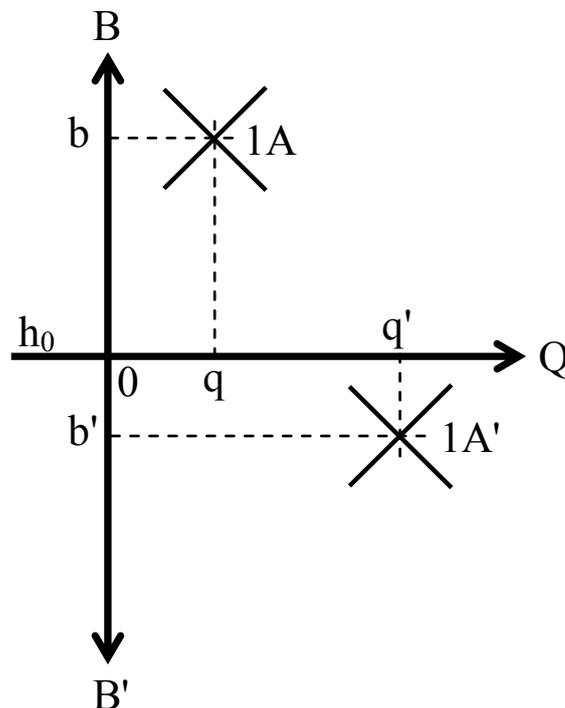
3.10. Résolution des équations du mouvement (Méthode graphique de SCHNYDER-BERGERON)

Sachant que les équations d'Allievi s'écrivent sous la forme donnée par le système (10), le système d'axes est (0Q) et (0B). Dans ce système, on a une droite de pente (+ a/gS) correspondant à une valeur de F, et une droite de pente (- a/gS) correspondant à une valeur de f.

Si l'on imagine alors deux observateurs partant à la rencontre l'un de l'autre des extrémités d'un tronçon de conduite, ils verront les points du régime se déplacer sur des droites (+ a/gS) pour l'un et (- a/gS) pour l'autre, de sorte qu'à leur rencontre, c'est-à-dire à l'intersection des droites, ils ne pourront constater que le même débit et la même pression.

On a l'habitude de désigner ce point par un chiffre et une lettre (Exemple : **1A**) qui donne les caractéristiques (**q** et **h**) du régime au temps (**1**) pour le point **A**.

L'horizontale passant par (0) n'est autre que celle correspondant à la pression statique h_0 . Le point **1A** qui est au dessus de h_0 correspond à une *surpression*. Si ce point est au dessous de h_0 , il correspondrait à une *dépression*.



Par ailleurs, à l'extrémité amont de la conduite ($x=L$), la pression reste constamment à la pression statique et la valeur du coup de bélier b est nulle ($b=0$). Par suite, le point figuratif correspondant à cette extrémité amont ne peut se trouver que sur l'axe (0Q).



Pour ce qui est de l'extrémité aval de la conduite ($x=0$) qui correspond à la vanne, on a toujours une loi d'ouverture ou de fermeture de la vanne, donnée par le constructeur. Généralement pour une ouverture au temps (t), telle que $S_r(t) \leq S$, on a :

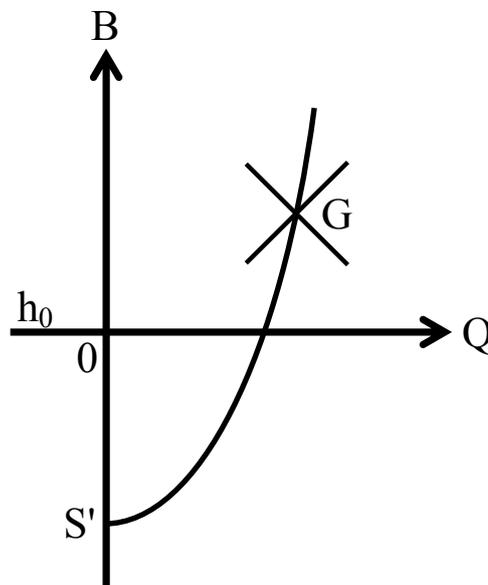
$$Q = m S_r(t) \sqrt{2g(h_0 + b)} \quad (25)$$

- b : Surpression due au coup de bélier.
- m : Coefficient de contraction (du débit).
- h_0 : Pression statique.
- $S_r(t)$: Section réduite.

D'où :

$$\frac{Q^2}{2g m^2 S_r^2(t)} = h_0 + b \quad (26)$$

On constate ainsi, qu'à chaque valeur de S_r correspond une parabole bien déterminée à axe vertical confondu avec l'axe (OB) et de sommet (S'), tel que " $OS' = -h_0$ ". Simultanément, le point représentatif de l'extrémité aval avec ces coordonnées Q et b devra se trouver sur cette parabole.

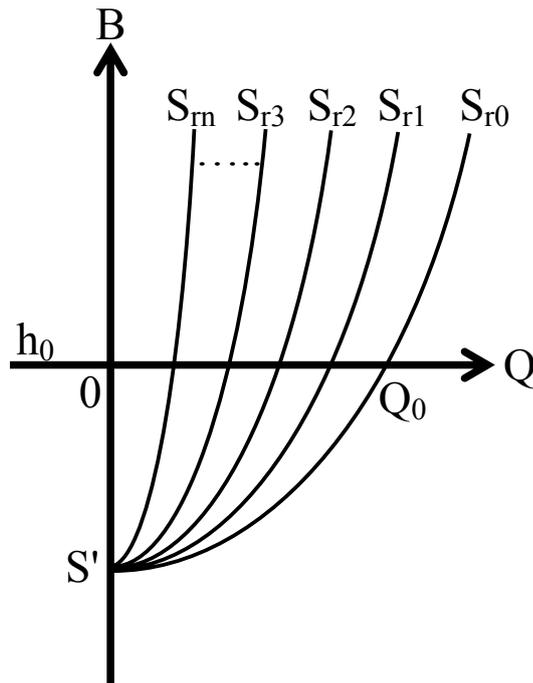


Par conséquent, quand la vanne a une ouverture (S_r), le point (G) se trouve au point de rencontre de la parabole et d'une droite de pente ($+ a/gS$) ou d'une droite de pente ($- a/gS$).



Remarques :

- Dans le cas où l'on connaît la loi de fermeture ou d'ouverture de la vanne, on peut déterminer les valeurs de S_{r1} , S_{r2} , S_{r3}, \dots, S_{rn} de S_r aux temps $t_1, t_2, t_3, \dots, t_n$, et tracer ainsi les différentes paraboles.
- Quand la vanne est complètement fermée ($S_r = 0$), la parabole se confond avec l'axe ($S'B$).
- En pratique, il faut toujours faire un tracé vraiment à l'échelle.



CHAPITRE 4

SYSTEMES DE PROTECTION CONTRE LE COUP DE BELIER

4.1. Introduction

Les appareils anti-bélier devront avoir essentiellement pour effet de limiter la surpression et la dépression. Les principaux types de protection anti-bélier sont explicités dans ce qui suit.

4.2. Le volant d'inertie

La spécificité de ce moyen est qu'il continue à assurer l'alimentation de la veine liquide, et ce malgré l'arrêt du moteur actionnant la pompe. Ce volant (Figure (4.1)), qui est placé sur l'arbre du groupe, restitue l'énergie cinétique accumulée pendant la marche en régime normal au moment de la disjonction et permet ainsi de prolonger le temps d'arrêt de l'ensemble du groupe, et donc, de diminuer l'intensité du coup de bélier. En d'autres termes, la vitesse de rotation diminue lentement et il en est de même de son débit. La masse du volant est généralement accumulée près de la périphérie (Figure (4.2)). Le volant d'inertie est généralement peu ou non utilisable, pour les raisons suivantes :

- Ce procédé est utilisé seulement pour limiter les dépressions.
- Dans le cas d'une conduite de refoulement assez grande, il faut envisager des volants avec des poids considérables, et par conséquent le système ne sera en aucun cas économique.
- Par ailleurs, plus le volant est lourd, plus le moteur doit être puissant pour pouvoir vaincre, au démarrage, l'inertie de ce volant, ce qui peut conduire à des appels d'intensité de courant inadmissibles.
- Ce procédé est finalement utilisé pour la protection des conduites à longueurs de refoulement faibles ou moyennes et qui n'excèdent pas quelques centaines de mètres.

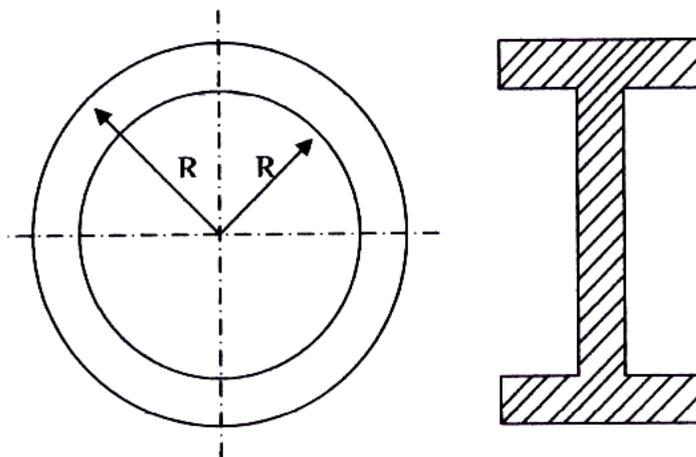


Figure (4.1) : Volant d'inertie



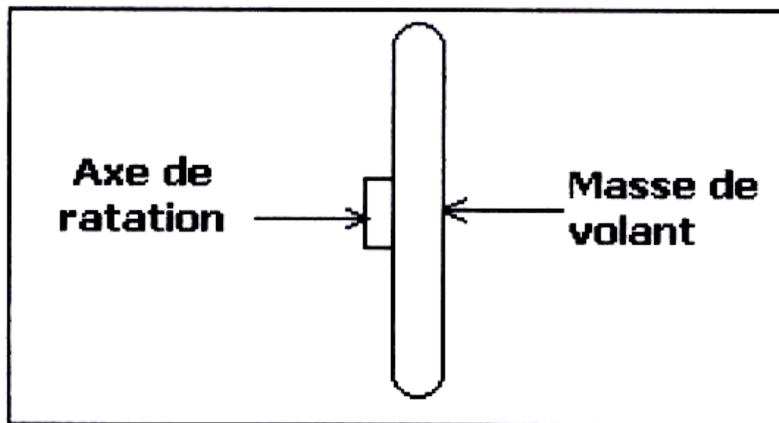


Figure (4.2) : Concentration de la masse du Volant d'inertie

4.3. Les soupapes de décharge

Le rôle d'une soupape (Figures (4.3) et (4.4)) consiste à dévier un certain débit à l'extérieur de la conduite à protéger, dès que la pression atteint une certaine valeur de réglage estimée généralement à environ **1.04** à **1.10** de la pression maximale admissible. L'ouverture doit pouvoir s'effectuer très rapidement pour que l'opération soit efficace.

- Les soupapes permettent la protection contre les surpressions uniquement.
- Le nombre de soupapes dépend de l'importance de l'installation et est compris généralement entre **1** et **6**.
- L'utilisation des soupapes nécessite une surveillance attentive et un entretien continu.
- Il faut aussi prévoir l'évacuation vers l'extérieur de l'eau libérée.

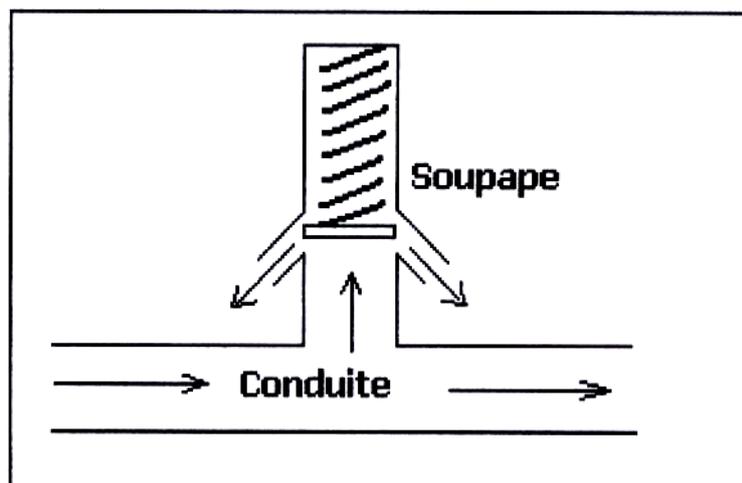


Figure (4.3) : Soupape de décharge



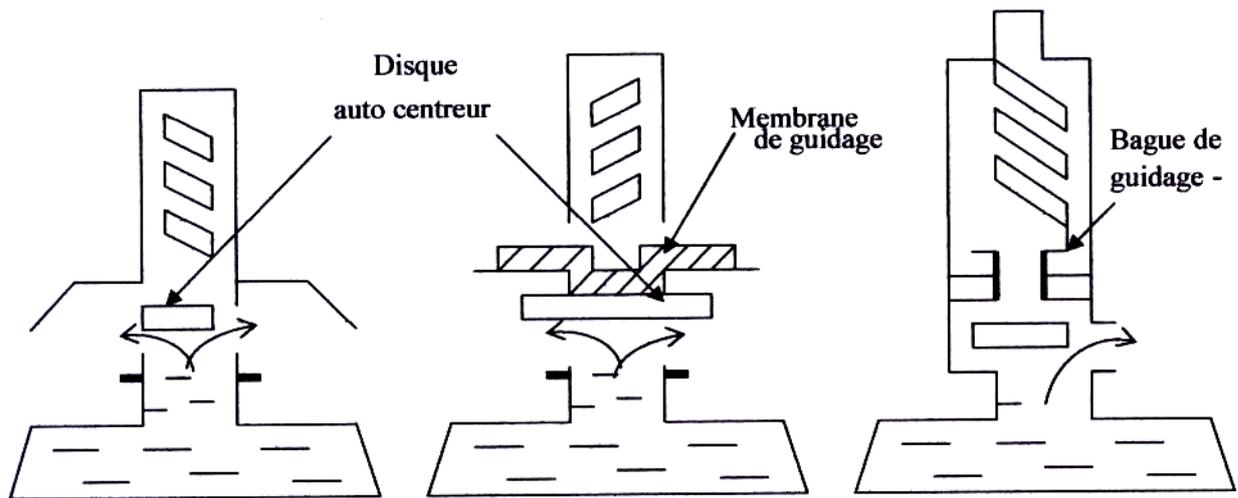


Figure (4.4) : Fonctionnement d'une soupape de décharge

4.4. Les ventouses (Les reniflards)

On distingue des ventouses à trois fonctions (Figure (4.5)), à savoir, l'évacuation de l'air contenu dans les conduites, l'admission de l'air dans ces conduites lorsqu'on procède à leur vidange et l'élimination des poches d'air qui se manifestent aux points hauts du circuit (qui peuvent provoquer des coups de bélier), d'où leur installation en des points hauts. Il y a également des ventouses à fonction unique (Figure (4.6)), en l'occurrence, l'évacuation des poches d'air seulement. Une ventouse est constituée en principe d'un flotteur sphérique en caoutchouc logé dans un corps en fonte.

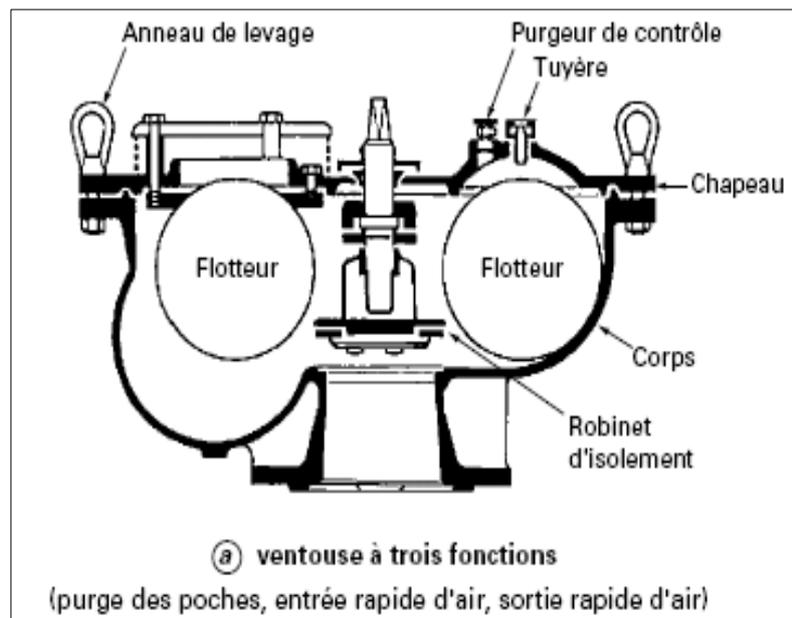


Figure (4.5) : Ventouse à trois fonctions



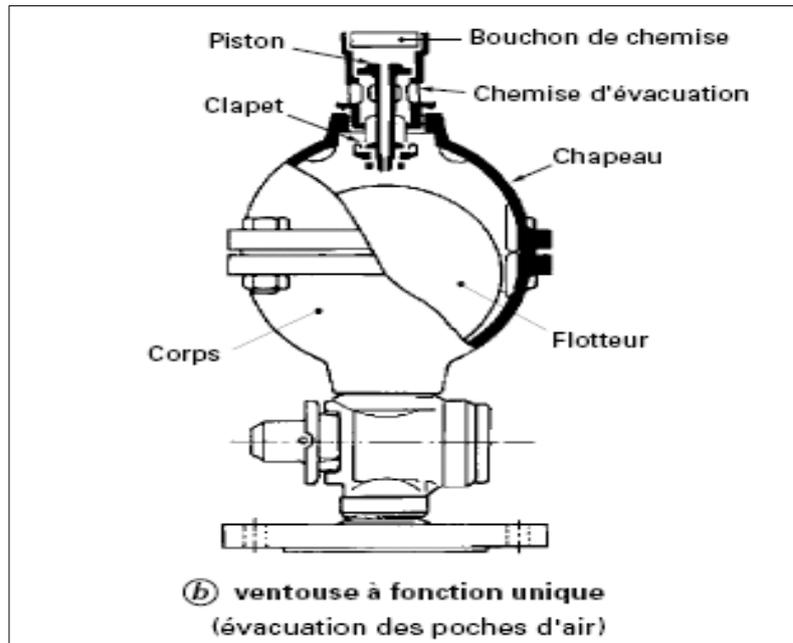


Figure (4.6) : Ventouse à une seule fonction

4.5. Les réservoirs d'air

Le réservoir d'air est l'appareil le plus utilisé pour la protection contre le coup de bélier. C'est un récipient contenant de l'air comprimé dans sa partie supérieure et de l'eau dans sa partie inférieure. Ces appareils sont aussi appelés "accumulateur, cloche à air, ballon d'air, réservoir anti-bélier, ...etc." (Figure (4.7.a)). Par ailleurs, un compresseur d'air est habituellement utilisé pour garder le volume d'air dans certaines limites (à cause des fuites) d'une part, et d'autre part, un clapet anti-retour est souvent prévu entre la pompe et le ballon d'air. Ce dispositif est très simple et protégera l'installation aussi bien contre les dépressions que contre les surpressions.

Suite à une disjonction, le clapet se ferme et à ce moment là, la pression de l'air de la cloche est encore supérieure à celle qui s'exerce à l'autre extrémité de la conduite ; ainsi, une partie de l'eau de la cloche est chassée dans la conduite. Après diminution progressive, puis annulation de sa vitesse, l'eau de la conduite revient en arrière et remonte dans la cloche, et ainsi de suite. La dissipation de l'énergie de l'eau peut être obtenue par le passage de celle-ci à travers un organe d'étranglement disposé à la base de la cloche. A cause du remplissage ou de la vidange du réservoir anti-bélier, l'air dans ce dispositif se comprime ou se dilate, et l'amplitude de la surpression et de la dépression seront réduites suite à la variation graduelle de la vitesse d'écoulement dans la conduite.



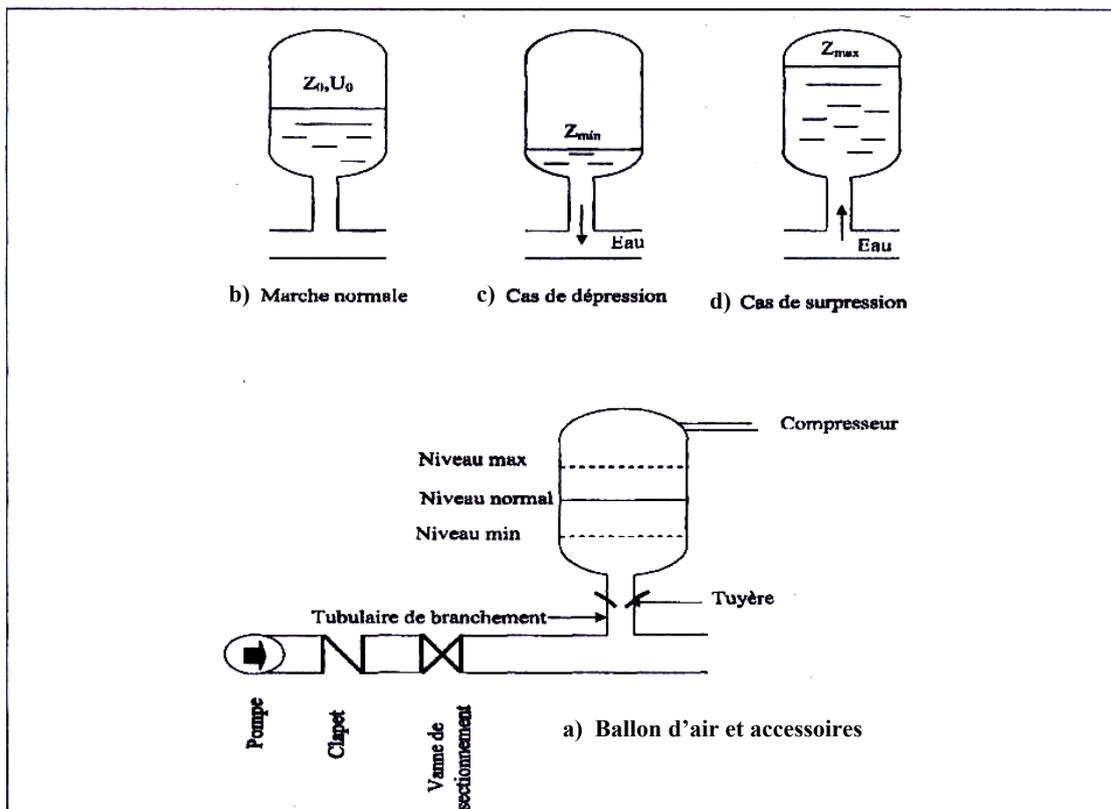


Figure (4.7) : Réservoir d'air

4.6. Dimensionnement des réservoirs d'air

4.6.1. Calcul simplifié d'un réservoir d'air

Dans ce cas, on considère le phénomène comme une oscillation en masse, c'est-à-dire :

- On néglige l'élasticité de la conduite et la compressibilité de l'eau (mouvement en bloc).
- Les pertes de charge ne sont pas prises en considération dans la conduite de refoulement.
- Le dispositif ne comporte pas d'organe d'étranglement.

Suite à ces hypothèses, on aura à faire le *calcul simplifié* d'un réservoir d'air qui peut largement suffire pour des petites installations d'environ 30 l/s et de 1000 à 1200 m de longueur de refoulement.

VIBERT a donné une expression relativement simple qui permet d'avoir le volume U_0 de l'air contenu dans la cloche sous un régime de marche à la vitesse V_0 . Les caractéristiques de l'air dans le réservoir d'air en marche normale sont Z_0 et U_0 (Figure (4.7.b)). Z_0 est la pression absolue exprimée en mètres d'eau. Si on néglige la hauteur de l'eau dans le réservoir d'air au-dessus de l'axe de la conduite, la pression absolue Z_0 est telle que :

$$Z_0 = H_r + 10 \quad (1)$$

Où H_r correspond à la hauteur géométrique de refoulement.



On distingue ici deux phases :

- ☑ **1^{ère} phase :** A la fin de la dépression, l'air occupe un volume plus grand (Figure (4.7.c)) et sa pression sera donc plus faible ; ainsi la pression absolue est Z_{\min} .
- ☑ **2^{ème} phase :** A la fin de la surpression, l'air occupe un volume plus petit qu'en marche normale (Figure (4.7.d)) et sa pression sera dans ce cas Z_{\max} .

VIBERT a donné un abaque permettant d'avoir U_0 , et ceci en utilisant l'expression suivante :

$$\frac{U_0}{LS} = \frac{h_0}{Z_0} \frac{1}{f\left(\frac{Z}{Z_0}\right)} \quad (2)$$

Dans laquelle, $\frac{U_0}{LS}$, $\frac{h_0}{Z_0}$ et $f\left(\frac{Z}{Z_0}\right)$ se trouvent sur les trois échelles de l'abaque (Figure (4.8)).

Avec :

- U_0 : Volume d'air en m^3 .
- L : Longueur de la conduite en m.
- S : Section de la conduite en m^2 .
- $h_0 = \frac{V_0^2}{2g}$

Remarque : Cet abaque permet une approche pour le dimensionnement d'un réservoir d'air. Une fois que les dimensions de ce réservoir sont connues, on effectue une étude du coup de bélier en fonction des paramètres géométriques de ce réservoir.



ABAQUE DE M. VIBERT

POUR LE CALCUL SIMPLIFIÉ
DES RÉSERVOIRS D'AIR

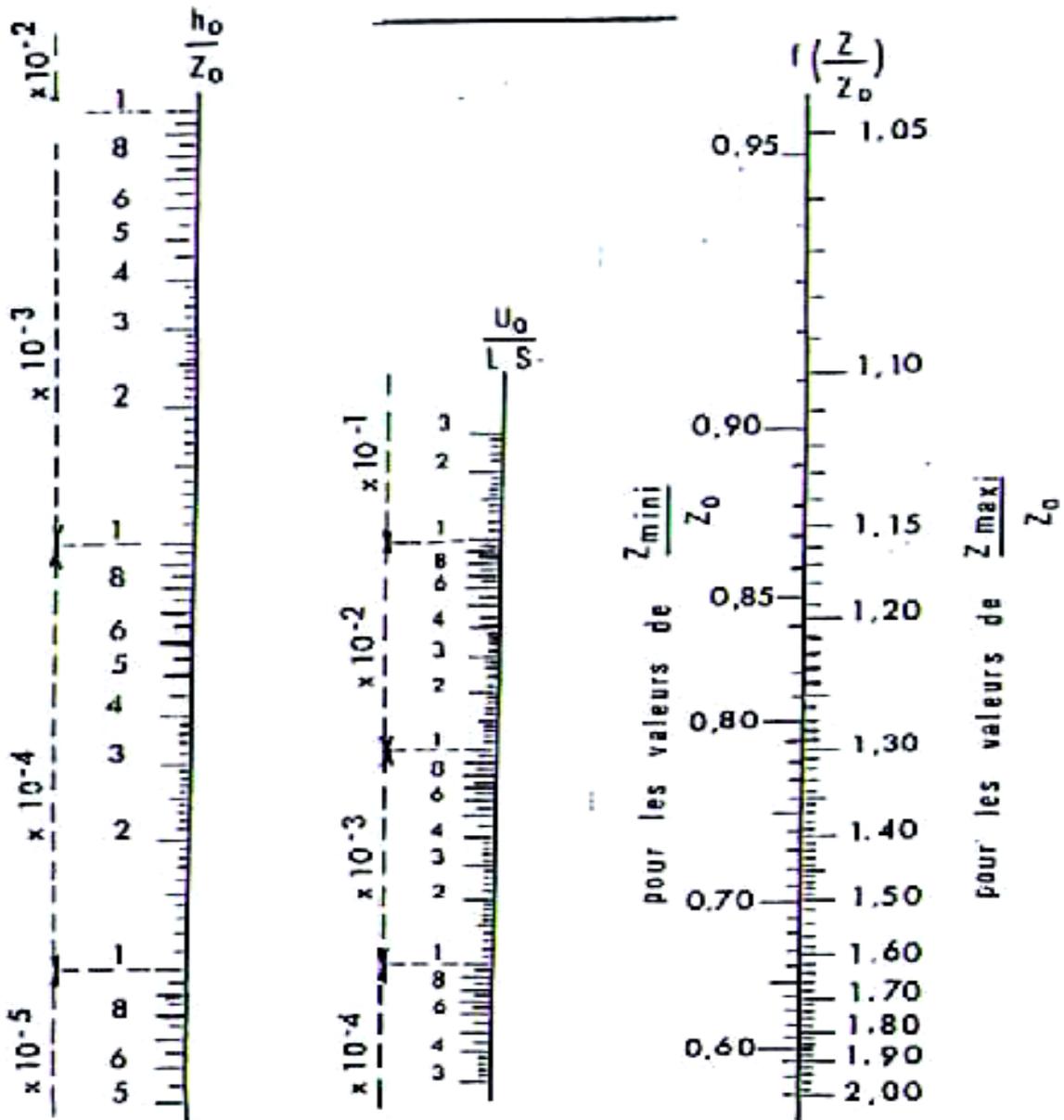


PLANCHE XXVII.

Figure (4.8) : Abaque de Vibert



4.6.2. Etapes du calcul simplifié d'un réservoir d'air

1. Déterminer la valeur maximale du coup de bélier.
2. Déterminer la pression au moment du retour de l'onde (Valeur max du coup de bélier + H_0).
3. Comparer la valeur obtenue ci-dessus avec la pression admissible dans la conduite (P_{adm}).
4. Calculer la valeur de Z_0 : $Z_0 = H_0 + 10$ (Pression absolue).
5. Calculer la valeur de Z_{max} : $Z_{max} = P_{adm} + 10$ (Pression absolue).
6. Calculer Z_{max} / Z_0 .
7. Calculer la valeur de h_0 : $h_0 = V_0^2 / 2g$.
8. Calculer h_0 / Z_0 .
9. Lire sur l'abaque de Vibert les valeurs de $(U_0 / L S)$ et (Z_{min} / Z_0) en utilisant respectivement les valeurs de Z_{max} / Z_0 et h_0 / Z_0 .
10. Déduire la valeur de U_0 .
11. Déduire la valeur de U_{max} tout en sachant que : $U_0 Z_0 = U_{max} Z_{min}$.
12. Calculer la pression restante définie par : $Z_{min} - 10$.
13. Déterminer la dépression qui est égale à : $H_0 -$ Pression restante.

4.6.3. Avantages des réservoirs d'air

- ✓ Dimensions réduites par rapport à d'autres dispositifs comme la cheminée d'équilibre.
- ✓ Ils sont préconisés comme solutions dans les régions froides, car ils sont faciles à chauffer pour éviter les effets du gel.
- ✓ Ils sont installés parallèlement au sol, cela offre une meilleure résistance aux vents et aux tremblements de terre.

4.6.4. Inconvénients des réservoirs d'air

- ✓ La nécessité de fournir de l'air comprimé constamment.
- ✓ La nécessité de prévoir plusieurs équipements auxiliaires qui demandent une maintenance constante et des frais élevés.

4.6.5. Calcul normal d'un réservoir d'air

La méthode de VIBERT risque de donner des volumes du réservoir très importants. L'installation d'un réservoir anti-bélier sur le refoulement sans dispositif de freinage d'écoulement entraîne une suite d'oscillations ; le seul facteur d'amortissement est la perte d'énergie. Il sera donc nécessaire de disposer à la base du réservoir d'air un étranglement qui amortira rapidement ces oscillations. On peut utiliser comme étranglement, soit une **tuyère** (Figure (4.9)) ou un **clapet à battant percé** (Figure (4.10)) ou encore un **diaphragme**.



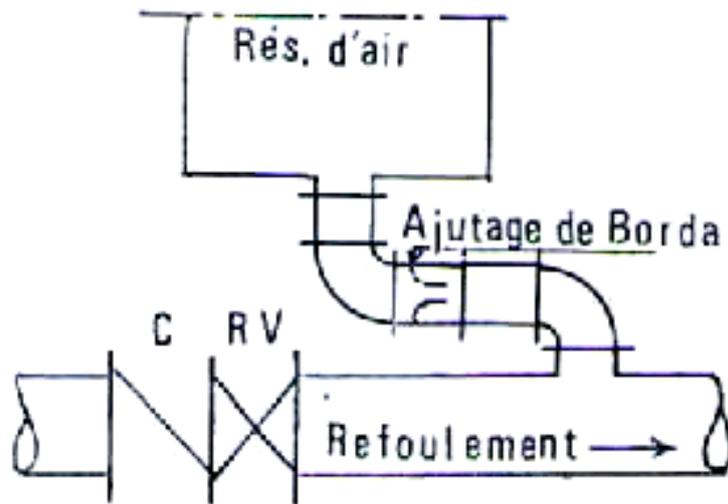


Figure (4.9) : Etranglement au moyen d'une tuyère

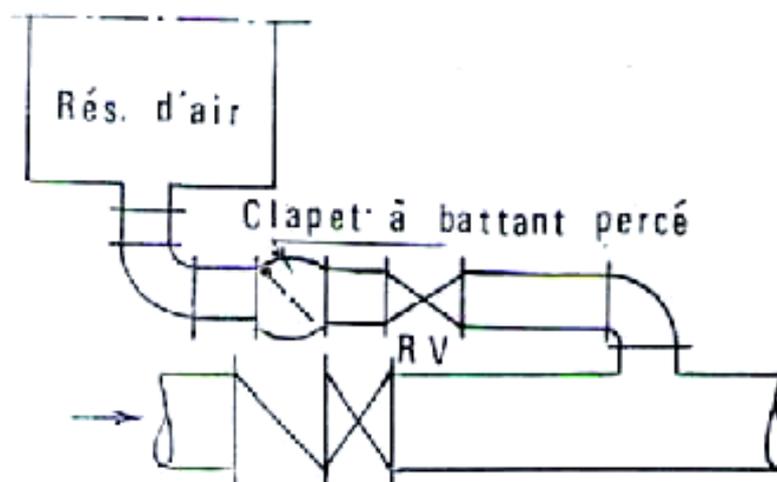


Figure (4.10) : Etranglement au moyen d'un battant percé

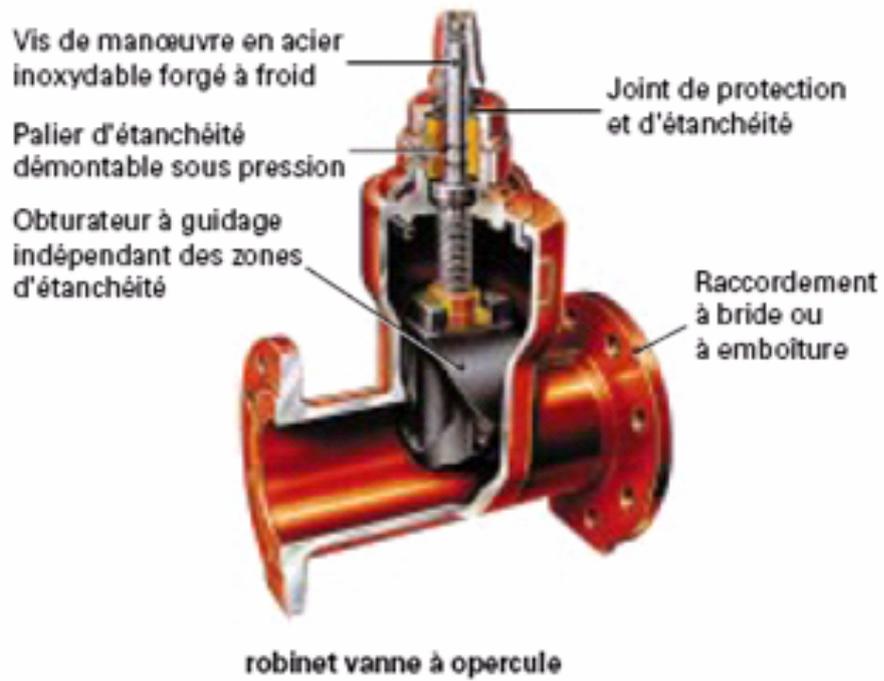
Un robinet vanne est utile pour isoler le réservoir d'air de la conduite en cas de besoin (Figures (4.11) et (4.12)). Un clapet anti-retour est également utilisé afin de protéger la pompe en cas de retour d'eau (Figure (4.13)).





robinet vanne papillon

Figure (4.11) : Robinet Vanne papillon



robinet vanne à opercule

Figure (4.12) : Robinet Vanne opercule





clapet antiretour

Figure (4.13) : Clapet Anti-retour

4.6.5.1. Principe de calcul

Une fois, les caractéristiques du réservoir d'air (Volume U_0 d'air en régime normal) et de son dispositif d'étranglement sont fixés, les valeurs maximales de la surpression et de la dépression seront déterminées par la méthode de BERGERON. Le premier essai conduira peut être à des valeurs inadmissibles pour la surpression ou pour la dépression, ou pour les deux à la fois. Les calculs seront alors recommencés à partir de nouvelles caractéristiques du réservoir, ou de l'étranglement, ou des deux. Cette méthode nécessitera donc quelques tâtonnements.

Le principe est comme suit :

- 1) Dans le digramme de BERGERON, les abscisses sont graduées selon les vitesses de l'eau dans la conduite au lieu des débits.
- 2) De préférence les calculs du régime transitoire seront faits avec un pas de calcul $\Delta t = 2L/a$ en prenant L/a comme unité de temps.
- 3) La ligne de référence est l'horizontale passant par le plan d'eau du réservoir d'eau ; elle correspond à la hauteur géométrique de refoulement H_0 augmentée de 10 m d'eau pour avoir la pression absolue ($Z_0 = H_0 + 10$).
- 4) On doit tenir compte des pertes de charge dans la conduite, et qui sont par supposition, concentrées en un point fictif au départ de la pompe. Ces pertes de charge sont représentées sur l'épure de BERGERON par la parabole classique, qui n'est autre que la caractéristique de la conduite.
- 5) On doit tenir compte des pertes de charge dans l'organe d'étranglement. Celles-ci auront des valeurs différentes selon que l'eau sort du réservoir d'air ou pénètre dans le réservoir d'air.



4.6.5.2. Application des étapes du calcul normal d'un réservoir d'air

Après l'arrêt brusque du groupe, la masse d'eau continue de monter vers le réservoir d'eau avec une vitesse décroissante. Celle-ci s'annule à un moment donné, et par suite, toute la masse d'eau descend vers le réservoir d'air avec une vitesse de sens contraire (négative), qui augmente d'abord en valeur absolue puis diminue pour devenir nulle, ... etc, et le phénomène se poursuit en s'amortissant.

En se fixant un volume initial du réservoir d'air au départ et une valeur choisie de la vitesse finale V_f de l'eau, légèrement inférieure à la vitesse V_0 de l'écoulement initial, on calcule à la fin de chaque intervalle :

- La pression dans le réservoir d'air.
- La pression en aval de l'étranglement et celle en aval du point fictif correspondant à la concentration des pertes de charge de la conduite.
- Une fois la pression dans la conduite déterminée (trouvée), on vérifie alors, en menant une horizontale passant par la valeur de cette pression finale, que cette droite coupe la droite de pente a/g au droit de la vitesse choisie au début (V_f), sinon les calculs seront refaits avec une autre valeur de V_f (Figure (4.14)).

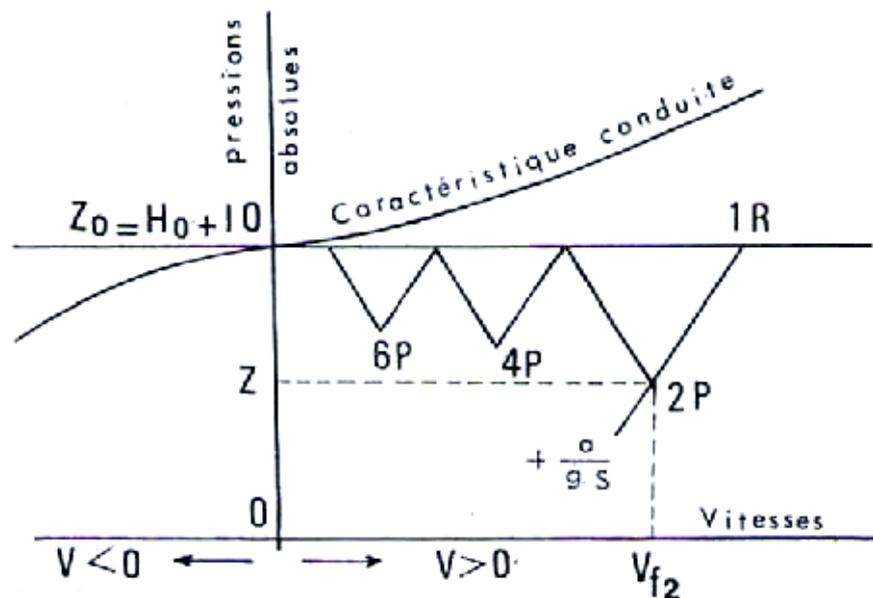


Figure (4.14) : Principe de la construction de l'épure de BERGERON

Il est plus commode dans ce genre de résolution de dresser le tableau de calcul suivant :



Intervalles de temps T	Variation du volume d'air : $\Delta U = S \cdot V_m \cdot T$	Volume d'air U	Pression dans le réservoir d'air : $Z = (Z_0 + \delta_0) U_0^{1.4} / U^{1.4}$	Vitesse dans la tubulure de branchement : <u>Montée</u> : $V_1 = K \cdot V_f$ <u>Descente</u> : $V_2 = K' \cdot V_f$	Perte de charge dans la tuyère <u>Montée</u> : $\Delta h_1 = c \cdot V_1^2 / 2g$ <u>Descente</u> : $\Delta h_2 = c' \cdot V_2^2 / 2g$	Pression dans la conduite avec pertes de charge : <u>Montée</u> : $Z - \Delta h_1$ <u>Descente</u> : $Z + \Delta h_2$	Perte de charge refoulement : δ	Pression dans la conduite sans pertes de charge : <u>Montée</u> : $Z - \Delta h_1 - \delta$ <u>Descente</u> : $Z + \Delta h_2 + \delta$	Vitesse lue sur le graphique V_f	Désignation du point	Vitesse moyenne V_m	Vitesse finale choisie V_f
0												
T												
2T												
...												

Les principales étapes de calculs seront alors comme suit :

- 1) Les temps se suivent selon des valeurs $T=2L/a$.
- 2) L'accroissement ΔU du volume d'air du réservoir quand l'eau passe dans la conduite, ou sa diminution quand l'eau entre dans le réservoir, est donné par le volume d'eau que ce réservoir d'air verse dans la conduite ou reçoit de la conduite au cours du régime transitoire. Autrement dit, c'est le volume d'eau qui est transité dans la conduite de refoulement de section S pendant le temps T avec une vitesse moyenne V_m qui sera supposée égale à la moyenne arithmétique des vitesses au début et à la fin de T.

$$\Delta U = S \cdot V_m \cdot T \quad (3)$$

Pour le premier intervalle T, on aura

$$V_{m1} = (V_0 + V_{f1})/2 \quad (4)$$

Où :

- V_0 : Vitesse de régime normal avant la disjonction (Ecoulement initial).
- V_{f1} : Vitesse finale choisie (à la fin du temps T).

Au cours des calculs, V_m sera donc la moyenne arithmétique entre la vitesse finale (définitive) de l'intervalle précédent et la nouvelle vitesse finale qui sera choisie pour l'intervalle considéré :

$$V_{mi} = (V_{i-1} + V_i)/2 \quad (5)$$



Remarque : Au cours des calculs, il faut faire attention aux vitesses négatives, cela signifie que l'eau passe de la conduite au réservoir d'air.

- 3) Le volume d'air U du réservoir sera égal, à la fin du premier intervalle T , au volume d'air choisi arbitrairement U_0 au départ, augmenté de la quantité trouvée à la colonne précédente ΔU .
- 4) La nouvelle pression dans le réservoir d'air est donnée par la loi de POISSON, telle que :

$$(Z_0 + \delta_0) U_0^{1.4} = Z U^{1.4} \quad (6)$$

- δ_0 : Perte de charge dans la conduite en régime de fonctionnement normal.
- Z_0 : Pression absolue.
- U_0 : Volume d'air initial.
- U : Nouveau volume d'air.
- Z : Pression dans le réservoir d'air.

Donc :

$$Z = (Z_0 + \delta_0) U_0^{1.4} / U^{1.4} \quad (7)$$

- 5) Cette étape se rapporte à l'organe d'étranglement ; on choisit par exemple une tuyère. On calculera, à la montée de l'eau, la vitesse V_1 de l'eau dans la tuyère en fonction de la vitesse finale V_f de l'eau dans la conduite pour l'intervalle de temps considéré. On calculera aussi la vitesse V_2 dans la tuyère à la descente de l'eau.

a)- Cas de la montée de l'eau :

Dans ce cas, la tuyère joue le rôle d'un ajutage sortant (Figure (4.15)) et son coefficient de débit est de l'ordre de 0.92, avec :

$$V_1/V_f = \Phi^2 / d'^2 = \Phi^2 / (0.92 d)^2 = K \quad (8)$$

- V_1 : Vitesse dans la tuyère.
- V_f : Vitesse finale choisie.
- Φ : Diamètre de la conduite.
- d' : Diamètre de la veine contractée ($d' = 0.92 d$).
- d : Diamètre de la tuyère.



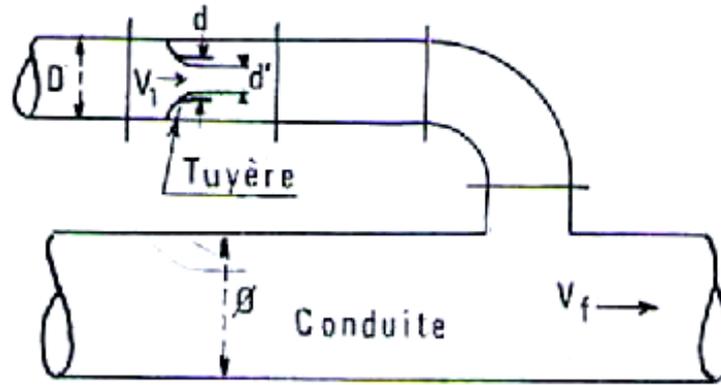


Figure (4.15) : L'eau du réservoir se dirige vers la conduite

Remarque : 'd' sera choisi pour une valeur de K comprise en 15 et 20.

La perte de charge Δh_1 à la montée de l'eau est donnée par :

$$\Delta h_1 = c V_1^2 / 2g \quad (9)$$

- c : Coefficient de perte de charge.

Le coefficient de perte de charge c se détermine à partir de l'abaque donné par la figure (4.17). Il s'écrit en fonction du rapport m, tel que :

$$m = d'^2 / D^2 = (0.92 d)^2 / D^2 \quad (10)$$

- D : Diamètre de la tubulure.

b)- Cas de la descente de l'eau :

Dans ce cas, la tuyère agit comme un ajutage rentrant de BORDA (Figure (16)), avec un coefficient de contraction de 0.5. On a alors :

$$V_2 / V_f = 2 \Phi^2 / d^2 = K' \quad (11)$$

Où :

- V_2 : Vitesse de l'eau dans la tuyère.
- V_f : Vitesse de l'eau dans la conduite.
- Φ : Diamètre de la conduite.
- d : Diamètre de la tuyère.



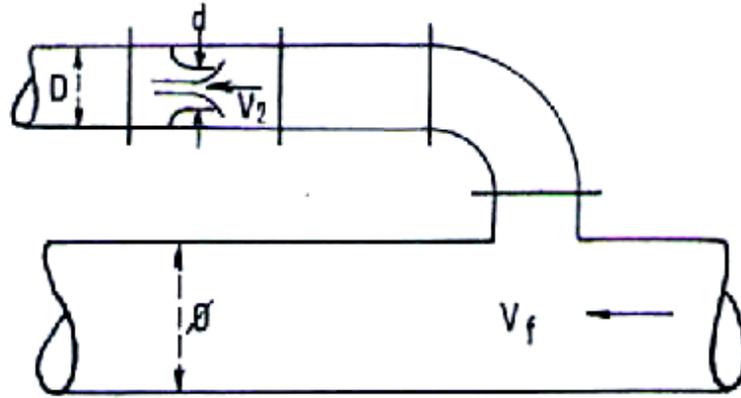


Figure (4.16) : L'eau de la conduite revient dans le réservoir

La perte de charge Δh_2 à la descente de l'eau est donnée par :

$$\Delta h_2 = c' V_2^2 / 2g \quad (12)$$

- c' : Coefficient de perte de charge.

Le coefficient de perte de charge c' se détermine à partir de l'abaque donné par la figure (4.17). Il s'écrit en fonction du rapport m , tel que :

$$m = 1/2 (d/D)^2 \quad (13)$$

- D : Diamètre de la tubulure.

Remarque : Dans la tuyère, K' est lié à K . Il peut être établi facilement que K' est environ égal à $1.7 K$.

6) A partir des calculs ci-dessus, la pression absolue se déduit comme suit :

- En faisant la différence $Z - \Delta h_1$ quand l'eau monte.
- En faisant la somme $Z + \Delta h_2$ quand l'eau descend.

La pression manométrique, exprimée en mètres d'eau, s'obtient en déduisant 10 m des valeurs ainsi trouvées.

7) On cherche, sur la parabole des pertes de charge dans la conduite, la valeur δ pour la vitesse finale V_f considérée.

8) La pression finale absolue dans la conduite, en aval du point fictif des pertes de charge s'obtient :

- En faisant $Z - \Delta h_1 - \delta$ quand l'eau monte.
- En faisant $Z + \Delta h_2 + \delta$ quand l'eau descend.

9) C'est par cette valeur de la pression finale absolue que sera menée l'horizontale qui recoupera la droite (+ a/g) en un point et qui devra correspondre à la vitesse V_f fixée au départ.

Remarque : La perte de charge dans la conduite, δ , est donnée aussi par la formule de COLEBROOK.



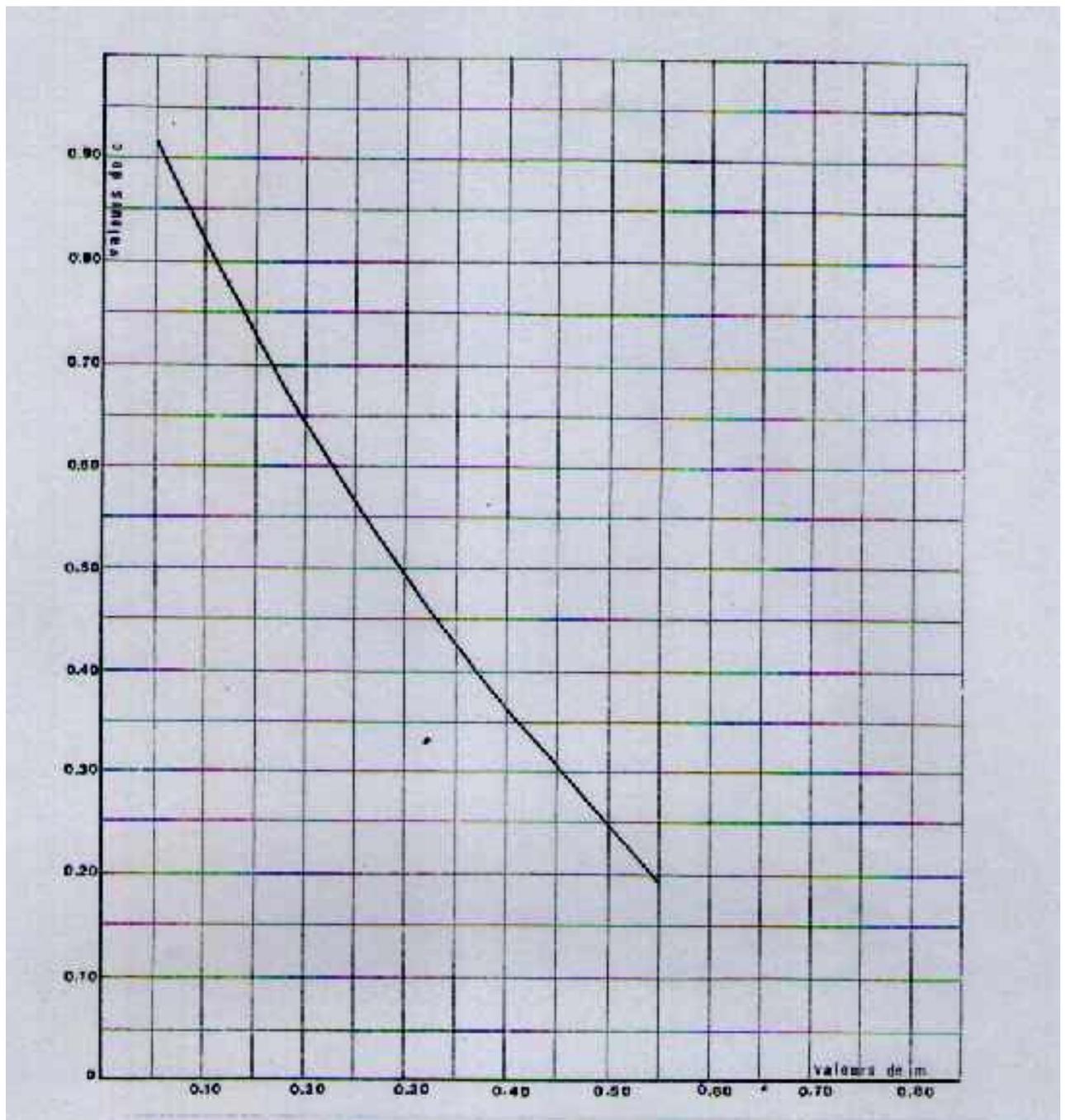


Figure (4.17) : Les coefficients de perte de charge c et c' dans une tuyère



4.7. Les cheminées d'équilibre

4.7.1. Définition et dispositions constructives

- ☑ Une cheminée d'équilibre est constituée d'un réservoir cylindrique à l'air libre et à axe vertical. Elle joue le même rôle que les réservoirs d'air, mais malheureusement on arrive à des ouvrages de dimensions assez considérables dans le cas des hauteurs de refoulement moyennes et grandes.
- ☑ Une cheminée d'équilibre est généralement aménagée en dérivation à la jonction d'une galerie d'amenée en charge et d'une condition forcée dans le but de réduire la valeur des surpressions produites par le coup de bélier.
- ☑ La cheminée d'équilibre est aussi utilisée sur le tracé de refoulement qui comporte des points hauts où peut survenir une cavitation en régime transitoire.
- ☑ Les cheminées d'équilibre doivent être établies de façon à remplir les conditions suivantes :
 - L'amortissement des oscillations doit être aussi important et aussi rapide que possible.
 - Leur volume doit être aussi petit que possible pour préserver le côté économique.

4.7.2. Types de cheminées d'équilibre

4.7.2.1. Cheminée déversante

Elle comporte en sa partie supérieure un déversoir qui évacue une partie de l'eau mise en oscillation. Il en résulte une réduction de la surpression due à l'oscillation en masse dans la galerie.

4.7.2.2. Cheminée à épanouissement

Appelée aussi cheminée à sections multiples (Figure (4.18)), elle présente quelques avantages dont : une réduction de la montée lors de la fermeture et un amortissement des oscillations par les pertes de charge dues aux changements de sections.

4.7.2.3. Cheminée à étranglement

L'étranglement à la base de la cheminée produit des pertes de charge importantes (Figure (4.19)), il en résulte d'une part, une réduction de l'amplitude des oscillations et par suite, de la hauteur atteinte par l'eau dans la cheminée ; et d'autre part, un accroissement de l'amortissement des oscillations qui s'ajoute à celui créé par les pertes de charge dans la galerie d'amenée.

4.7.2.4. Cheminée différentielle

Elle comporte deux chambres C_1 et C_2 de sections différentes S_1 et S_2 (Figure (4.20)). Les périodes d'oscillations des deux chambres sont différentes, il se produit ainsi un courant d'eau qui circule d'une chambre à une autre, ceci entraînera des pertes de charge supplémentaires qui accroissent l'amortissement.



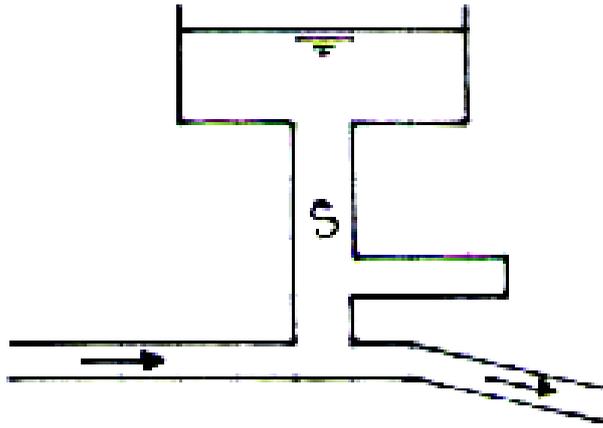


Figure (4.18) : Cheminée à épanouissement

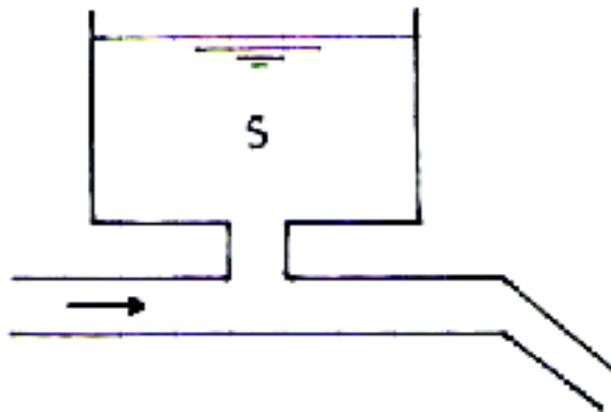


Figure (4.19) : Cheminée à étranglement

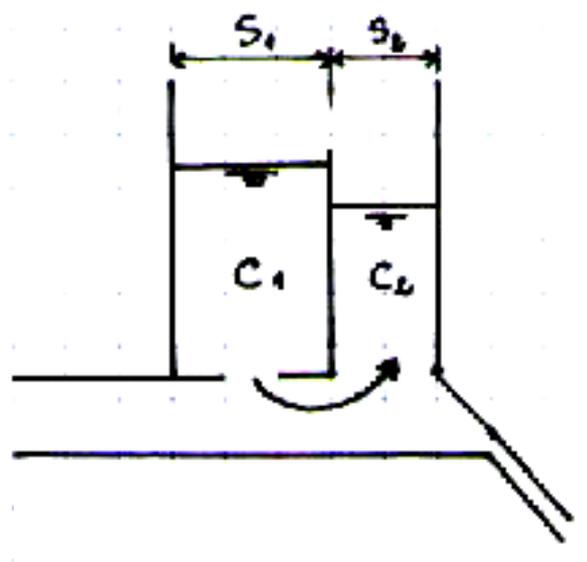


Figure (4.20) : Cheminée différentielle



4.7.3. Etude qualitative

Considérons une conduite de section S_1 et de longueur L entre un réservoir de grandes dimensions et une cheminée d'équilibre de section S_2 (Figure (4.21)). On appelle Z la cote du niveau instantané de la cheminée par rapport au niveau statique. Supposons que la vanne (V) de la conduite forcée soit brusquement fermée ; le débit à travers la conduite s'annule, engendrant l'apparition du phénomène du coup de bélier. L'eau en mouvement dans la galerie ne trouve pas d'autre exutoire que la cheminée d'équilibre, et elle pénètre dans celle-ci en faisant monter le niveau de N_0 (niveau correspondant à la ligne de charge relative au débit Q_0) jusqu'à N_2 , d'où une transformation de l'énergie cinétique en énergie potentielle. Lorsque le niveau N_2 est atteint, cette énergie potentielle se transforme en énergie cinétique : l'eau contenue dans la galerie est mise en mouvement en sens contraire du sens initial, et ainsi de suite. Le système "Réservoir-Galerie-Cheminée" est le siège d'une oscillation en masse.

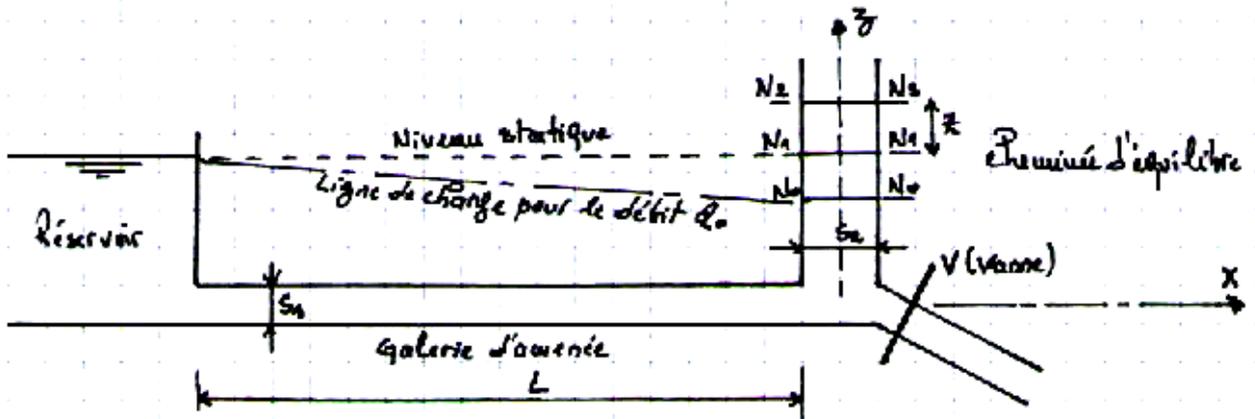


Figure (4.21) : Cheminée d'équilibre en conduite forcée (Gravitaire)

4.7.4. Etude quantitative

On considère un système idéal, dont les hypothèses de base sont les suivantes :

- La section de la cheminée est constante.
- Le réservoir est de très grandes dimensions (niveau invariable).
- Les pertes de charge dans la conduite et la cheminée sont négligeables (le niveau $N_0 \approx N_1$).
- La fermeture de la vanne est supposée complète et instantanée.

L'amplitude Z est donnée par l'expression suivante :

$$Z = u_0 \sqrt{\frac{L}{g} \frac{S_1}{S_2}} \sin\left(\frac{2\pi}{T} t\right) \quad (14)$$

Où : u_0 est la vitesse initiale dans la conduite ; L est la longueur de la conduite ; g est l'accélération de la gravité ; S_1 est la section de la conduite ; S_2 est la section de la cheminée ; T est la période des oscillations, telle que :

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{L}{g} \frac{S_2}{S_1}} \quad (15)$$

Soit alors :

$$Z = u_0 \sqrt{\frac{L}{g} \frac{S_1}{S_2}} \sin\left(\sqrt{\frac{g}{L} \frac{S_1}{S_2}} t\right) \quad (16)$$

L'amplitude maximale est :



$$Z = u_0 \sqrt{\frac{L}{g} \frac{S_1}{S_2}} \quad (17)$$

Les figures (4.22) et (4.23) ci-dessous donnent la disposition d'une cheminée d'équilibre sur refoulement et une coupe d'une cheminée d'équilibre.

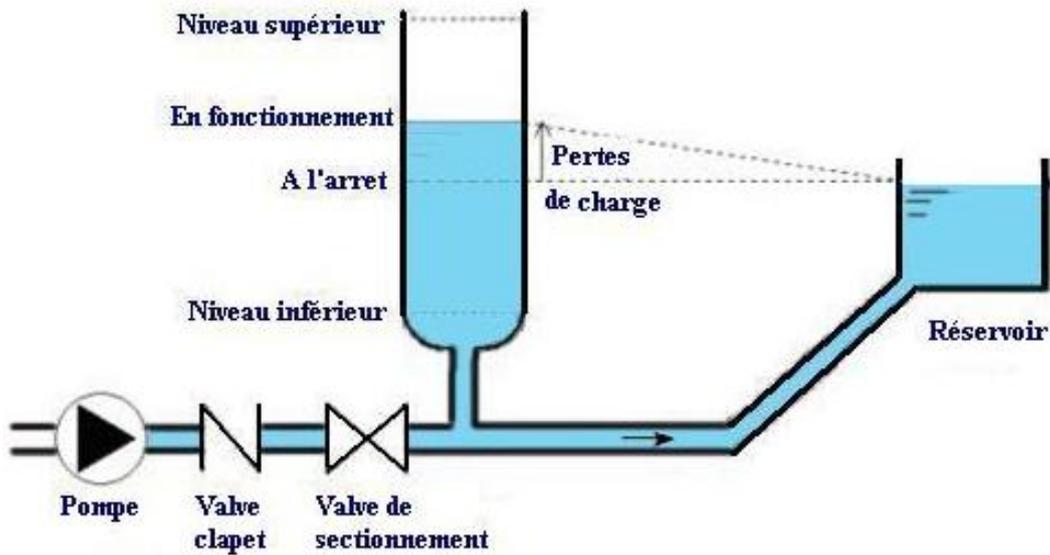


Figure (4.22) : Cheminée d'équilibre sur refoulement

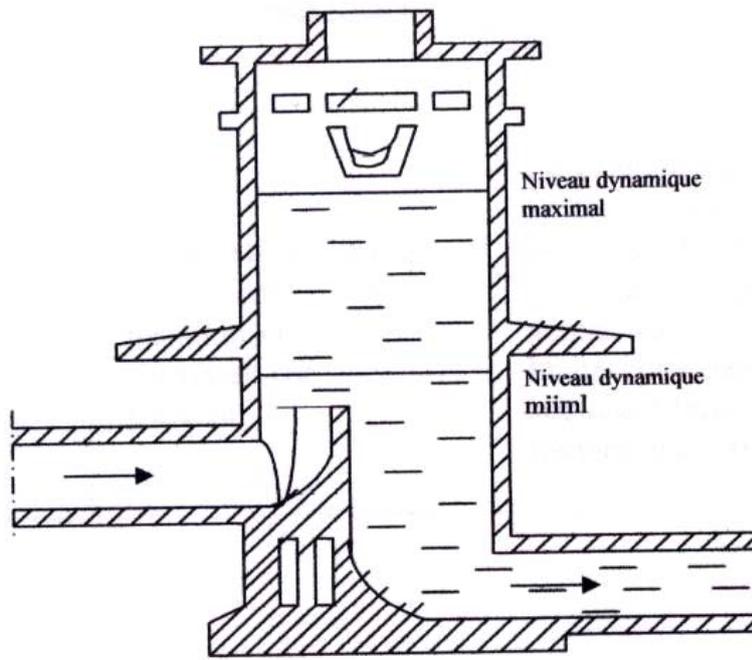


Figure (4.23) : Coupe d'une cheminée d'équilibre



4.7.5. Quelques exemples de cheminées réelles

4.7.5.1. Aménagement de Malgovert

La cheminée est constituée par un puits cylindrique vertical de **18 m** de diamètre intérieur et de **34 m** de hauteur, prolongé à sa partie supérieure par un évasement tronconique de **8 m** de hauteur. La capacité totale de la cheminée est de **12500 m³**. A la partie inférieure, un étranglement sépare la galerie de la cheminée (Figure (4.24)).

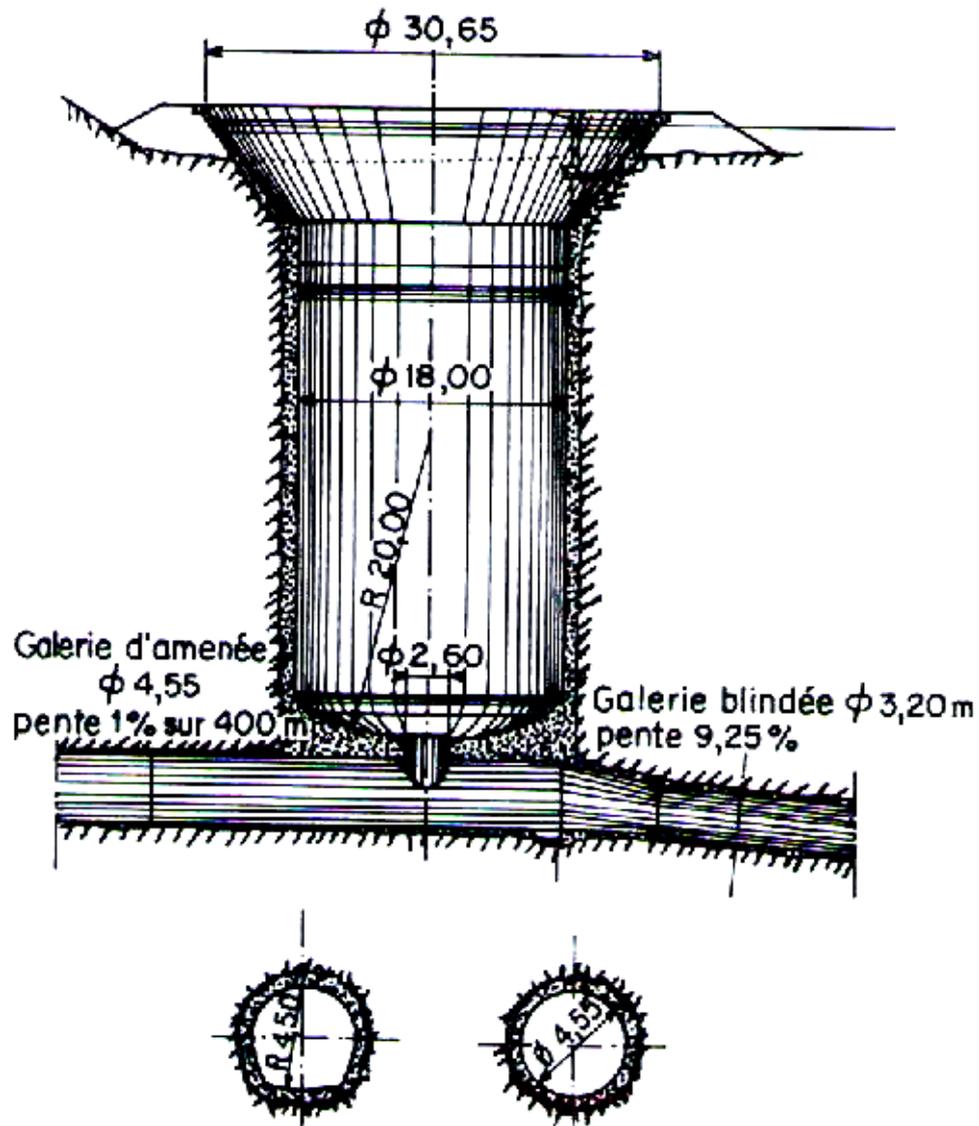


Figure (4.24) : Cheminée d'équilibre de Malgovert

4.7.5.2. Aménagement de Roselend

La cheminée d'équilibre est constituée par un puits blindé vertical de **7.25 m** de diamètre et de **172 m** de hauteur. Elle comprend une chambre d'expansion de **13.60 m** de hauteur à la partie



supérieure et un diaphragme à la partie inférieure. La capacité totale de cette cheminée est de 10600 m^3 (Figure (4.25)).

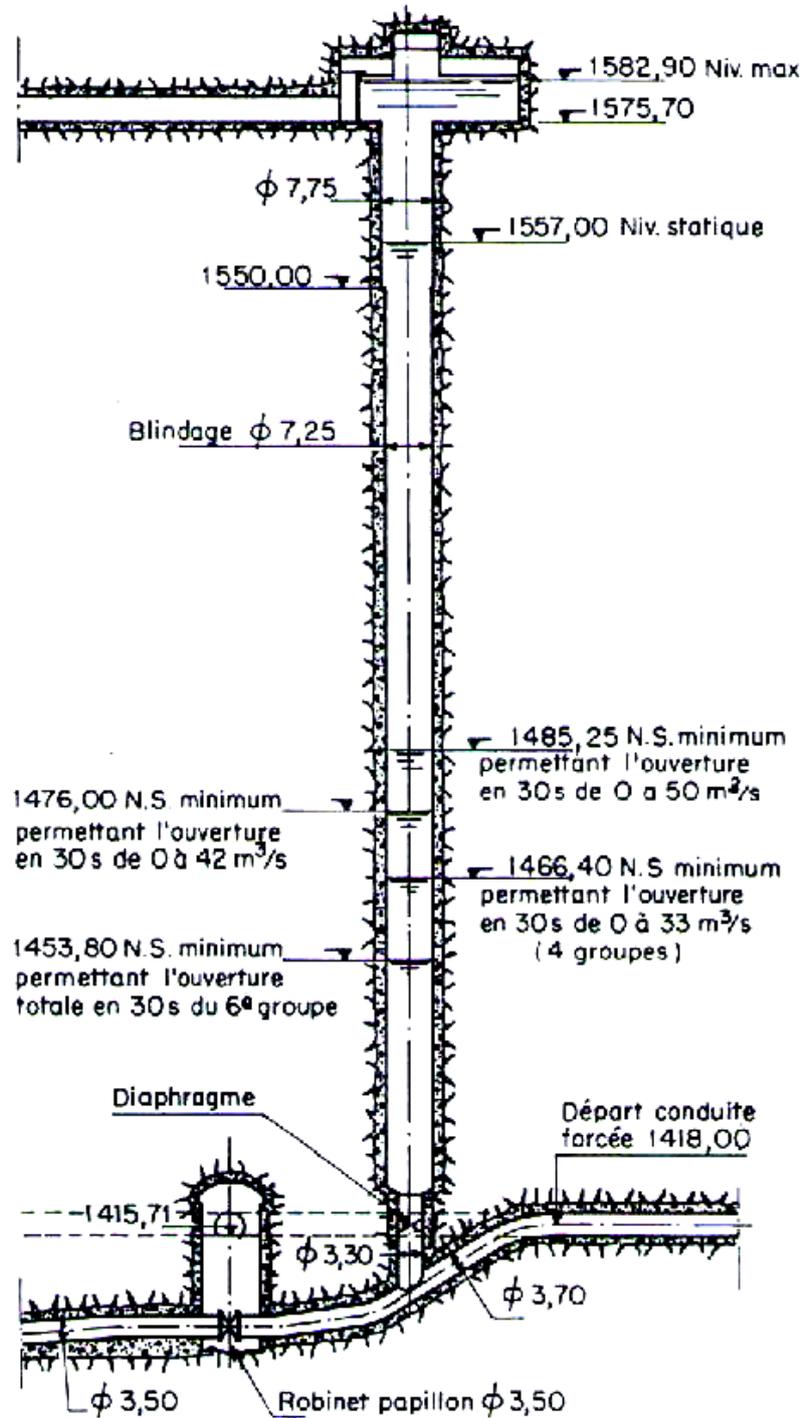


Figure (4.25) : Cheminée d'équilibre de Roselend



4.7.5.3. Aménagement de Randens

La cheminée comprend :

- Une chambre cylindrique à axe vertical de **50 m** de hauteur et de **16 et 18 m** de diamètre.
- Deux galeries d'expansion à la partie supérieure de sections **40 et 89 m²**.

Le volume total est de **18000 m³** (Figure (4.26)).

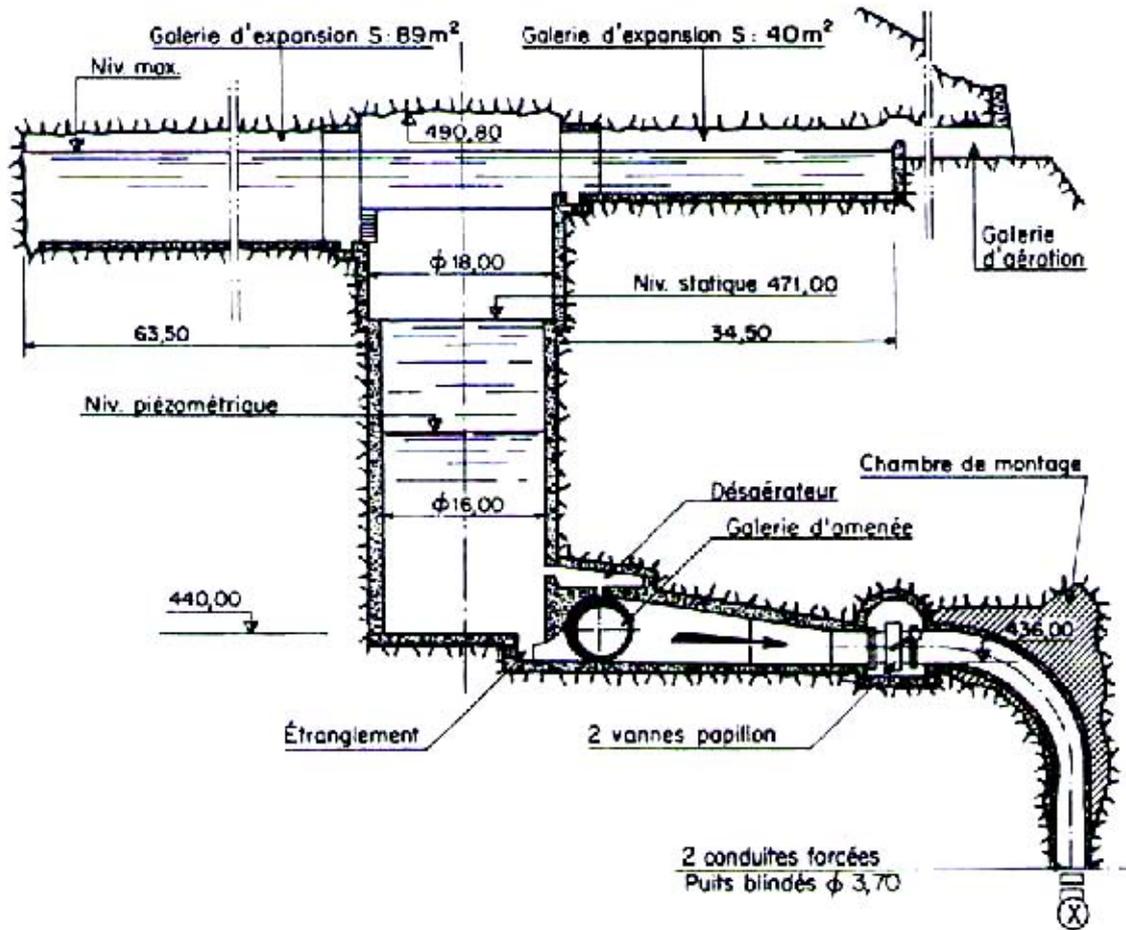


Figure (4.26) : Cheminée d'équilibre de Randens