

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE



Département : HYDRAULIQUE

Thèse présentée par :

NECHMA Salem

En vue de l'obtention du diplôme Master en Hydraulique

**Etude du coup de bélier d'un réseau du transfert hydrique
du barrage Tabelluot (w. Jijel) vers le barrage Draa Diss (w. Sétif)**

Soutenance prévue le 19 Juin 2014

Devant le Jury :

BILEK Amar

Chargé de cours ; M.C. B ; ENP : Président

BELHADJ Omar

Chargé de cours ; M.A. A ; ENP : Rapporteur

MESSAHLI Rabie

Chargé de cours ; M.A. B ; ENP : Examineur

PROMOTION : 2014

École Nationale Polytechnique 10, Avenue Hassan Badi. El-Harrach. Alger

Remerciements

- ❖ Je remercie ALLAH notre Dieu le tout puissant de nous avoir donné patience, santé et volonté tout au long de nos études ;
- ❖ Je tiens à remercier en premier lieu mon promoteur de mémoire, Mr. BELHADJ.O pour ces idées, ces conseils et la gentillesse dont il a fait preuve à mon égard ;
- ❖ Je tiens à porter un remerciement général pour toute l'équipe des enseignants de département de l'Hydraulique ;
- ❖ Je remercie les membres de jury qui m'ont honoré par leur présence ;
- ❖ Je ne peux pas oublier dans ces remerciements toute l'équipe de l'ANBT ;
- ❖ Je tiens enfin à remercier tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce mémoire.



dédicace

Je dédie ce modeste travail en signe de reconnaissance et de respect.

- A mes parents pour les sacrifices qu'ils ont consentis à mon égard
- A mes frères et sœurs
- A toute ma famille
- A mes amis sans exception

ملخص

إن التغيرات المفاجئة للجريان الدائم لسائل في أنبوب مغلق تصاحبها غالباً تغيرات في الضغط و تؤدي إلى ما يسمى بالجريان الانتقالي المضغوط. من الناحية العملية اهتمامنا بتقدير الضغوط الناجمة عن هذه الجريانات نضراً للأضرار المحتملة التي تسببها للأنبوب والمعدات الهيدروليكية. نظراً للصعوبات في حل المعادلات المتعلقة به والتي تتطلب غالباً استخدام برامج متطورة نجدها فقط عند الاستشاريين المتخصصين فإن هذا النوع من السيلان لا يزال يحظى باهتمام بالغ لدى المتخصصين المصممين للتجهيزات الهيدروليكية. لذلك يبقى من المهم جداً بالنسبة للمصمم التحكم في المعنى الفيزيائي للجريان الانتقالي وكذلك في الطرق المستعملة في الحسابات الخاصة به.

ركزنا في مذكرة بحثنا هذه على فهم الظاهرة المشار إليها في بعدها الفيزيائي. ثم قمنا بحساب ارتفاع الضغط وانخفاضه في قنوات الدفع بعد الانقطاع المفاجئ للمضخة باستعمال برنامج (cebelmail).

الكلمات المفتاحية: الجريان الانتقالي المضغوط, مطرقة مائية, انتشار موجة الضغط, Cebelmail.

RESUME

Les changements brusques du régime d'écoulement d'un fluide dans une conduite entraînent souvent des variations de pressions et donnent naissance à ce qu'on appelle les écoulements transitoires en charge.

Du point de vue pratique, on s'est surtout intéressé à l'estimation des pressions provoquées par ces écoulements à cause des dommages possibles qu'ils provoquent sur les canalisations et le matériel hydraulique, compte tenue difficultés rencontrées dans la solution des équations les régissant et qui exigent souvent l'utilisation des programmes sophistiqués qu'on ne retrouve que chez les consultants spécialistes ces écoulements restent un sujet d'actualité et attirent toujours l'attention des spécialistes concepteurs des installations hydrauliques; c'est pourquoi, il demeure essentiel que le concepteur maîtrise bien la physique des écoulements en régime transitoire ainsi que les méthodes utilisées dans les calculs y afférents.

Dans le présent mémoire, on s'est penché sur la compréhension de ce phénomène physique.

Notre travail envisage le calcul des surpressions et des dépressions générées dans une conduite en refoulement suite à l'arrêt brusque d'une pompe avec l'utilisation de logiciel Cebelmail.

MOTS-CLES : Ecoulement transitoire en charge, Coup de bélier, Propagation d'onde de pression, Cebelmail.

ABSTRACT

The sudden changes of the steady flow of fluid in a pipe often lead to variations in pressure and give what is called the transient flows in closed conduit. From the practical point of view, we particularly interested to estimate the pressures caused by these flows and the possible damages caused on the pipes and the hydraulic materials and the difficulties encountered in the solution of the governing equations which often require the use of sophisticated programs that not available only to specialised consultants, on the other hand, these flows remain a topical subject and always attracts the attention of the specialists designers of hydraulic installations; That is why, it remains essential that the designer must be well known the physic aspect of flow in transient state as well as the methods used in their computations.

In this current study, we focused on the physical understanding of this phenomenon. Then, we analyzed the methods of calculation commonly employed, the principles on which they are based and the results that they allow to obtain while discussing their advantages and limitations. Our work considers the calculation of overpressures and the depressions in a discharge pipe following the abrupt stop of a pump.

KEY WORDS: Transient flow in closed conduct, Water hammer, Pressure wave's propagation, Cebelmail.

SOMMAIRE

Chapitre I :	régime transitoire	2
Introduction :		2
1. Classification des écoulements		2
1.1. Ecoulement permanent		2
1.2. Ecoulement non permanent		2
1.3. Ecoulement uniforme		2
1.4. Ecoulement non uniforme		2
1.5. Ecoulement transitoire		3
2. Equations de pertes de charge		3
2.1. Pertes de charge régulières		4
2.2. Pertes de charge singulières		4
3. Pression relative à la conduite		6
3.1. La pression dynamique		6
3.2. La pression de service		6
3.3. La pression statique		6
3.3.1. La pression maximale de service (PMS)		6
3.3.2. La pression maximale de fonctionnement (PMF)		7
3.4. Pressions dans le domaine du matériel hydraulique		7
4. Régime transitoire dans les systèmes hydrauliques		8
4.1. Description des phénomènes physiques en jeu		8
4.1.1. État d'équilibre d'un système hydraulique		8
4.1.2. Onde élastique et oscillation en masse		8
4.1.3. Perturbation de l'équilibre, effet sur les pressions		9
4.2. Phénomène du coup de bélier		9
4.2.1. Définition :		9
4.2.2. L'origine du phénomène		10
4.2.3. Causes fréquentes du coup de bélier		10
4.2.4. Les conséquences de phénomène		11
4.2.4.1. Surpressions		11
4.2.4.2. Dépression		11
4.2.4.3. Fatigue de la canalisation		11
5. Protection des conduites contre le coup de bélier		12
5.1. Rappel du coup de bélier		12
5.2. Cas d'arrêt brusque de la pompe		13
Relation entre la célérité et les propriétés de la conduite		16

5.2.1. Exemple pour les matières courantes	16
Conclusion	18
Chapitre II : Méthodes d'analyse du coup de bélier	19
Introduction	19
1. Les équations de propagation	20
1.1. Les équations d'ALLiévi	20
1.2. Suppression et célérité de l'onde d'un coup de bélier avec fermeture instantanée (relation d'Allievi).....	21
2. La méthode graphique de Schnyder-Bergeron	23
3. méthode des éléments finis	25
3.1. Domaines d'application	25
3.2. Principe de l'approximation	25
3.3. Discrétisation géométrique	26
3.4. Types d'éléments utilisés dans la Méthode des Eléments Finis.....	27
3.4.1. Eléments 1D	27
3.4.2. Eléments 2D	28
3.4.3. Eléments 3D	29
3.5. Méthodes de résolution de la méthode des éléments Finis.....	30
4. méthode caractéristique	30
4.1. introduction	30
4.2. Hypothèse de base	30
4.3. Equation de continuité.....	31
4.4. Expression de l'équation de continuité	33
4.4.1. Variation de longueur de l'élément liquide	34
4.4.3. Variation de section de l'élément liquide	35
4.5. Equation dynamique.....	36
5. Les équations aux caractéristiques.....	39
6. Méthode de résolution de la méthode de caractéristiques.....	39
Conclusion :	41
Chapitre III : Equipements de Protection	42
Introduction	42
1. Soupapes de décharge.....	43
1.1. Description générale:	43
1.2. Principes et particularités de la soupape Neyrtec:	45
1.2.1. Principe	45
1.2.2. Particularités de la soupape:	45
1.3. Domaine d'application:	46

1.4.	Caractéristiques de fonctionnement:	46
1.5.	Choix de l'appareil :	47
2.	cheminées d'équilibre :	48
2.1.	But de l'ouvrage :	48
2.2.	Domaine d'application:	48
2.3.	Types de cheminées :	49
2.3.1.	Cheminée à épanouissement :	50
2.3.2.	Cheminée différentielle:	50
3.	Réservoirs d'air	51
3.1.	Description technologique	52
3.2.	Dispositifs à la base du ballon	53
4.	Volants d'inertie:	54
5.	Clapet by-pass	54
6.	Ventouse et clapet d'entrée d'air	55
	Conclusion	56
	Chapitre IV : Modélisation du coup de bélier	57
	Introduction	57
1.	Application	58
1.1.	Méthode de résolution de programme	58
1.1.1.	Discrétisation du domaine	58
1.1.2.	Simulation du système	59
1.1.3.	Analyse des résultats	59
1.1.4.	Varéation de pression	59
1.1.5.	Déformation des réseaux	61
1.	Modélisation des circuits pour l'arête d'une pompe	61
2.1.	Les données de base	61
2.2.	Tuyauterie de refoulement	62
2.3.	Schéma hydraulique des différent circuit	64
3.	Etude des régimes transitoires du transfert	65
3.1.	Etapas de calcul	65
3.2.	Présentation du logiciel Cebelmail	66
3.3.	Hypothèses de calcul	66
3.4.	Paramètres essentiels de la modélisation	66
3.5.	Circuit SR1- entrée de la galerie	67
3.6.	Circuit SP1-BE1 sans protection	68
3.6.1.	Résultats des calculs	69

3.6.2. Analyse des résultats.....	70
3.7. Circuit SR2-SR3 sans protection	71
3.7.1. Choix et dimensionnement des dispositifs	72
3.7.2. Résultats des calculs	72
3.7.3. Analyse des résultats.....	73
3.8. Circuit SR3-BE2 sans protection.....	73
3.8.1. Résultats des calculs	74
3.8.2. Analyse des résultats.....	75
Conclusion.....	75
Conclusion générale.....	76
BIBLIOGRAPHE.....	77

LISTE DES FIGURES

Figure I.1 : diagramme de MOODY	5
Figure I.2 : Détermination de la PMS.....	7
Figure I.3 : système de refoulement pompe – réservoir	13
Figure VI.4 : Arrivée de l'onde de choc en dépression au réservoir aval.....	14
Figure I.5 : Arrivée de l'onde de choc en pression au réservoir aval	15
Figure I.6 : Quatre étapes d'un cycle de variation de pression.....	16
FigureII.1 : droites de Bergeron	24
Figure II.2 : De la réalité au maillage en passant par la discrétisation.	26
Figure II.5 : Types d'éléments plans	28
Figure II.6 : Types d'éléments volumiques.....	29
Figure II.7 : force et contraintes radiale dans un tuyau	32
Figure II.8 : Déplacement d'un élément liquide.....	34
Figure II.9 : force exercées sur une tranche liquide	37
Figure II.10 : Schéma utilisé pour la méthode des caractéristiques.	40
Figure III.1 : Schéma de fonctionnement des soupapes à ressort.....	43
Figure III.2 : Schémas de principe des soupapes pilotées.....	44
Figure III.3 : Cheminée à étranglement	49
Figure III.4 : Cheminée à épanouissement.....	50
Figure III.5 : Cheminée différentielle	50
Figure III.6 : Coupe type de cheminée.....	51
Figure III.7 : Schémas de principe des ballons anti-bélier	52
Figure III.8 : Organes dissymétriques à la base des ballons anti-bélier.....	53
Figure III.9 : Coupe type du volant d'inertie	54
Figure III.10 : Schéma d'une dérivation.	55
FigureIII.11 : Schéma de principe d'une ventouse	56
Figure IV.1 : discrétisation géométrique	58
Figure IV.2 : la propagation d'onde au niveau de réservoir.....	59
Figure IV.3 : variation de pression au niveau	60
Figure IV.4 : variation de pression au	60
Figure IV.5 : variation de pression au milieu du réseaux	60
Figure IV.6 : flottation de système a cause de force appliquer	60
Figure IV.7 : déformation a la liaison de la conduite-réservoir.....	61
Figure IV.8 : schéma hydraulique circuit n°1 SP1 /G	64
Figure IV.9 : schéma hydraulique circuit n°2 SP2 /BE1	64
Figure IV.10 : schéma hydraulique circuit n°3 SR2 /SR3.....	64

Figure IV.11 : schéma hydraulique circuit n°4 SR3 /BE2	65
Figure IV.15 : ventouse triple fonction	70
Figure IV.16 : Courbes enveloppes des pressions sans protection	71
Figure IV.18 : Courbes enveloppes des pressions avec protection par deux ventouse.....	72
Figure IV.19 : Courbes enveloppes des pressions sans protection	74
Figure IV.20 : Courbes enveloppes des pressions avec protection par ballon.....	74
Figure IV.21 : Courbes enveloppes des pressions avec protection par ventouse	75

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I-1: Relation entre la célérité et les propriétés de la conduite	17
Tableau IV.1: Les caractéristiques des différents tronçons de l'adduction de refoulement.	61
Tableau IV.2: valeur de définition du bassin d'aspiration et de pompes	62
Tableau IV.3 : les différentes caractéristiques de la distance et de la cote de chaque circuit.	63
Tableau IV.4 : caractéristique de déférente cote des lignes de pression	67
Tableau IV.5 : caractéristique de déférente cote des lignes de pression	68
Tableau IV.6 : caractéristique de déférentes lignes de pression.....	69
Tableau IV.7 : caractéristique de déférentes lignes de pression.....	71
Tableau IV.8 : caractéristique de déférentes lignes de pression.....	73

Introduction

Dans le cadre de la gestion et de l'exploitation des systèmes hydrauliques en charge (alimentation en eau potable ou autres) les ingénieurs sont confrontés au problème récurrent du coup de bélier, qui nuit au bon fonctionnement de ces systèmes, le problème du coup de bélier, peut-être dû soit à un mauvais dimensionnement des équipements de protection, soit à l'utilisation de systèmes de protection inappropriés ou alors du fait d'erreur de manipulation (fermeture de vanne brusque, arrêt brutal des pompes, mise en eau trop rapide des réseaux et des adduction...).

Il est donc capital de prévoir et d'étudier ces phénomènes transitoires afin de réduire leurs effets par l'utilisation de dispositifs spéciaux et le dimensionnement correct des différents composants d'une installation. Pour cela, il est nécessaire d'analyser et de comprendre un ensemble de phénomènes qui évoluent et dont la prévision s'avère difficile dès que le réseau examiné devient un peu complexe.

L'objectif principal du présent travail est d'essayer de maîtriser et faire comprendre la physique du phénomène des écoulements non permanents en charge et de présenter des équations régissant ces écoulements et leur simplification pour permettre le calcul rapide de certaines caractéristiques des écoulements en régime transitoire.

Ensuite nous choisirons la méthode la plus adaptée pour faire un calcul de coup de bélier, on finit le calcul par le logiciel Cebelmail qui utilise la méthode des caractéristique et à prévoir les dispositifs nécessaires et adéquats de protection.

Chapitre I : régime transitoire**Introduction :**

Le but de ce chapitre est en effet de faire appréhender la réalité physique de façon à ce que le raisonnement qu'il faut faire pour concevoir une protection anti-bélier sur une analyse exacte du phénomène en examinant les cas les plus fréquents qui sont à l'origine de son apparition. En outre, nous tenterons une explication et une clarification des termes que nous serons amenés à rencontrer tout au long de cet ouvrage de façon à assurer la cohérence d'ensemble.

1. Classification des écoulements**1.1. Ecoulement permanent**

Un écoulement du liquide est dit permanent lorsque les propriétés du fluide et les caractéristiques hydrauliques de celui-ci restent invariables dans le temps, c'est à dire :

$$\frac{\partial U}{\partial t} = 0, \frac{\partial P}{\partial t} = 0, \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$$

U : vitesse d'écoulement,

P : la pression,

ρ : masse volumique.

Les régimes permanents sont appelés parfois : régimes stationnaires

1.2. Ecoulement non permanent

Un écoulement du liquide est dit non permanent si la vitesse et la pression varient dans le temps (t) en un point donné de l'espace (x) rempli de liquide en mouvement, les vitesses et les pressions en écoulement non permanent sont en fonction de quatre variables indépendantes à savoir : coordonnées (x, y, z) du point examiné et le temps

1.3. Ecoulement uniforme

Un écoulement est dit uniforme lorsque la vitesse du fluide à un instant donné, suivant une même direction a une même intensité en tous points de ce fluide $\frac{\partial U}{\partial x} = 0$.

1.4. Écoulement non uniforme

Un écoulement est dit non uniforme si la vitesse du fluide varie d'une section à l'autre suivant une même direction c'est-à-dire $\frac{\partial U}{\partial X} \neq 0$.

1.5. Écoulement transitoire [CAR]

Un écoulement est dit transitoire lorsque les paramètres hydrauliques à savoir la vitesse et la pression et les propriétés du fluide sont en fonction de temps et de l'espace $U=U(t)$, $P=P(x, t)$, $\rho=\rho(x, t)$, à titre d'exemple on peut écrire :

$$\frac{\partial U}{\partial t} \neq 0, \frac{\partial P}{\partial t} \neq 0, \frac{\partial \rho}{\partial t} \neq 0, \frac{\partial U}{\partial X} \neq 0$$

Avec :

U : vitesse d'écoulement.

P : la pression.

ρ : masse volumique de l'eau à température constante.

Le phénomène transitoire peut se manifester soit dans un canal à ciel ouvert ou bien dans une conduite en charge par accroissement ou décroissement du débit, il est défini comme étant un régime variable, qui peut se manifester entre deux régimes stationnaires, on pourra citer quelques exemples d'écoulements transitoires dans le cas d'une conduite en charge. Une bonne connaissance du régime transitoire permet d'établir des procédures de manœuvre des groupes afin de ne pas solliciter de manière dommageable l'apparition du coup de bélier. Le phénomène du coup de bélier est une phase du régime transitoire où les paramètres modificateurs (pression et vitesse) sont prépondérants.

2. Equations de pertes de charge

Une très grande variété de formules de pertes de charge, plus ou moins empiriques ont été abandonnées peu à peu en faveur notamment de la formule de COLEBROOK, qui a l'avantage d'être rationnelle et, de plus, applicable à tous les fluides, son seul inconvénient est son expression mathématique complexe, et c'est pourquoi quelques formules empiriques équivalentes sont encore en usage. On distingue deux types de perte de charge :

2.1. Pertes de charge régulières



Les pertes de charge régulières, qui représentent les pertes de charge par frottements dans les conduites. Elles sont provoquées par la viscosité du fluide. Elles sont fonction du degré de turbulence (décrit par le nombre de Reynolds) :

$$J = \lambda \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g}$$

J : est la perte de charge en mètre colonne fluide (m).

V : est la vitesse moyenne de l'écoulement (m/s).

D : est le diamètre de l'écoulement (m).

L : est la longueur de l'écoulement (m).

g : est l'accélération terrestre = 9,81m/s².

λ : est le coefficient de pertes de charge régulières. Ce coefficient de perte de charge est calculé par la formule de Cole-brook qui donner par la formule suivant :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left[\frac{k}{3,7 D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right]$$

Re : le nombre de Reynolds = VD/ν

K : paramètre lié à la rugosité de la paroi.

ν : viscosité cinématique.

2.2. Pertes de charge singulières



Les pertes de charge singulières, sont le résultat des variations de vitesses et des changements de directions du fluide provoqués par les formes et obstacles que rencontre le fluide en traversant un objet: Cônes, coudes, grilles, raccordements, jonctions... :

$$j = \varepsilon \frac{V^2}{2g}$$

j : est la perte de charge en mètre colonne fluide (m).

ε : est le coefficient de pertes de charge singulière, Ce coefficient de perte de charge est calculé par des formules tirées de données expérimentales et de l'équation de l'énergie de pressions défini par la formule de Bernoulli.

V : est la vitesse moyenne de l'écoulement (m/s).

Pour des écoulements en conduite, le coefficient de perte de charge f dépend du nombre de Reynolds, Re , de l'état de surface de la conduite (sa rugosité) et du régime d'écoulement.

Il existe de nombreuses formules et corrélations qui permettent de calculer f .

Toutefois en ce qui nous concerne, nous utiliserons plutôt un diagramme, appelé diagramme de MOODY, qui donne la valeur de f en fonction de Re et de la rugosité de la conduite.

En fait, c'est le rapport de la rugosité k et du diamètre D de la conduite qui sera utilisée. Ce rapport s'appelle la rugosité relative k/D figure I.1.

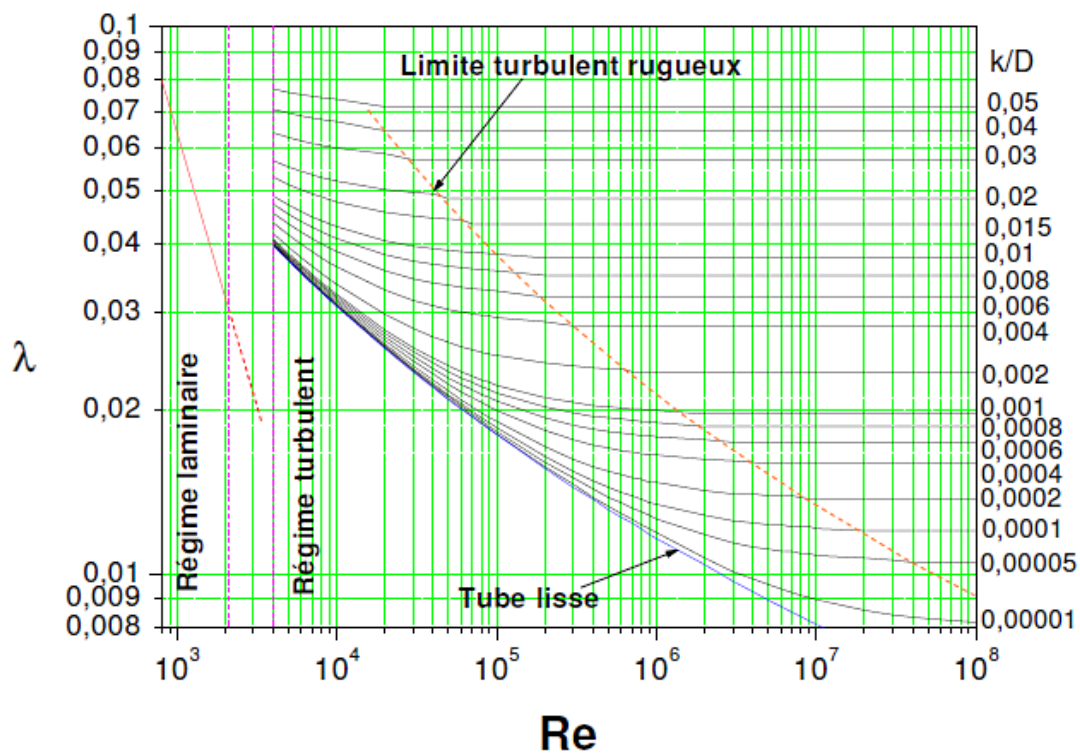


Figure I.1 : diagramme de MOODY

3. Pression relative à la conduite

3.1. La pression dynamique

C'est la pression supportée effectivement par une canalisation bien déterminée pour un régime donné de fonctionnement. Elle est souvent quantifiée de façon relative en enlevant la pression atmosphérique de la pression absolue correspondante. Si le régime hydraulique est variable, la pression dynamique varie au cours du temps. Elle peut donc en général servir à déterminer la classe d'une canalisation.

3.2. La pression de service

C'est la pression dynamique supportée par une conduite lorsque l'installation a un seul régime de fonctionnement.

3.3. La pression statique

3.3.1. La pression maximale de service (PMS)

C'est la pression dynamique la plus élevée en régime de fonctionnement permanent (sans coup de bélier).

3.3.1.1. Estimation de la PMS [MAO]

Cas gravitaire : La PMS est calculée par rapport à la charge disponible. Lors de la fermeture d'une vanne en aval de la conduite, la pression hydrostatique induite par la hauteur disponible sera significative relativement aux pressions calculées par rapport à la ligne de charge en régime dynamique.

Cas en refoulement : Les pressions le long d'une conduite en refoulement sont maximales en régime dynamique. La ligne de charge étant toujours supérieure à la hauteur géométrique de l'installation, l'établissement d'un régime stationnaire n'entraîne pas une augmentation des pressions au sol. La PMS sera calculée par rapport à la ligne de charge figure I.2.

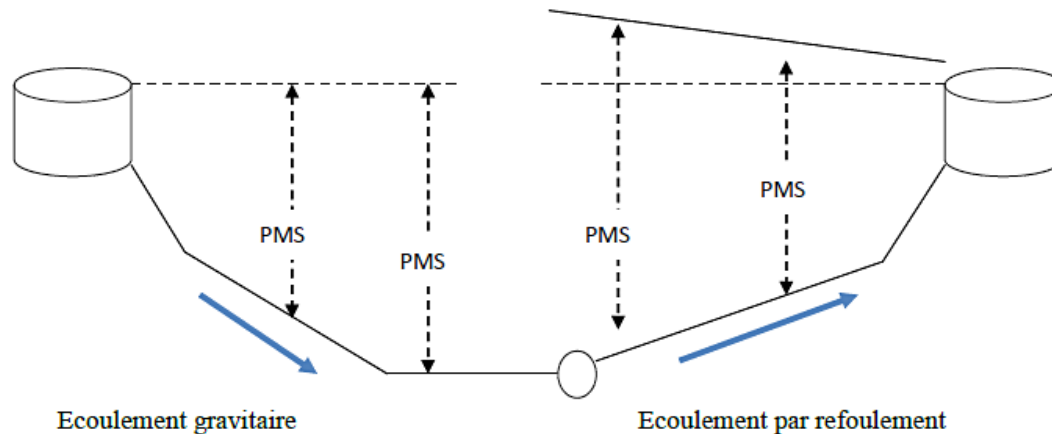


Figure I.2 : Détermination de la PMS.

3.3.2. La pression maximale de fonctionnement (PMF)

C'est une pression qui correspond à la (PMS) augmentée du coup de bélier : il s'agit la plupart du temps d'une marge de pression que le concepteur se donne pour dimensionner la protection anti-bélier de l'installation.

3.4. Pressions dans le domaine du matériel hydraulique

a) La pression nominale(PN)

C'est la pression qui sert de base à la détermination des dimensions d'une conduite à une température donnée (par ordre de sécurité PNPMF).

b) La pression d'épreuve à l'usine (PEU)

Pour l'amiante-ciment, on l'appelle classe. Les PVC ne subissent pas en général les essais à l'usine. On parle de pression de rupture.

c) La pression maximale admissible

Elle correspond à la pression pour laquelle la conduite est vendue. Certains praticiens l'appellent PET (pression d'essai en tranchée).

On a :

$PET=1,8 \text{ PMS}$, pour le cas de refoulement.

$PET=1,5 \text{ PMS}$, pour le cas gravitaire.

4. Régime transitoire dans les systèmes hydrauliques [JEA]

Dans les systèmes hydrauliques, une analyse des différents régimes transitoires permettra de déterminer les conditions de dimensionnement ainsi que les mesures de protection pour les cas exceptionnels, il n'existe pas des solutions analytiques complètes permettant de résoudre le problème mais d'autres méthodes approximatives, graphiques et même numériques ont pris place pour permettre aux ingénieurs de quantifier ce type de phénomènes. La disponibilité croissante de la puissance de calcul des ordinateurs a permis de développer des outils

4.1. Description des phénomènes physiques en jeu

4.1.1. État d'équilibre d'un système hydraulique [ROB]

Les phénomènes transitoires hydrauliques apparaissent lorsque l'équilibre des forces agissant sur un système est modifié. Quand un liquide est en mouvement dans une conduite et que ce mouvement ne varie pas dans le temps, il y a un état d'équilibre permanent. En fait, il y a un équilibre entre l'énergie disponible (ou potentielle) et l'énergie due au mouvement (cinétique) et qui sera perdue par le frottement, ce qui définit un mouvement permanent.

Cette vision est macroscopique car, à une échelle plus petite, on observe que les vitesses fluctuent constamment autour d'une valeur moyenne, c'est une manifestation de la turbulence. Pour les besoins de l'analyse que nous ferons ici, nous allons considérer les effets moyens dans le temps, de la turbulence, notamment en ce qui concerne l'évaluation des forces de frottements qui sont les responsables majeurs des pertes de charges, selon le régime d'écoulement.

4.1.2. Onde élastique et oscillation en masse

Les variations de régime dans un système sous pression peuvent adopter deux comportements différents comme cités au début. Si le système est fermé, c'est-à-dire qu'il ne contient pas d'endroit où il est possible d'accumuler de l'eau en grande quantité, on observe une variation locale importante de la pression; c'est le coup de bélier par onde élastique. Dans le cas où l'eau peut être accumulée dans un réservoir ou une cheminée d'équilibre on parle plutôt d'oscillation en masse.

Dans ce qui suit, nous examinerons avec plus d'attention le phénomène de propagation d'ondes élastiques, car il entraîne des effets plus contraignants sur le matériel que le phénomène, plus particulier aux cheminées d'équilibres, de l'oscillation en masse.

4.1.3. Perturbation de l'équilibre, effet sur les pressions [ROB]

Si on considère la conduite dans laquelle coule un liquide en régime permanent, le niveau de la pression est fort raisonnable, soit inférieur à celui de la pression hydrostatique dans des conditions d'écoulement nul. Qu'advient-il lorsque, pour une raison ou une autre, il y a une modification temporelle de l'écoulement par accélération ou décélération. La réponse du physicien se base sur les principes de la mécanique newtonienne. Il y aura un transfert d'énergie entre les énergies potentielles et cinétiques pour chercher à atteindre un nouvel équilibre en tenant compte des pertes et sans transgresser le principe de conservation de l'énergie. Cette réponse, toute rigoureuse, peut nous paraître bien aride et nous pouvons nous demander comment cela peut s'appliquer au simple cas de la masse d'eau qui circule en régime permanent dans une conduite et qui voit son mouvement modifié. Partant des principes que, dans un fluide, l'énergie potentielle se traduit par une énergie de pression et que, d'autre part, l'eau n'est pas absolument incompressible et que la conduite admet des déformations élastiques, on peut faire des analyses sur des cas particuliers.

4.2. Phénomène du coup de bélier

4.2.1. Définition :

Le coup de bélier étant un cas particulier du régime transitoire, est un phénomène oscillatoire qui se manifeste dans les conduites entre deux régimes permanents.

Lors de la conception d'un projet de transfert d'eau, les risques éventuels de coup de bélier doivent être étudiés et quantifiés, afin de mettre en œuvre les protections qui s'imposent, notamment dans le cas de canalisation de refoulement. Lorsque les dispositifs de protection n'ont pas été prévus.

4.2.2. L'origine du phénomène

Lorsque l'on modifie brutalement la vitesse d'un fluide en écoulement dans une canalisation, il se produit un violent changement de pression. Ce phénomène transitoire, appelé coup de bélier, apparaît généralement lors d'une intervention sur un appareil attenant au réseau (pompes, vannes ...). Des ondes de surpression et de dépression se propagent le long de la canalisation à une vitesse « a » appelée célérité de l'onde.

4.2.3. Causes fréquentes du coup de bélier

En ingénierie d'hydraulique, les causes fréquentes occasionnant des coups de bélier sont (Wylie et Streeter, 1978; Meunier, 1980; Tullis, 1989) :

- L'ouverture ou la fermeture des vannes dans les conduites gravitaires en charge ;
- la mise en marche ou l'arrêt des pompes sur des conduites de refoulement ;
- vidange ou remplissage inadéquat de la conduite en charge ;
- implosion des poches d'air suite à une cavitation ;
- modification de la vitesse angulaire d'une pompe ;
- coupure électrique inopinée dans une station de pompage qui est la cause la plus fréquente du coup de bélier en hydraulique urbaine ;
- la mise en marche ou la modification de l'opération d'une turbine ;
- variation d'un plan d'eau relié à un réseau en charge ;
- vibration des accessoires de contrôle comme les vannes.

Cette liste est loin d'être exhaustive, et beaucoup d'autres situations complexes engendrent ce phénomène.

4.2.4. Les conséquences de phénomène

Les surpressions peuvent entraîner dans des cas critiques la rupture de certaines canalisations ne présentant pas de coefficient de sécurité suffisants. Les dépressions peuvent créer des poches de cavitation dangereuses pour les canalisations et pour les appareils de robinetterie.

Il est donc de toute première importance d'étudier des moyens propres à limiter ses effets puisqu'il en résultera une économie dans la construction des tuyaux, lesquels sont calculés notamment, pour résister à une pression intérieure donnée.

4.2.4.1. Surpressions

C'est une conséquence du coup de bélier engendrée par une pression importante qui se produit suite à une fermeture instantanée ou rapide d'une vanne de sectionnement. Si la somme de la surpression et de pression initiale dépasse la pression maximale admissible de la conduite, il peut y avoir fissuration de cette dernière, dislocation des joints (les anneaux d'étanchéité seront délogés).

4.2.4.2. Dépression

C'est une conséquence du coup de bélier suite à une dépression provoquée par l'arrêt brusque d'une pompe ou d'une ouverture instantanée d'une vanne de sectionnement, si cette pression devient inférieure à 10 m.c.e, il se produit une poche de cavitation provoquant l'implosion de la conduite, aspiration des joints.

Une autre conséquence de la cavitation est la détérioration de l'enduit intérieur du tuyau, mais le risque le plus grave est celui d'éclatement de la conduite lors du retour à des pressions positives: les pressions obtenues à ce moment sont en effet souvent très importantes.

4.2.4.3. Fatigue de la canalisation

En régime transitoire les alternances des surpressions et dépressions qui sont une conséquence inévitable du phénomène provoquent la fatigue pour le matériau de la canalisation même si leur amplitude est faible.

5. Protection des conduites contre le coup de bélier [MAR]

Au cours de l'exploitation du transfert, les conduites et les équipements sont soumis à des variations transitoires et brusques de la pression de l'eau transportée suite à des changements de régime d'écoulement. Ce phénomène est connu sous le nom de coup de bélier. Le fonctionnement en régime transitoire des installations hydrauliques peut provoquer des ruptures de conduites et des détériorations importantes des organes traversés. Les origines possibles des perturbations induisant ces phénomènes transitoires sont diverses, elles peuvent résulter d'une action externe, interne et même sans aucune action sur les organes installés. L'étude des phénomènes transitoires permettra de parfaire le dimensionnement des installations hydrauliques et de concevoir des moyens de protections adaptées minimisant les phénomènes transitoires.

5.1. Rappel du coup de bélier [BER]

En hydraulique générale des écoulements instationnaires, le phénomène le mieux décrit est celui du coup de bélier. On considère dans une conduite horizontale un fluide incompressible qui s'écoule en régime permanent avec une vitesse moyenne v . Si une perturbation vient modifier ce régime (par exemple l'introduction rapide d'un liquide, ou la fermeture brutale de la conduite par une vanne...), alors la perturbation engendrée se propagera avec la célérité c . Cette célérité est équivalente à la vitesse de propagation de l'onde de pouls. Cette perturbation présente une pression maximum (h_{max}) et une pression minimum (h_{min}). On appelle coup de bélier hydraulique Dh la différence entre la pression maximum et la pression minimum $Dh = h_{max} - h_{min}$. On remarque donc l'équivalence avec la pression pulsée (PP) qui est égale à la différence de la pression systolique avec la pression diastolique. Mais l'avantage du coup de bélier est qu'il existe une relation avec la vitesse moyenne du liquide et la célérité de l'onde de pression $\Delta h = \frac{cv}{g}$.

Cette onde plane se déplace avec la célérité c donnée par la formule d'Alliévi :

$$c = \sqrt{\frac{g}{\omega \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{D}{E \cdot e} \right)}}$$

Dans cette équation :

c : célérité de l'onde pression

g : constante de gravitation.

ω : masse spécifique du liquide

e : compressibilité du liquide.

D : diamètre de la conduite.

E : module de Young du matériau de la conduite.

e : épaisseur de la conduite.

Remarque : la célérité sera démontrée par la suite

5.2. Cas d'arrêt brusque de la pompe

Considérons donc un système, analogue à une situation de refoulement, où l'eau écoule à un débit Q par une vitesse U pour alimenter un réservoir dont le niveau est gardé constant (figure VI.8).

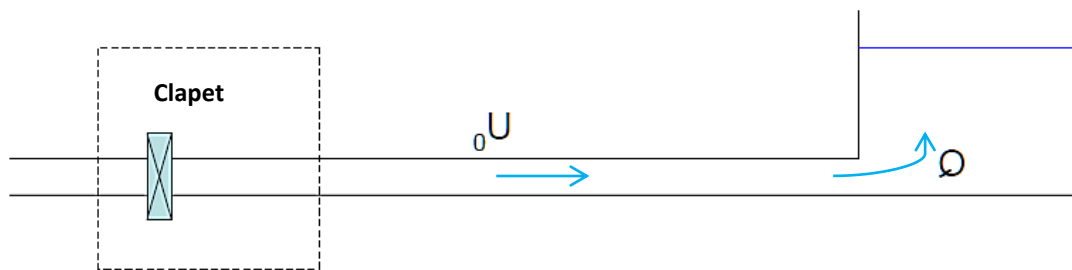


Figure I.3 : système de refoulement pompe – réservoir

Les figures (I.4) et (I.5) représentent les différentes étapes du coup de bélier survenant dans une conduite horizontale, après fermeture instantanée de la vanne clapet située à l'amont du système. Le processus se déroule de la manière suivante :

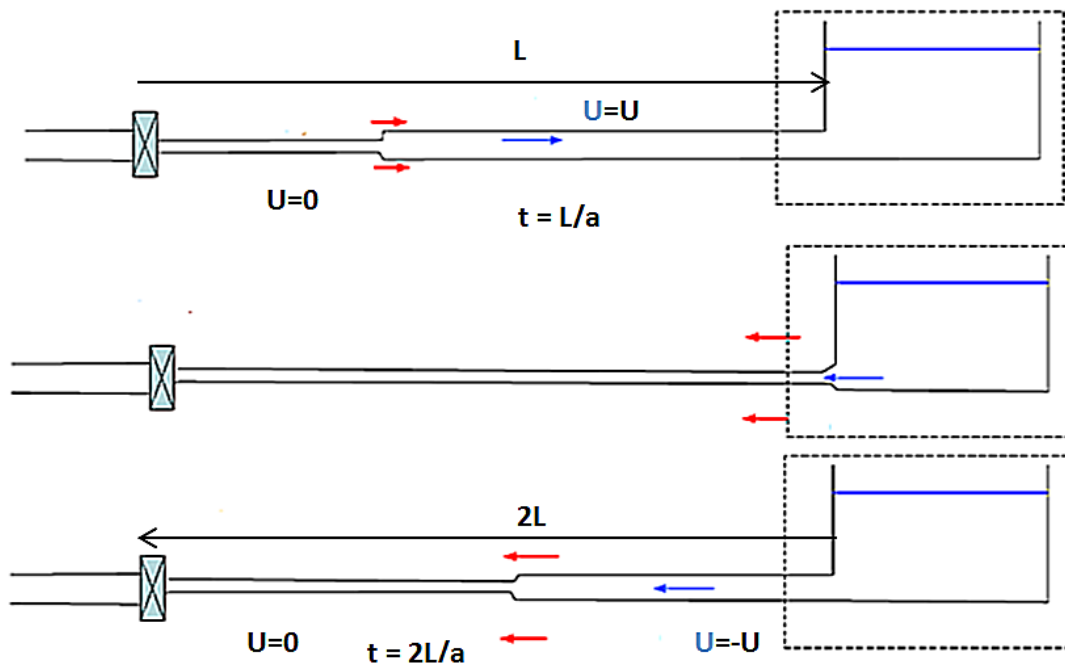


Figure I.4 : Arrivée de l'onde de choc en dépression au réservoir aval

a) Analysons ce qui se passe

L'eau poursuit son ascension, la vanne clapet située à l'amont du système est fermée, la conduite n'est plus alimentée, il va donc se produire, à partir de la pompe, une dépression. De tranche en tranche, l'eau se déprime et la conduite se contracte successivement par diminution élastique de son diamètre. L'onde de dépression se propage jusqu'au réservoir à la célérité a . Le temps mis par cette onde pour l'atteindre est L/a . Au bout de ce temps, la conduite est totalement en dépression et l'eau est immobile.

La conduite étant déformée dans les limites élastiques, elle reprend son diamètre initial. À partir du réservoir, les tranches successives de conduite se décontractent, si bien que l'eau peut redescendre dans la conduite et au bout du temps L/a , c'est-à-dire $2L/a$ depuis l'origine, toute l'eau est redescendue, mais va se trouver arrêtée par le clapet antiretour, s'il a eu le temps de se refermer.

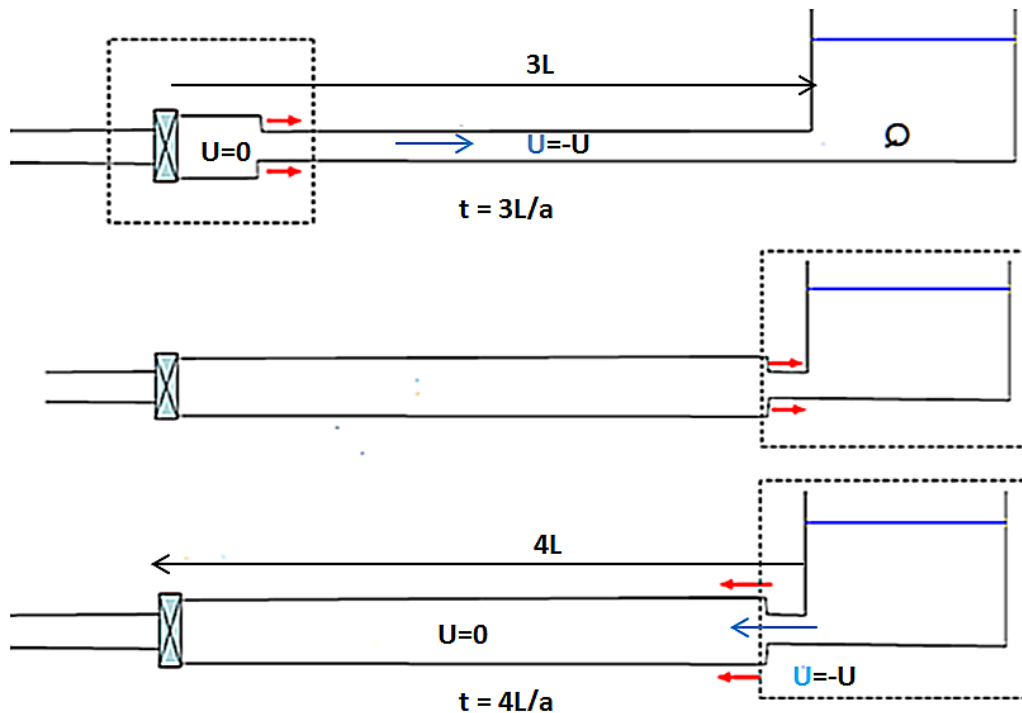


Figure I.5 : Arrivée de l'onde de choc en pression au réservoir aval

b) Analysons ce qui se passe

La première tranche de fluide en contact avec le clapet va être comprimée par les tranches suivantes provoquant une dilatation de la conduite. Une onde de pression va parcourir la conduite dans le sens pompe vers réservoir. Au bout du temps L/a , c'est-à-dire $3L/a$ depuis l'origine, toute la conduite est dilatée avec l'eau immobile et sous pression.

Permet à la conduite de reprendre, de proche en proche du réservoir à la pompe, son diamètre initial. Au bout du temps L/a , c'est-à-dire $4L/a$ depuis l'origine, nous nous trouvons dans la même situation qu'au moment de la disjonction du moteur de la pompe. Le phénomène se reproduirait indéfiniment s'il n'était pas amorti par les pertes de charge.

On se retrouve dans les conditions du début. L'onde de choc en pression se crée et se propage vers l'aval, on reprend le cycle.

Onde de pression puis onde de dépression qui passe dans la conduite, périodicité : $4L/a$ (figure I.6).

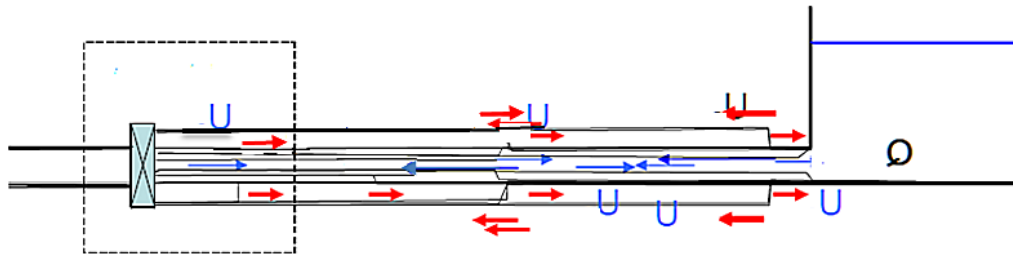


Figure I.6 : Quatre étapes d'un cycle de variation de pression.

5.3. Relation entre la célérité et les propriétés de la conduite [FOU]

En ce qui concerne la célérité et le type de matériau constituant la conduite elle peut aller de 15 m/s pour le caoutchouc à 180 m/s pour les matières plastiques, jusqu'à $C \geq 1000$ m/s pour l'acier et la fonte et le maximum qu'elle pourrait atteindre correspondrait à la vitesse de propagation du son dans l'eau soit ~ 1430 m/s pour eau incompressible et conduite indéformable ou très rigide ($E_{\text{eau}} = 0$, $E_c = \infty$).

5.3.1. Exemple pour les matières courantes

Pour PVC : $E_c = 2,76 \times 10^3$ MPa.

Pour Fonte ductile : $E_c = 1,03 \times 10^4$ MPa.

Pour Acier : $E_c = 2 \times 10^5$ MPa

Voici à titre d'exemple figure I.7 qui indiquent la relation entre cette célérité et les propriétés de la conduite.

Tableau I-1: Relation entre la célérité et les propriétés de la conduite

Matériau	Module d'élasticité E (Mpa)	Vitesse en m/s								
		D/e								
		0	5	10	20	30	40	50	75	100
ACIER	200000	1438,7	1402,9	1369,6	1309,6	1256,8	1209,9	1167,9	1079,5	1008,6
CUIVRE	110000	1438,7	1375,5	1319,9	1226,4	1150,2	1086,7	1032,7	926,5	847,5
PVC	2500	1438,7	634,6	472,3	343,3	283	246,3	221	181,1	157,2

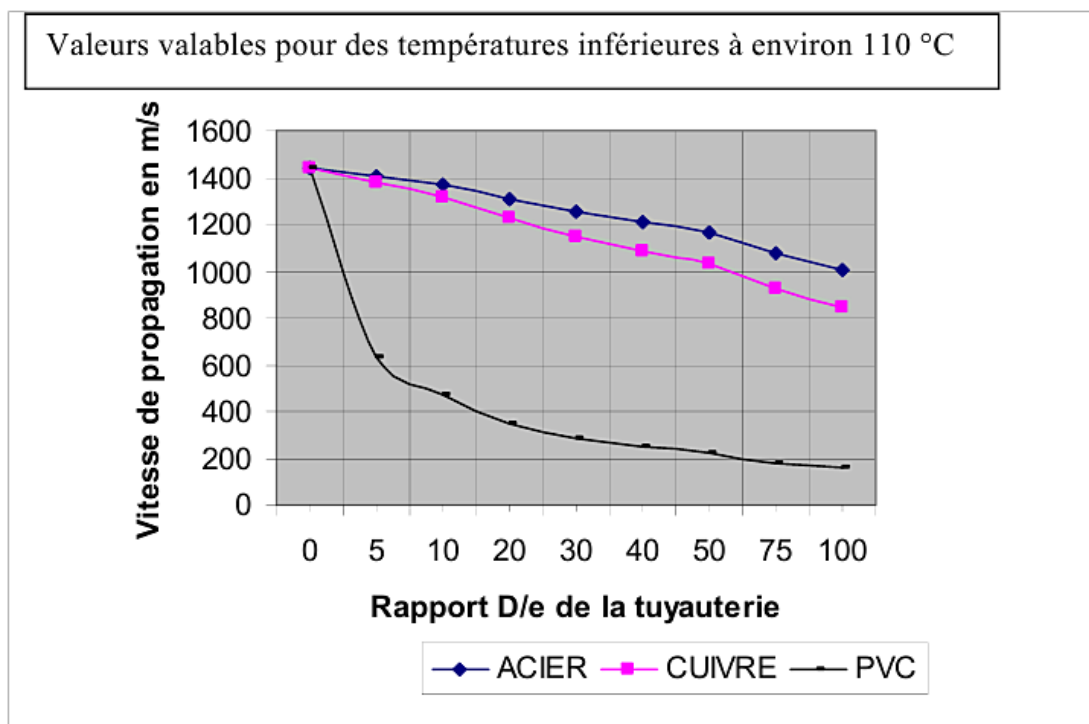


Figure I.7 : Vitesse de propagation dans l'eau de l'onde de pression pour différents types de tuyauterie.

Remarque

➤ Le rapport D/e augmente $\Leftrightarrow C = f\left(\frac{D}{e}\right)$ diminue.

➤ La variation de la célérité en fonction du rapport (D/e) est plus visible pour le PVC.

Il y'a d'autres relation qu'on peut analyser vue que la célérité est $C = f(D, e, E)$ c'est-à-dire fonction du diamètre intérieur de la conduite, de son épaisseur et de son module d'élasticité.

✓ Pour $C=f(E)$ avec le rapport $D/e= Cte$: E augmente $\Leftrightarrow C$ augmente.

✓ Pour $C=f(D)$ avec $e=Cte$ et $E=Cte$: D augmente $\Leftrightarrow C$ diminue.

✓ Pour $C=f(e)$ avec $D=Cte$ et $E=Cte$: e augmente $\Leftrightarrow C$ augmente.

Conclusion

Ce chapitre nous a permis de décrire le phénomène transitoire, son apparition et son évolution suite à une manœuvre instantanée et le mécanisme qui le régit en se basant sur les différents travaux antérieurs relatifs aux écoulements transitoires et les paramètres entrant en jeu dans le phénomène du coup de bélier.

Dans le chapitre qui suit, on va décrire en détail, les équations qui régissent ce phénomène transitoire dans les conduites et qui constituent cette théorie classique du coup de bélier.

Chapitre II : Méthodes d'analyse du coup de bélier**Introduction**

Il existe différentes méthodes d'analyse du régime transitoire dans les systèmes hydrauliques sous pression, elles sont toutes basées sur les équations de Saint Venant, qui sont un système d'équation différentielles partielles du 1^{er} ordre de type hyperbolique. Ces méthodes qu'elles soient graphique, ou numérique, permettent toutes de quantifier (variations de pression et de débit dans le temps et dans l'espace) le phénomène transitoire avec plus ou moins d'exactitude selon leurs hypothèses. Parmi ces méthodes on peut citer :

- Méthode arithmétique
- Méthode d'analyse linéaire.
- Méthode graphique.
- Méthode des différences finis.
- Méthode des éléments finis.
- Méthode des caractéristiques.

Dans ce qui suit nous allons développer quelques-unes des méthodes susmentionnées et choisir celles que nous adopterons pour notre analyse du coup de bélier.

Avant de décrire certaines méthodes on a jugé nécessaire de formuler la solution généralisée des équations du régime transitoire.

1. Les équations de propagation

Les coups de bélier sont des surpressions et dépression qui se propagent dans une conduite quand on modifie le débit q_v en une section S .

Les deux équations différentielles qui définissent le phénomène ont été établies en 1901 par ALLiévi.

Elles sont obtenues en appliquant à une tranche de la canalisation :

- i) le théorème des quantités de mouvement
- ii) l'équation de continuité en faisant intervenir la compressibilité du liquide et l'élasticité des parois.

1.1. Les équations d'ALLiévi

On a les deux équations de SAINT-VENANT.

$$\rho \frac{\partial U}{\partial X} = -\frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial P}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial X} \right) \quad (\text{II.1})$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} = g(i - j) \quad (\text{II.2})$$

Les équations II.1 et II.2 de SAINT-VENANT sont générales et traduisent tous les mouvements transitoires. On peut donc les simplifier en rétrécissant le champ de leur validité.

Négligeons les pertes de charge et admettons qu'on ne s'intéresse qu'aux variations telles que

$U \frac{\partial U}{\partial X}$ soit négligeable devant $\frac{\partial U}{\partial t}$ ceci est souvent vrai en hydraulique sous pression puisqu'en

front d'onde $\frac{\partial U}{\partial t}$ est égal à $-a \frac{\partial U}{\partial t}$ et que U est faible devant a , on peut également négliger

$(U \frac{\partial U}{\partial X})$ devant $\frac{\partial P}{\partial t}$

Le système des équations VI.2 devient alors :

$$\rho \frac{\partial U}{\partial X} = -\frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial P}{\partial t} \right) \quad (\text{II.3})$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} = gi \quad (\text{II.4})$$

Comme : $i = -\frac{\partial h}{\partial X} \cdot \frac{\partial h}{\partial t} = 0$ et $P^* = P + \rho gZ$ On peut écrire :

$$\rho \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial P^*}{\partial t} \right) = 0 \quad (\text{II.5})$$

$$\frac{\partial U}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P^*}{\partial X} = 0 \quad (\text{II.6})$$

Ces deux équations s'intègrent pour donner le système de solutions :

$$P^* = P_0^* + F\left(t - \frac{X}{a}\right) + f\left(t + \frac{X}{a}\right) \quad (\text{II.7})$$

$$U = U_0 + \frac{1}{\rho a} \left[F\left(t - \frac{X}{a}\right) - f\left(t + \frac{X}{a}\right) \right] \quad (\text{II.8})$$

F et f sont des fonctions définies par les conditions initiales et aux limites (dont l'expression dépend de la loi de fermeture ou d'ouverture de la vanne), qui représentent deux ondes se propageant dans la conduite ; en sens inverse, avec la même célérité a.

P_0^* et U_0 sont des constantes, elles représentent respectivement la pression de la ligne piézométrique et la vitesse du fluide (vitesse uniforme dans une section) en l'absence de tout ébranlement : c'est le régime permanent initial.

La quantité $\Delta p = P^* - P_0^*$ est l'augmentation de pression, ou surpression, qui règne à l'instant t dans une section d'abscisse X. Les surpressions ou dépressions peuvent atteindre des grandeurs assez considérables si la manœuvre de la vanne est suffisamment rapide et il peut résulter de ces chocs des accidents de rupture de la canalisation.

A cause de la viscosité, l'amplitude des ondes de pression et de dépression diminue progressivement.

1.2. Surpression et célérité de l'onde d'un coup de bélier avec fermeture instantanée (relation d'Allievi). [FRE]

Soit (s_0) la section au niveau de la vanne de pied. L'onde se propage avec la célérité c, que nous allons calculer. Pendant la durée dt, cette onde parcourt la distance:

$$dx = c dt, \text{ et rencontre la section (s) voisine de (s}_0\text{), distante de dx.}$$

Si l'on désigne par S la surface de la section de la conduite, supposée constante, la masse d'eau contenue dans le tronçon (s_0s) est:

$$dm = \rho s dx = \rho s c dt \quad (\text{II.9})$$

Où ρ masse volumique de l'eau. Soit $V(x,t)$ la vitesse de l'eau dans la conduite au niveau de la section (s). La masse dm a une impulsion $dp = d(mV)$ qu'elle acquiert

Sous l'action de la force due à la surpression ΔP :

$$F = s\Delta P. \quad (\text{II.10})$$

Le principe fondamental de la dynamique donne:

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dt} &= F \\ \frac{dp}{dt} &= \frac{d}{dt}(mV) = \frac{dm}{dt}V + m\frac{dV}{dt} \end{aligned} \quad (\text{II.11})$$

La vitesse d'écoulement étant constante $V = U$, on a $dV/dt = 0$ et:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{dm}{dt}U = \rho s c U = s\Delta P$$

D'où la surpression en (s):

$$\Delta P = \rho c U \quad (\text{II.12})$$

Par ailleurs, cette surpression s'obtient en appliquant le théorème de l'énergie: l'énergie cinétique de la masse d'eau est égale à la somme des travaux de compression de l'eau et de déformation de la conduite. La conduite est circulaire, de diamètre D . Une variation de pression ΔP à température constante entraîne dans le fluide une variation de volume:

$$\frac{\Delta v}{v} = \chi_T \Delta P \quad (\text{II.13})$$

Où χ_T coefficient de compressibilité de l'eau. Cette même variation ΔP entraîne une variation de l'épaisseur e de la conduite:

$$\frac{\Delta e}{e} = \frac{1}{E} \Delta P \quad (\text{II.14})$$

Où E est le module d'Young.

Il s'ensuit que le travail de compression est:

$$W_e = \frac{1}{2} \chi_T \Delta P^2 x s \quad (\text{II.15})$$

Et le travail de déformation de la conduite est:

$$W_e = \frac{1}{2} \frac{\Delta P^2}{Ee} D x s \quad (\text{II.16})$$

L'énergie cinétique est, quant à elle:

$$\frac{1}{2} m V^2 = \frac{1}{2} \rho s x U^2 \quad (\text{II.17})$$

Et donc :

$$\frac{1}{2} \rho s x U^2 = W_e + W_T = \frac{1}{2} \Delta P^2 x s \left(\chi_T + \frac{D}{Ee} \right) \quad (\text{II.18})$$

D'où la surpression:

$$\Delta P = \frac{U}{\sqrt{\frac{1}{\rho} \left(\chi_T + \frac{D}{Ee} \right)}} \quad (\text{II.19})$$

Il est usuel d'exprimer ΔP en hauteur d'eau H:

$$H(m) = \frac{\Delta P}{\rho g} = \frac{U}{\sqrt{\rho g^2 \left(\chi_T + \frac{D}{Ee} \right)}} \quad (\text{II.20})$$

La comparaison de (II.19) et (II.12) donne la célérité:

$$c = \frac{c_0}{\sqrt{1 + \frac{D}{\chi_T Ee}}} \quad (\text{II.21})$$

Où $c = \frac{1}{\sqrt{\rho \chi_T}}$ est la célérité du son dans l'eau est la formule d'Allievi.

2. La méthode graphique de Schnyder-Bergeron [BER]

Les méthodes analytique de calcul du coup de bélier et les formules auxquelles elles aboutissent n'ont en définitive qu'un champ d'application assez restreint.

Elles ne tiennent pas compte notamment de l'influence des pertes de charge ni des caractéristiques très variées des conduites industrielles et des conditions très variables des manœuvres de fermeture ou d'ouverture.

Il existe une méthode graphique due à Schnyder (1929) et à Bergeron (1931) qui permet de traiter et de résoudre les problèmes d'une manière beaucoup plus pratique.

Le principe de la méthode peut s'énoncer comme suite : si un observateur part d'un point de la conduite M au temps t où le régime est (h_M, q_{vM}) et s'il se déplace dans la conduite avec la célérité a des ondes, il constate qu'en tout lieu au moment où il passe, la pression h et le débit q_v sont liés par la même loi linéaire qui ne dépend que des constantes a et S de la conduite, du régime (h_M, q_{vM}) existant à l'instant et au lieu de son départ et du sens de son déplacement.

Un observateur se déplaçant en sens inverse de la vitesse d'écoulement verra l'onde F conserver sa valeur et en tout lieu où il passera il constatera que :

$$h - h_M = \frac{a}{gS} (q_v - q_{vM}) \quad (\text{II.22})$$

Pour un observateur qui se déplace en sens inverse, on a

$$h - h_M = -\frac{a}{gS} (q_v - q_{vM}) \quad (\text{II.23})$$

les coordonnées du point figuratif étant la hauteur (pression exprimée en m C.E) h et le débit q_v que l'observateur constate à un temps t en un lieu M, ce point sera désigné par une lettre (ou un chiffre) qui indiquera le temps, affectée d'une indice qui indiquera le lieu, soit t_M .

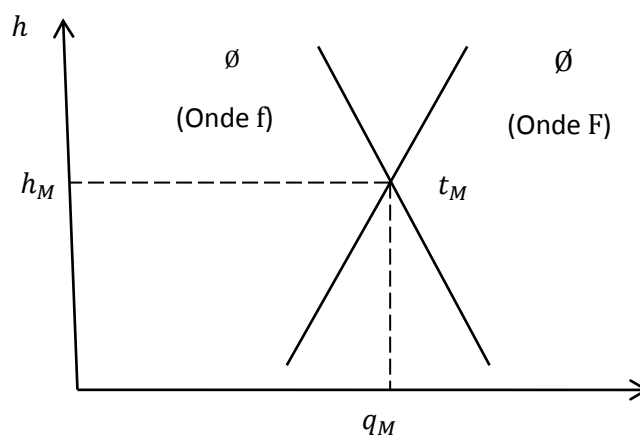


Figure II.1 : droites de Bergeron

3. méthode des éléments finis [HER]

La méthode des éléments finis fait partie des outils de mathématiques appliquées. En analyse numérique, la méthode des éléments finis est utilisée pour résoudre numériquement des équations aux dérivées partielles. Celles-ci peuvent par exemple représenter analytiquement le comportement dynamique de certains systèmes physiques (mécaniques, thermodynamiques, acoustiques, etc.). En mathématique, Il s'agit de remplacer un problème compliqué pour lequel a priori on ne connaît pas de solution, par un problème plus simple que l'on sait résoudre.

La méthode des éléments finis propose de découper le système réel en un certain nombre d'éléments à géométries simples. Cette procédure est appelée discrétisation car le milieu continu est remplacé par une série d'éléments discrets.

3.1. Domaines d'application

La méthode des éléments finis est appliquée dans la majorité des domaines de la physique. Cela va de la mécanique à l'électronique, en passant par la thermique et la météorologie. Dans tous ces cas, la formulation reste quasiment identique, mais la nature des champs et les lois de comportement sont adaptées au domaine d'application. Autrement dit, on vit dans un monde construit par éléments finis.

3.2. Principe de l'approximation

Le problème de l'analyse des solides déformables peut être totalement résolu si l'on connaît le champ de déplacement en tout point du milieu. Il suffit de déterminer ce champ, ce qui est quasiment impossible pour les systèmes mécaniques. Le principe de la méthode des éléments finis consiste à restreindre la détermination de ce champ à un nombre fini de point du milieu, appelés « noeuds » (figure 3.3).

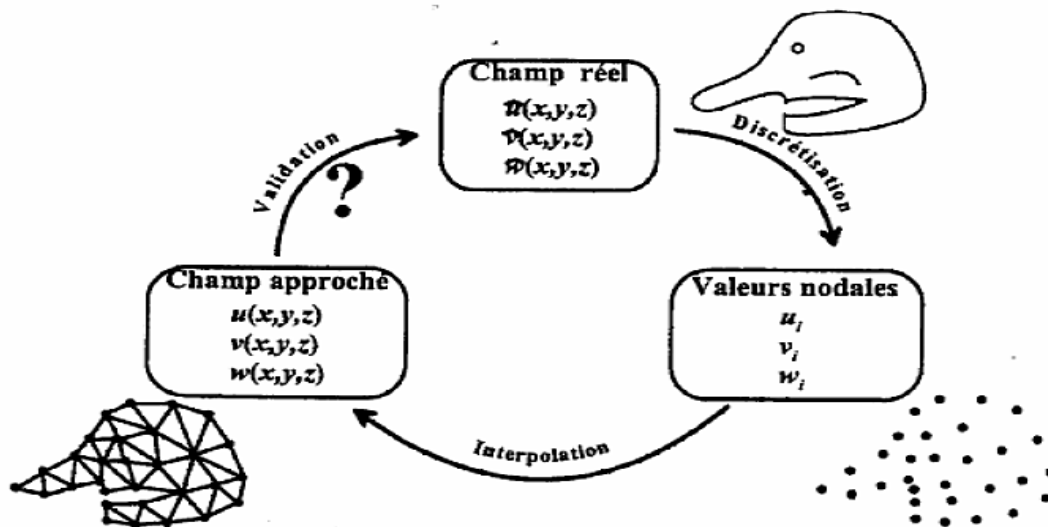


Figure II.2 : De la réalité au maillage en passant par la discrétisation.

Le processus de passage du champ continu aux valeurs nodales est appelé « discrétisation ». La résolution du système est ainsi effectuée dans le but de déterminer les valeurs du champ en ces nœuds, c'est ce qu'on appelle « valeurs nodales ». Pour l'instant, le champ reste inconnu dans le domaine entre les nœuds. La solution est naturellement de définir le champ approché (et continu) par interpolation des valeurs nodales. Pour cela, on utilise les fonctions de forme pour l'interpolation à l'intérieur de chaque maille joignant un groupe de nœuds. La structure finale est ainsi constituée en considérant toutes les mailles du système.

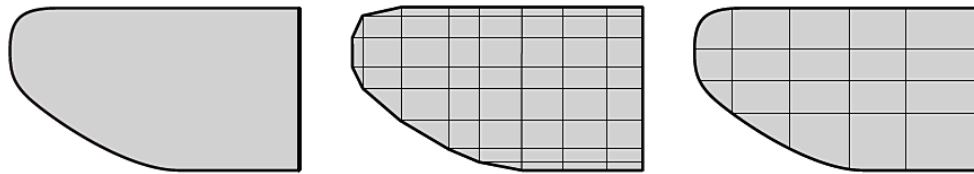
3.3. Discrétisation géométrique

Cette opération consiste à procéder à un découpage du domaine continu en sous domaines :

$$D = \sum_{e=1}^{n_e} D_e \text{ tel que } \lim_{n \rightarrow 0} (\cup_e D_e) = D$$

Il faut donc pouvoir représenter au mieux la géométrie souvent complexe du domaine étudié par des éléments de forme géométrique simple. Il ne doit y avoir ni recouvrement ni trou entre deux éléments ayant une frontière commune.

Lorsque la frontière du domaine est complexe, une erreur de discrétisation géométrique est inévitable. Cette erreur doit être estimée, et éventuellement réduite en modifiant la forme ou en diminuant la taille des éléments concernés comme proposé sur la figure 2.1. Sur chaque élément nous allons chercher à définir une approximation de la fonction solution.



(a) pièce à étudier et présentant des congés de raccordement
 (b) modifier la taille des éléments et raffiner au niveau des courbures
 (c) utiliser des éléments à frontière courbe

Figure II.3 - Erreur de discrétisation géométrique

3.4. Types d'éléments utilisés dans la Méthode des Éléments Finis

La modélisation par éléments finis implique donc le découpage de la structure en sous domaines appelés « éléments ».

3.4.1. Éléments 1D

Les éléments à une dimension sont utilisés pour les structures en squelette planes ou spatiales. On trouve dans cette catégorie les éléments de barre où seulement l'effort axial est considéré et les éléments de poutres où le phénomène de flexion est présent. Un cas particulier est celui des structures minces axisymétriques (e. g. cylindre mince ou bouteille axisymétrique). Ces structures peuvent être modélisées par des éléments 1D représentant la ligne génératrice de révolution figur&.

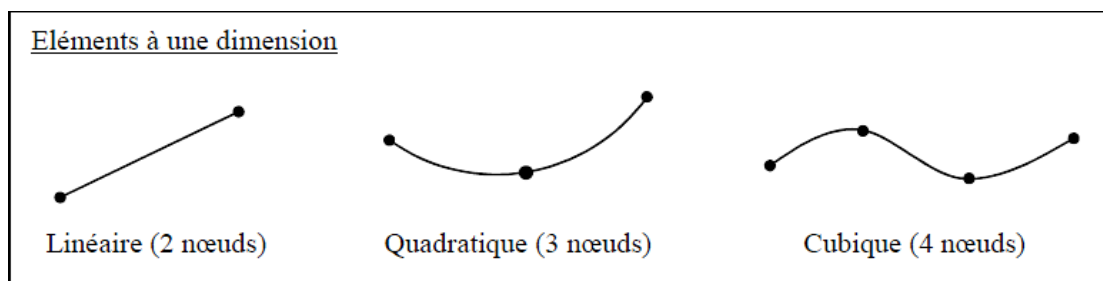


Figure II.4 : Types d'éléments linéiques.

3.4.2. Eléments 2D

Les éléments à deux dimensions sont les plus utilisés car ils permettent la modélisation d'un grand nombre de systèmes. Ils ont aussi un intérêt pédagogique, car il est plus facile d'expliquer les formulations sur un plan que dans l'espace. Ces éléments permettent l'analyse des problèmes d'élasticité plane (i.e. contrainte plane et déformation plane) ainsi que les problèmes axisymétriques (e.g. cuve cylindrique avec paroi épaisse) ; dans ce dernier cas, on les appelle « éléments toriques ». Lorsque la flexion intervient, ces éléments sont utilisés pour les plaques minces ainsi que pour les coques minces (avec ou sans effet de membrane).

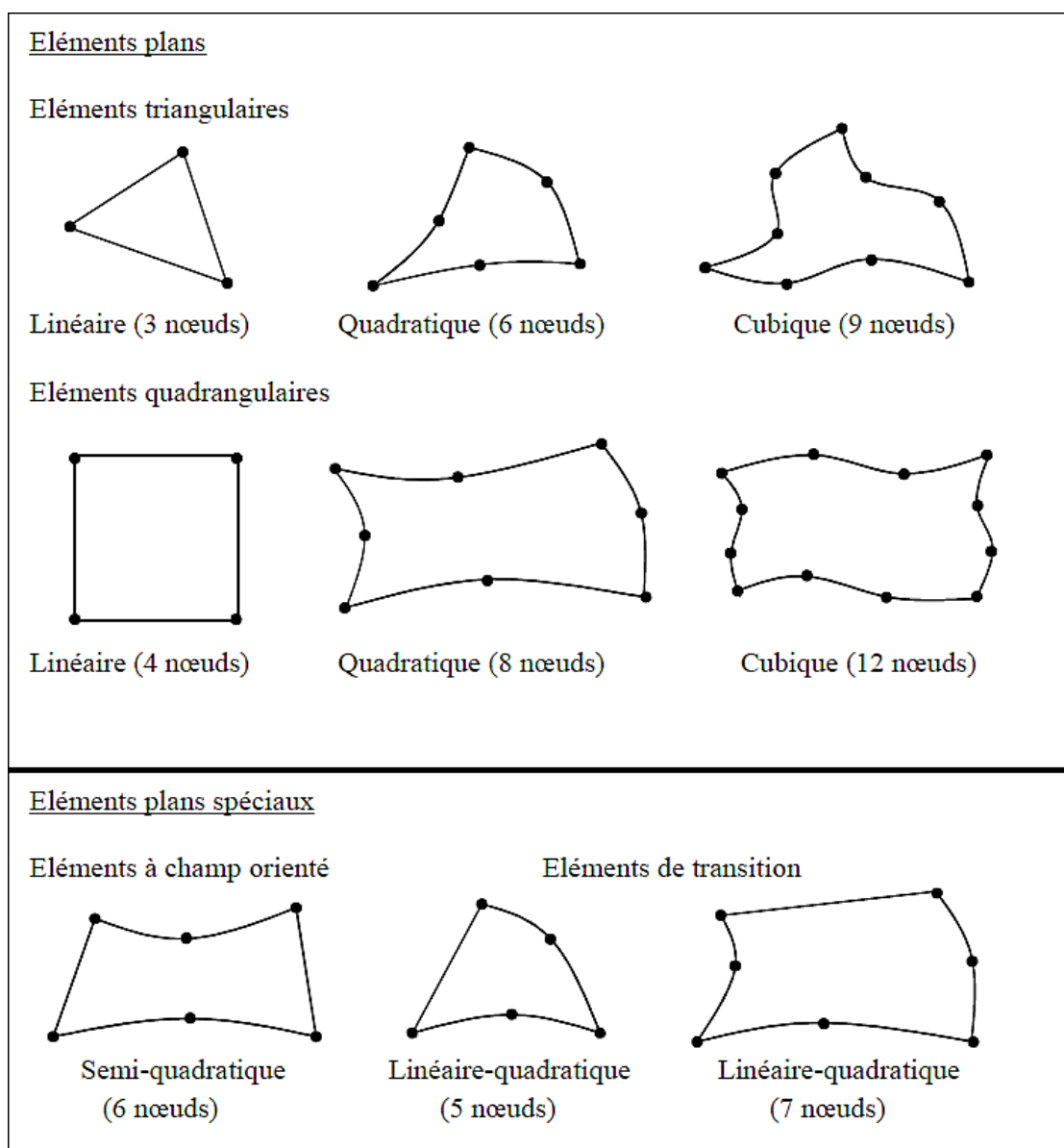


Figure II.5 : Types d'éléments plans.

3.4.3. Eléments 3D

C'est le cas des structures massives où les dimensions des pièces sont comparables dans toutes les directions. Les éléments 3D sont donc utilisés pour les solides massifs et les plaques et coques épaisses.

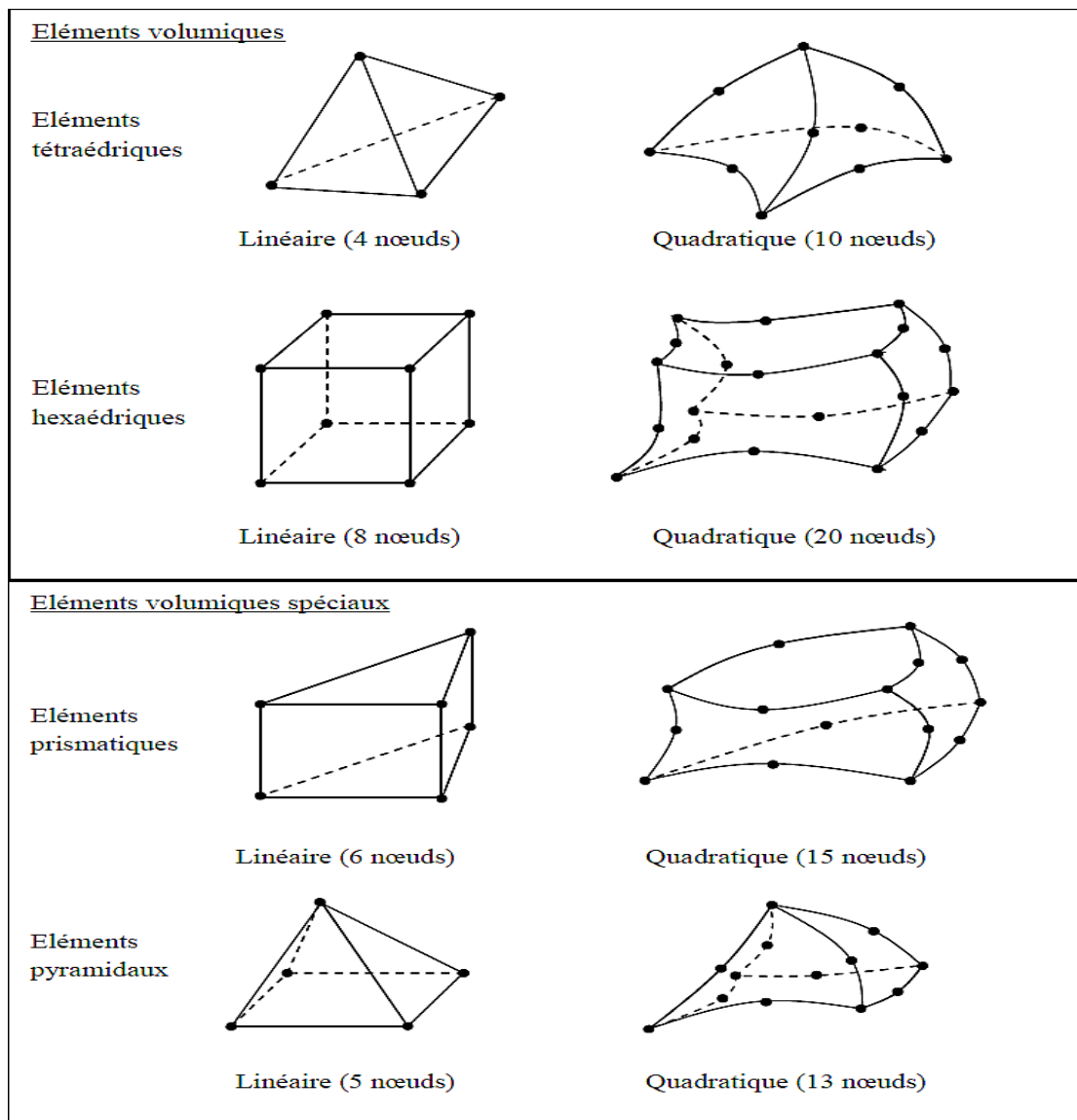


Figure II.6 : Types d'éléments volumiques.

3.5. Méthodes de résolution de la méthode des éléments Finis

La méthode d'éléments finis a été trouvée largement acceptable dans différents problèmes d'écoulement, et a trouvé une large application dans le domaine des solides et les problèmes de mécanique des fluides cependant son succès dans l'informatique des transitoires dans les conduites n'est pas établi.

Il y a une motivation considérable d'utiliser cette méthode ; cependant, pour les applications utilisées prouvent une grande flexibilité des valeurs mesurées des différentes propriétés. La méthode des résidus mesurés doit être généralement utilisé. La fonction déterminée (fonction obtenue) est substituée normalement par l'équation différentielle qui n'est pas égale à la solution exacte ; la différence étant le reste. Ce résidu, multiplié par la fonction mesurée, égale au résidu mesuré. La méthode d'éléments finis essaie de tendre les résidus mesurés vers Zéro dans un sens large. La particularité de choisir la fonction de mesure prouve les différences des résidus mesurés.

Les fluides transitoires dans lesquels les écoulements variables sont continus et non sujets à un changement rapide doivent être complètement modélisés.

4. méthode caractéristique

4.1. introduction

Il est possible de définir un système à deux équations aux dérivées partielles pour décrire le comportement physique du système eau-conduite, en faisant les bilans de la masse et les forces exercées sur un élément de fluide. Ces équations reposent sur :

- La théorie de conservation de la masse (équation de continuité).
- Le principe de la conservation de la quantité de mouvement (équation dynamique).

4.2. Hypothèse de base [HAC]

Afin qu'on puisse appliquer les deux lois sur une tranche d'un fluide, des hypothèses de base ont été émises :

La conduite est peu déformable, il en résulte que les composantes de l'accélération perpendiculaire à l'axe de la conduite sont négligeables.

- le liquide est très peu compressible.
- La répartition de la pression et la vitesse sont uniformes et constantes à travers une section, il en résulte que l'inertie liée à l'écoulement radial dans une section est négligeable et que la vitesse est une fonction de x et t .
- La paroi de la conduite n'a pas d'inertie c'est-à-dire que la variation de la pression est suivie instantanément par la déformation de la paroi.
- Le niveau du réservoir est supposé constant.

Par souci de simplicité est vue les hypothèses simplificatrices présentées ci-dessus, nous présenterons le modèle mathématique, dans le cas d'un fluide homogène. Les grandeurs définissant les conditions d'écoulement en un point de la conduite sont :

- La pression (charge) : $P(x, t)$, $H(x, t)$
- La vitesse moyenne : $V(x, t)$

4.3. Equation de continuité [MUN] [DJA]

Nous allons d'abord rappeler certains résultats de mécanique des matériaux et les utiliser pour déterminer les contraintes dans les tuyaux sous pression.

Appelons σ_1 et σ_2 les contraintes longitudinale et radiale, ζ_1 et ζ_2 les déformations correspondantes, E le module d'élasticité de la conduite (module de YOUNG) et ν le module de poisson.

La loi de HOOKE permet d'écrire :

$$\zeta_1 = \frac{1}{E}(\sigma_1 + \nu\sigma_2)$$

$$\zeta_2 = \frac{1}{E}(\sigma_2 + \nu\sigma_1)$$

σ_1 et σ_2 : désignent les contraintes longitudinale et radiale.

ζ_1 et ζ_2 désignent les déformations correspondantes.

E : désigne le module de Young du matériau de la conduite.

ν : désigne le coefficient de Poisson du matériau de la conduite

Essayons d'exprimer les contraintes σ_1 et σ_2 comme suit :

Contrainte σ_2 :

Si " D " est le diamètre et " e " l'épaisseur du tuyau. La pression interne " P " exerce une force " $P \cdot D$ " sur une demi-circonférence (Figure N°1.1) donne.

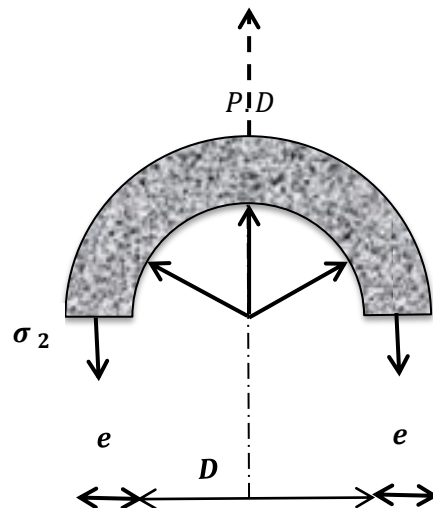


Figure II.7 : force et contraintes radiale dans un tuyau

La contrainte engendrée $\sigma_2 = \frac{PD}{2e}$

Contrainte σ_1 :

On distingue deux cas :

Premier cas : Si la conduite a suffisamment de joints, on peut considérer qu'il n'y a ni contraintes, ni déformations longitudinales et que les éléments cylindriques successifs sont indépendants entre eux (donc $\nu = 0$). Dans ce cas, on a $\nu_1 = \nu = 0$ (ν n'est pas alors le module de poisson du matériau proprement dit mais son équivalent pour la canalisation globale).

Deuxième cas : La contrainte longitudinale doit être prise en compte. Elle dépend dans ce cas de la façon dont le tuyau est ancré aux extrémités.

Tuyau ancré aux deux extrémités : on a donc $\zeta_1 = 0$ et par conséquent :

$$\sigma_1 = v\sigma_2$$

Tuyau libre à une extrémité : la force qui s'exerce à l'extrémité du tuyau est égale

$\frac{P\pi D}{4}$ Cette pression peut être nulle dans le cas où la vanne d'extrémité est grande ouverte.

Cette force s'exerce sur le périmètre entier du tuyau $\pi \cdot D$, donc sur la surface $\pi \cdot D \cdot e$,

La contrainte est donc $\frac{PD}{4e}$ qu'on peut écrire : $\sigma_1 = \frac{\sigma_2}{2}$

Récapitulation :

L'expression de la contrainte radiale : $\sigma_2 = \frac{PD}{2e}$

L'expression de la contrainte longitudinale :

$$\sigma_1 = K_c \sigma_2$$

Avec K_c coefficient d'ancrage, on peut avoir trois cas :

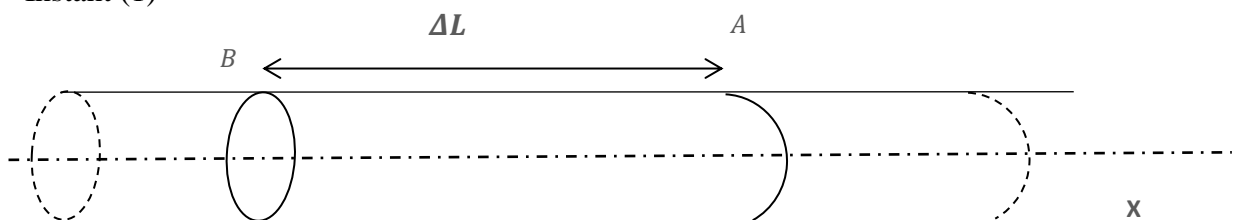
- Cas A : conduite sans joints, libre à une extrémité $K_c = 1/2$,
- Cas B : conduite sans joints, ancrées aux deux extrémités $K_c = v$,
- Cas C : conduite avec de nombreux joints $K_c = 0$.

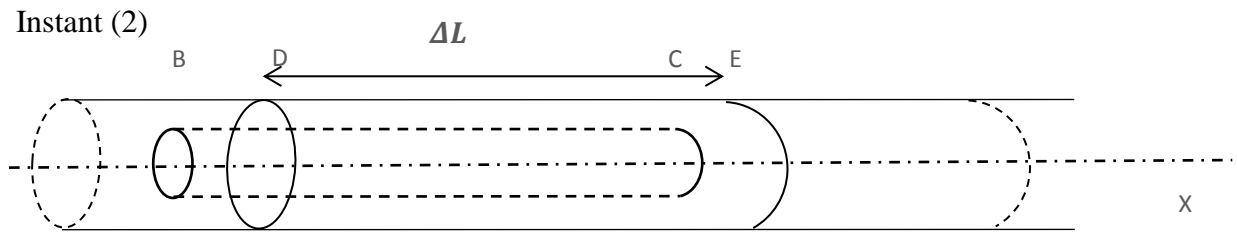
4.4. Expression de l'équation de continuité

Nous allons exprimer l'équation de continuité en analysant les déformations à masse constante d'un volume de liquide entre les instants « t » et « $t + dt$ » ; cette masse étant constante est égale à : $\rho v = \rho \cdot S \cdot \Delta L$ reste constante.

Soit :
$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dS}{S} + \frac{d(\Delta L)}{\Delta L} = 0 \quad (\text{II.24})$$

Instant (1)





Fuguer II.8 : Déplacement d'un élément liquide

Avec :

ρ : la masse volumique du liquide.

S : la section radiale.

ΔL : la variation de longueur de l'élément liquide.

4.4.1. Variation de longueur de l'élément liquide

A Partir de la figure 1, on peut exprimer la variation de la longueur de l'élément du liquide ΔL :

$$\begin{aligned}\Delta L(t) &= X_C - X_B \\ \Delta L(t + dt) &= X_E - X_D \\ d(\Delta L) &= (X_E - X_C) - (X_D - X_B) \\ d(\Delta L) &= U_C \cdot dt - U_B \cdot dt = (U_C - U_B) dt\end{aligned}$$

D'où

$$d(\Delta L) = \frac{dU}{dX} \cdot \Delta L \cdot dt$$

$$\text{Et } \frac{d(\Delta L)}{\Delta L} = \frac{dU}{dX} \cdot dt \quad (\text{II.25})$$

4.4.2. Variation de la masse volumique de l'élément liquide

Par définition, le module d'élasticité du fluide ϵ est égal à $dP / (d\rho/\rho)$.

On en déduit l'égalité suivante :

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dp}{E} \quad (\text{II.26})$$

4.4.3. Variation de section de l'élément liquide

La section de l'écoulement liquide reste en permanence égale à celle de l'élément de tuyau qui l'entoure. On a donc :

$$\frac{dS}{S} = 2 \frac{dr}{r} = 2d\zeta_2 = \frac{2}{E}(d\sigma_2 - \nu d\sigma_1)$$

On a vu précédemment que $\sigma_1 = K_c \sigma_2$. Si on pose $f = 1 - K_c \nu$ on obtient :

$$\frac{dS}{S} = \frac{2f}{E} d\sigma_2 = \frac{D}{E.e} f dP \quad (\text{II.27})$$

Avec :

S : La section de la conduite,

E : Module de Young du matériau,

e : Epaisseur de la conduite,

D : Diamètre de la conduite.

Résultats :

Il suffit de remplacer chaque terme de l'équation II.1 par les expressions données dans les équations I.2, I.3 et I.4, on obtient l'équation de continuité :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{D}{E.e} f \right) \frac{dP}{dt} = 0 \quad (\text{II.28})$$

On voit que le terme $\left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{D}{E.e} f \right)$ dépend d'une part de la compressibilité de l'eau (ε), d'autre part des caractéristiques du tuyau $\left(\frac{D}{E.e} \right)$ et de la façon dont ce dernier est assemblé et ancré (f).

Ce terme est donc en général une caractéristique de l'installation sur laquelle on étudie le coup de bélier. On pose donc :

$$\frac{1}{a^2} = \rho \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{D}{E.e} f \right) \quad (\text{II.29})$$

Ce qui donne comme nouvelle expression de l'équation de continuité :

$$\rho \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial P}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial X} \right) = 0 \quad (\text{II.30})$$

On a obtenu ainsi la première équation de SAINT-VENANT.

4.5. Equation dynamique

On va suivre un petit élément de volume dans son mouvement est égale à la somme des forces théorique des quantités de mouvement :

$$\frac{d(mU)}{dt} = \sum F_{ex} \quad (\text{II.31})$$

Avec :

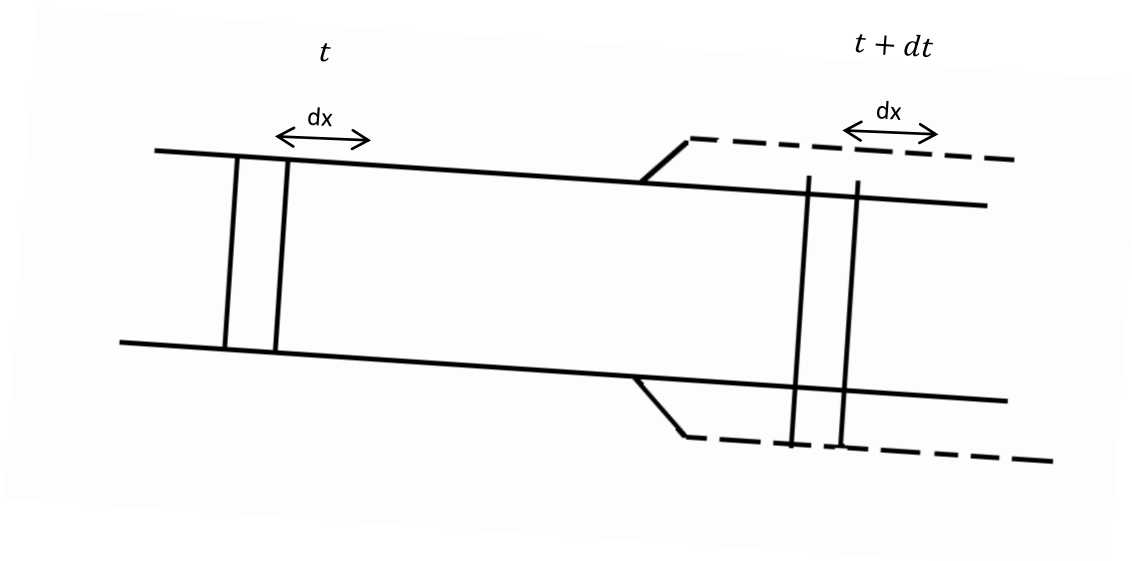
$\sum F_{ex}$: La somme des forces extérieures.

m : La masse de la tranche liquide.

U : La vitesse d'écoulement.

Qui indique que la dérivée de la quantité de mouvement est égale à la somme des forces extérieures appliquées à l'élément fluide.

$$\frac{d(mU)}{dt} = \frac{dm}{dt}U + m \frac{dU}{dt}$$



La masse de l'élément liquide ne varie pas dans son déplacement, on a donc $\frac{dm}{dt} = 0$

Ce qui nous permet d'écrire :

$$\frac{d(mU)}{dt} = m \frac{dU}{dt} = \rho \cdot S \cdot dx \cdot \frac{\partial U}{\partial t} \quad (\text{II.32})$$

Les forces extérieures appliquées et projetées sur l'axe de la conduite pour un couche d'eau d'épaisseur dx sont [DUP] :

- La pression sur une face de la tranche dx : PS

- La pression sur l'autre face : $-(PS + \frac{\partial P}{\partial X} dX) S$

N.B : la section S supposée constante sur toute la longueur de la conduite donc nous négligeons le terme $\frac{\partial S}{\partial X}$.

- La composante du poids : $-\rho \cdot g \cdot S \cdot dX \sin \alpha$ ou α : l'angle entre l'axe de la conduite et l'horizontal.
- Les frottements du liquide avec les parois de la conduite : $\tau \cdot \pi \cdot D \cdot d$
 τ : étant effort tranchant.

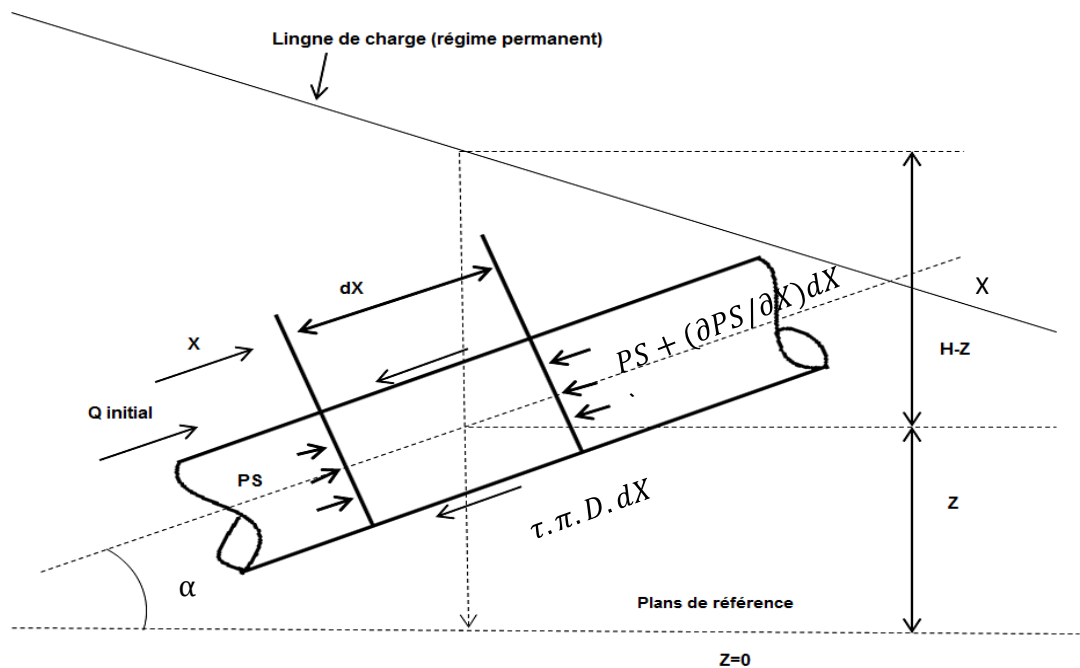


Figure II.9 : force exercées sur une tranche liquide

On signale que : $\frac{dz}{dx} = \sin \alpha$ et $p = \rho g(H - Z)$

A partir de la figure N°1. on peut écrire :

$$\sum F_{ex} = PS - \left(PS - SdX \frac{\partial P}{\partial X}\right) - \rho g S dX \sin \alpha - \tau \cdot \pi \cdot D \cdot dX \tag{II.33}$$

On détermine d'abord le terme $\tau \cdot p \cdot D$

Les pertes de pression étant représentées par ΔP , données par la formule :

$$\Delta P = \rho g \lambda \frac{L}{D} \frac{U^2}{2g}$$

Avec λ : Coefficient de frottement de Darcy Weisbach

On peut écrire alors que la force de frottement F_f se calcule par l'une des deux formules suivant :

$$F_r = \tau \pi D L \text{ ou } F_r = \Delta P \pi \frac{D^2}{4}$$

D'où l'on déduit :

$$\tau \pi D = \frac{\pi D^2}{4} \rho g \frac{\lambda U^2}{D 2g} = j \rho g S \quad (\text{II.34})$$

Avec $j = \frac{\lambda U^2}{D 2g}$ qui est le gradient hydraulique

On injecte l'expression $\tau \cdot \pi \cdot D$ dans l'équation(II.33), on aura :

$$\sum F_{ex} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} S dX - \rho g S \sin \alpha dX - j \rho g S dX \quad (\text{II.35})$$

En portant l'équation (II.34) dans l'équation (II .32) on obtient après simplification par $\rho S dX$:

$$\frac{dU}{dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} - g(\sin \alpha + j)$$

Ou bien :

$$\frac{dU}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} = -g(\sin \alpha + j) \quad (\text{II.36})$$

L'expression (II.36) est la seconde équation de SAINT-VENANT.

On sait que :

$$\begin{aligned} \frac{dU}{dt} &= \frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial X}{\partial t} \frac{\partial U}{\partial X} \\ \frac{dU}{dt} &= \frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial X} \end{aligned}$$

D'où on aura :

$$\frac{dU}{dt} + U \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} = -g(\sin \alpha + j) \quad (\text{II.37})$$

L'équation (II.37) représente la 2eme équation de SAINT-VENANT.

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho \frac{\partial U}{\partial X} = -\frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial P}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial X} \right) \\ \frac{dU}{dt} + U \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} = -g(\sin \alpha + j) \end{array} \right. \quad (\text{II.38})$$

Par conséquent les équations (II.30) et (II.37) représentent le système (II.38) des équations de SAINT-VENANT.

5. Les équations aux caractéristiques

$$\begin{cases} A_1 \frac{\partial U}{\partial x} + B_1 \frac{\partial U}{\partial t} + C_1 \frac{\partial P}{\partial x} + D_1 \frac{\partial P}{\partial t} = F \\ A_2 \frac{\partial U}{\partial x} + B_2 \frac{\partial U}{\partial t} + C_2 \frac{\partial P}{\partial x} + D_2 \frac{\partial P}{\partial t} = G \end{cases} \quad (\text{II.39})$$

Les coefficients $A_1, B_1, C_1, D_1, A_2, B_2, C_2, D_2$ sont dans le cas général des fonctions (x, t) ainsi que les fonctions $U(x, t)$ et $P(x, t)$.

6. Méthode de résolution de la méthode de caractéristiques

La méthode des caractéristiques consiste à écrire les deux équations aux dérivées partielles du mouvement dans les axes liés aux trajectoires des perturbations. Ces équations sont exprimées en forme de différences finies en utilisant un intervalle de temps dt bien spécifié. Les solutions sont obtenues à l'aide d'un ordinateur. La méthode présente certains avantages dont on citera :

- Les conditions aux limites sont facilement programmables.
- La stabilité de la solution est assurée.
- Les systèmes les plus complexes peuvent être manipulés facilement.
- La programmation des équations est très aisée.

En effet lorsqu'un réseau multi branches est composé de plusieurs conduites avec des propriétés différentes, de termes non linéaires des équations principales sont importants, ou encore dans le cas des écoulements diphasiques, ce qui nécessite d'utiliser autres méthodes qui peuvent résoudre ce genre de problème (schémas explicites ou implicites).

Considérons l'équation de continuité et l'équation de mouvement sans frottement que nous multiplions par $c/g.S$:

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{c^2}{gS} \frac{\partial Q}{\partial x} = 0 \quad (\text{II.40})$$

$$\frac{c}{gS} \left(\frac{\partial Q}{\partial t} + gS \frac{\partial H}{\partial x} \right) = 0 \quad (\text{II.41})$$

En combinant ces deux équations par addition et soustraction, nous obtenons:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[H \pm \frac{CQ}{gS} \right] \pm C \frac{\partial}{\partial x} \left[H \pm \frac{CQ}{gS} \right] = 0 \quad (\text{II.42})$$

Cette forme est égale à la dérivée totale par rapport au temps:

$$\frac{d}{dt} \left[H \pm \frac{CQ}{gS} \right] = 0 \quad (\text{II.43})$$

$$\text{Si } \frac{dx}{dt} = \pm C \quad (\text{II.44})$$

Dans un plan (x, t) l'équation (II.44) représente des courbes (ici des droites) sur lesquelles le système (II.43) est vérifié l'intersection de deux droites définit donc une solution de ce système d'équation voir figure ci-dessous :

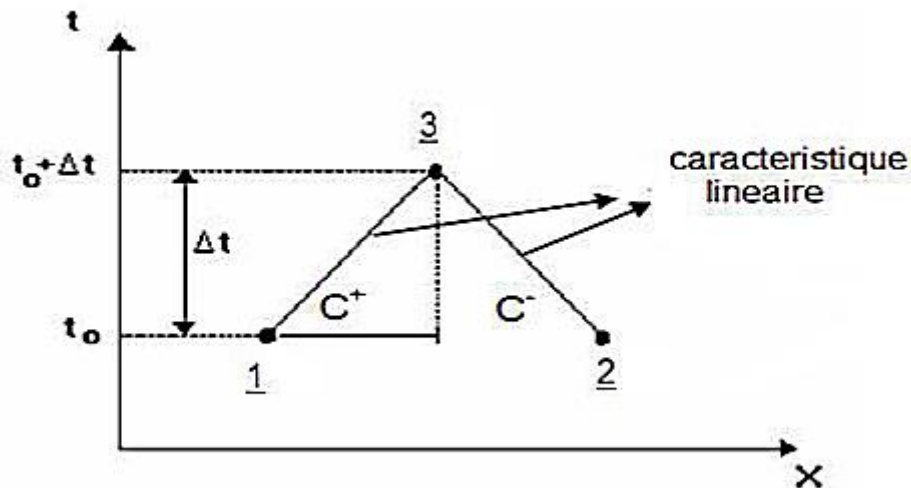


Figure II.10 : Schéma utilisé pour la méthode des caractéristiques.

Ainsi, si les points 1 et 2, situés au temps initial, représentent des positions où les valeurs des pressions et débits sont connus, alors il sera possible de calculer les valeurs au point 3, situé en $\Delta x/2$ et $\Delta t/2$ en considérant une forme différentielle du système (II.43).

$$\frac{\Delta}{\Delta t} \left[H \pm \frac{CQ}{gS} \right] = 0 \quad (\text{II.45})$$

Ce qui donne entre 1 et 3 :

$$H_3 + \frac{CQ_3}{gS} = H_1 + \frac{CQ_1}{gS} \quad (\text{II.46})$$

Entre 2 et 3 :

$$H_3 - \frac{CQ_3}{gS} = H_2 - \frac{CQ_2}{gS} \quad (\text{II.47})$$

$$\text{D'où : } H_3 = \frac{1}{2} \left[H_1 + H_2 + \frac{c}{gS} (Q_1 - Q_2) \right] \quad (\text{II.48})$$

$$\text{Et : } Q_3 = \frac{1}{2} \left[\frac{gS}{c} (H_1 - H_2) + (Q_1 + Q_2) \right] \quad (\text{II.49})$$

Conclusion :

On peut dire que la méthode des caractéristiques est beaucoup plus maniable et efficace en ses avantages suscités bien qu'elle a ses faiblesses.

La méthode des caractéristiques demeure actuellement très utilisée pour le calcul des écoulements non permanents dans des systèmes très complexes.

Les faiblesses de la méthode sont caractérisées par un cumul d'erreurs résultant de l'arrondissement des longueurs partielles entre les noeuds de calcul le long de la conduite.

Chapitre III : Equipements de Protection**Introduction**

Nous exposerons dans ce chapitre les moyens de lutte contre le coup de bélier en montrant les rôles et les spécificités de chaque dispositif.

Les protections à mettre en œuvre pour limiter un coup de bélier à une valeur admissible sont diverses et adaptées à chaque cas.

Elles agissent soit ralentissant la modification de la vitesse du fluide, soit en limitant la surpression par rapport à la dépression.

L'utilisateur doit déterminer l'enveloppe de surpression et de dépression créé par le coup de bélier, et juger, d'après le profil de la canalisation, du type de protection à adopter :

- Les réservoirs d'air avec ou sans clapet percés,
- Les soupapes de décharge qui interviennent dans la protection contre les surpressions.
- Les cheminées d'équilibre et les réservoirs d'air qui intervient à la fois dans la protection contre les surpressions et les dépressions.
- Les volants d'inertie qui interviennent dans la protection contre les dépressions.
- Les soupapes d'entrée d'air.

1. Soupapes de décharge

1.1. Description générale:

La soupape de décharge est définie comme étant un appareil anti-bélier qui écrête les surpressions en dérivant un certain débit à l'extérieur de la conduite dès que la pression dépasse une certaine valeur de réglage, estimée généralement à $1,04 \div 1,1$ de la pression maximale admissible. Ces appareils font intervenir un organe mécanique, un ressort à boudin généralement, qui par sa compression obture en exploitation normale, un orifice placé sur la conduite au point à protéger, c'est à dire où la compression à craindre est maximale. L'ouverture doit pouvoir s'effectuer très rapidement pour que l'opération soit efficace. Il importe donc de réduire à l'extrême l'inertie de ces appareils et c'est sur ce point que les efforts de constructeurs ont particulièrement porté.

Généralement, chez les constructeurs, deux systèmes sont utilisés pour assurer la fermeture de la soupape jusqu'à la pression de consigne [MUN]:

a) Un ressort maintient un clapet contre l'orifice du corps de la soupape, celui-ci se présente dans le cas des soupapes (Neyrtec, Bayard, Ramus) figure IV.1.

La seule différence de conception entre ces trois constructeurs, réside dans le dispositif de centrage du clapet : disque centré hydrauliquement pour Neyrtec et Bayard avec en plus une membrane de guidage pour Bayard : bague de guidage pour Ramus.

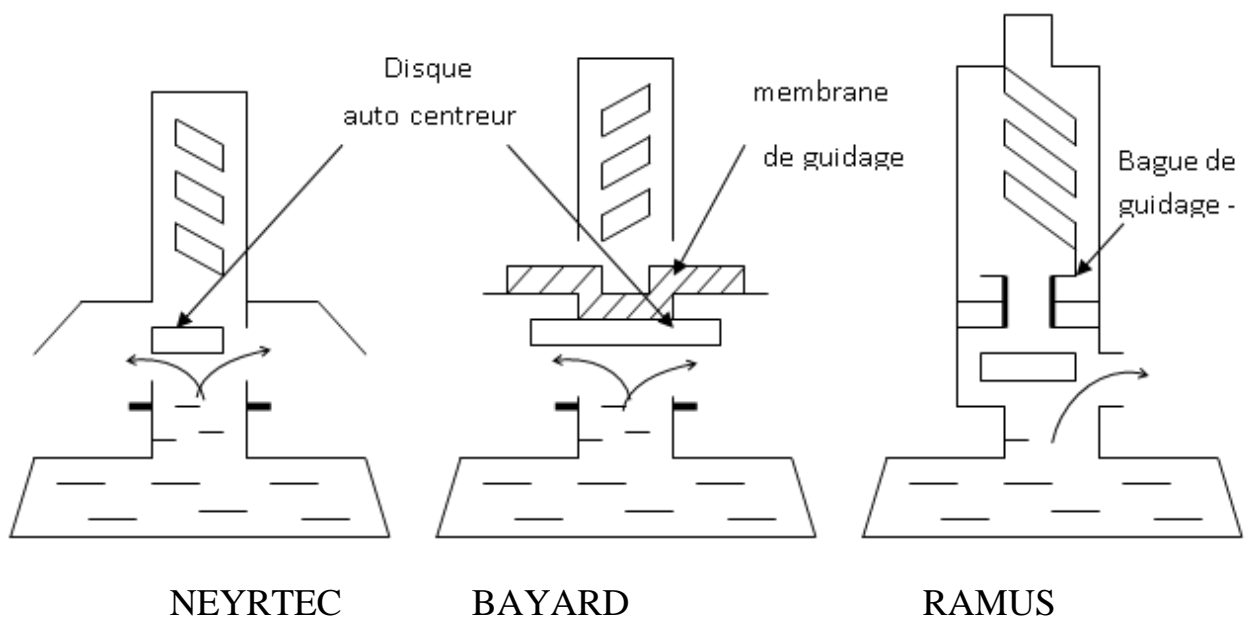


Figure III.1 : Schéma de fonctionnement des soupapes à ressort.

b) C'est la propre pression de l'eau agissant sur les deux faces d'un piston qui maintient la soupape fermée tant qu'elle ne dépasse pas une certaine valeur. Cette valeur est détectée par un pilote qui s'ouvre à pression trop forte, mettant à la pression atmosphérique la face supérieure du piston. Celui-ci se soulève alors et la conduite se vide en se décompressant. On distingue parmi ces soupapes pilotées les marques LEZIER et CLAYTON figure n° IV.2.

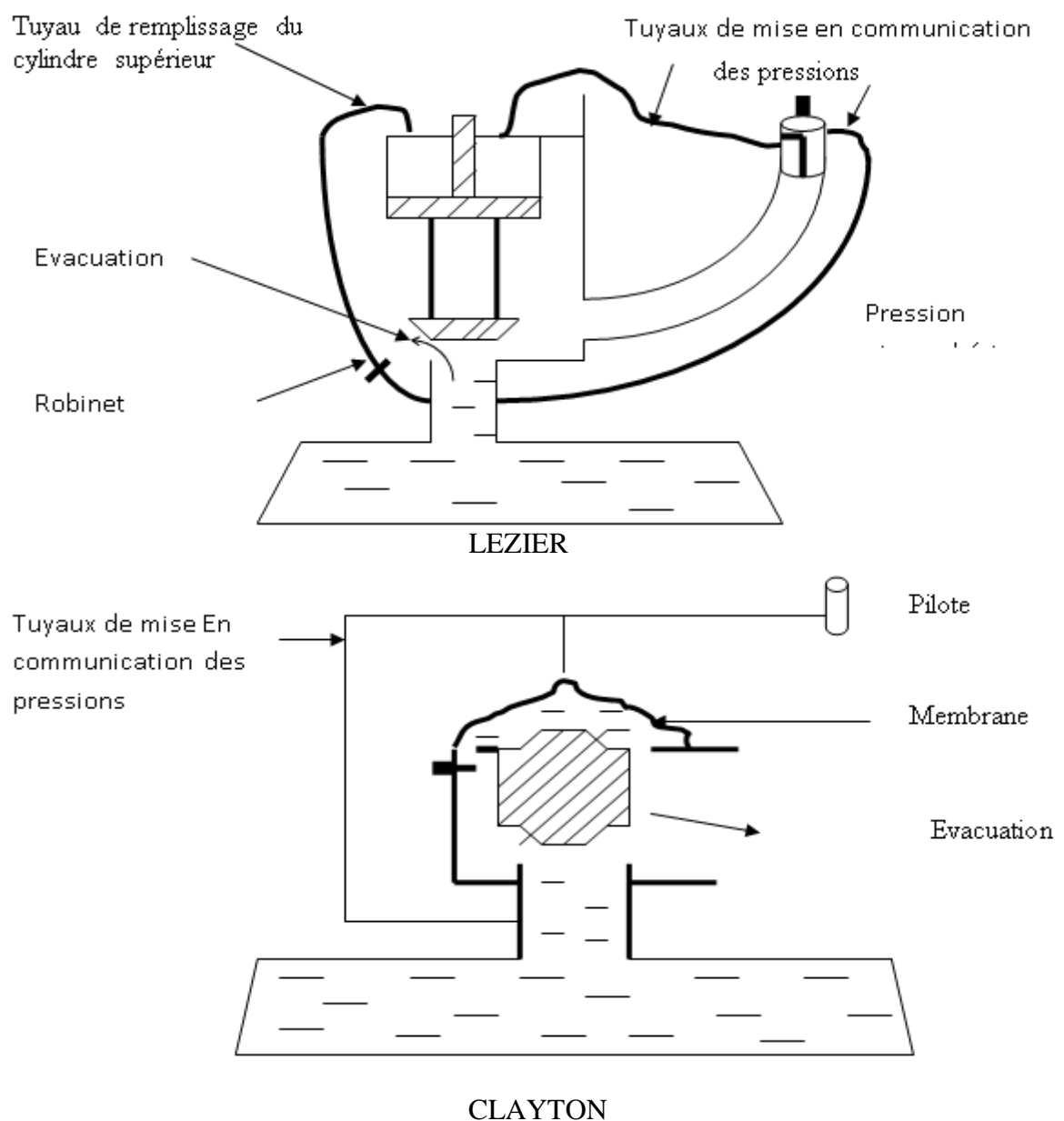


Figure III.2 : Schémas de principe des soupapes pilotées

Nous nous proposons de présenter en ce qui suit l'une des soupapes du premier système : soupape Neyrtec qui se veut un dispositif moderne et efficace.

1.2. Principes et particularités de la soupape Neyrtec:

1.2.1. Principe

L'installation d'un appareil évacuant automatiquement et sans délai un certain débit si la pression dépasse sa valeur de réglage, apparaît souvent en effet, comme un moyen efficace de protéger une conduite contre les surpressions. Toutefois quelques éléments mécaniques risquent de porter préjudice à l'installation des soupapes classiques. En fait, en outre de l'inertie de tel système, le guidage nécessaire des pièces mobiles entraîne la possibilité de blocage par coincement ou par entartrage des éléments principaux. Un coup de bélier se produisant après plusieurs mois de fonctionnement normal peut dans ces conditions se propager sans que la soupape de sécurité arrive à s'ouvrir.

S'inspirant de son obturateur à disque autocentreur bien connu des spécialistes. Neyrtec a réalisé un appareil qui comprend essentiellement les éléments suivants :

- ✓ Une buse de sortie fixe à arête affilée ;
- ✓ Un obturateur mobile en forme de disque plan ;
- ✓ Un ressort travaillant en compression.

1.2.2. Particularités de la soupape:

La soupape NEYRTEC présente les particularités suivantes :

- L'absence de tout guidage est permise grâce au jet lui-même qui centre hydrauliquement l'obturateur. Les possibilités de frottement et de coincement, par dépôt ou oxydation sont alors supprimées.
- La simplification étudiée de l'équipage mobile et la réduction au minimum de l'inertie accentuant la liberté de manœuvre.
- L'étanchéité est obtenue par un usinage très soigné des parties métalliques, à la fois inoxydables et indéformables. L'étanchéité doit être réelle dès que les pièces sont en contact sans qu'il soit nécessaire de les presser fortement l'une contre l'autre pour les déformer au besoin. Tandis qu'un traitement thermique approprié l'air à conférer une très haute résistance.
- L'accès aux pièces d'usure et leur échange sont faciles et rapides

- Le décrément, ou l'écart de pression qui sépare l'apparition des premiers filets d'eau de l'ouverture totale est réduit à l'extrême.
- Deux prises de pression sur la contre bride à la base de l'appareil permettent le cas échéant de vérifier la pression d'ouverture et de procéder à un nouveau tarage de la soupape.

En résumé on peut énumérer ce qui suit :

- ✓ Absence totale de guidage ;
- ✓ Inertie négligeable ;
- ✓ Etanchéité linéaire à contact métal sur métal ;
- ✓ Faible encombrement.

1.3. Domaine d'application:

La sensibilité, la rapidité d'ouverture et la stabilité de ces appareils mises en évidence dès les premiers essais d'application ont été largement confirmés dans la pratique par la sécurité réelle apportée aux installations munies de soupapes. Elles constituent sans défaillances possibles un écran protecteur entre le point d'origine de la surpression et le tronçon de conduite à garantir.

C'est à dire le très vaste champ d'application de la soupape NEYRTEC, dont la mise en œuvre simplifie la tâche des exploitants d'adduction d'eau.

1.4. Caractéristiques de fonctionnement:

La soupape NEYRTEC est fondamentalement un appareil de décharge s'ouvrant à une pression donnée et caractérisée par une loi pression-débit déterminée.

- Le débit est nul jusqu'à une pression h_f sous le disque, dite pression de réglage ou pression d'étanchéité.
- Le débit est Q sous une pression h_o sous le disque.

h_f doit être supérieure de quelques pour cent (5 % en pratique) à la pression maximale de l'installation en marche normale.

Une soupape est définie par ses diamètres de buses et de fil de ressort en mm et par sa pression d'étanchéité en m d'eau.

Exemple :

SOUPAPE 125/32-118 mètres.

1.5. Choix de l'appareil :

Les caractéristiques de fonctionnement des appareils varient selon les consignes suivantes :

- La réduction du débit à évacuer par rapport au « débit maximal » d'une soupape entraîne une réduction proportionnelle de la « surpression correspondante ».
- Chaque soupape peut avoir sa pression d'étanchéité réglée depuis le maximum indiqué jusqu'à celui de la soupape à diamètre de fil immédiatement inférieur. La nouvelle pression « soupape ouverte » est par rapport à celle indiquée décalée du même nombre de mètres.
- Le débit maximal varie comme la racine carrée de la pression « soupape ouverte ».
- Sous une même pression, chaque type de soupape évacue 25 fois plus le débit que celle de diamètre inférieur.

La détermination d'une soupape nécessite la connaissance des données suivantes :

- La pression maximale susceptible d'être appliquée à l'appareil dans des conditions normales, c'est à dire sans qu'il soit censé s'ouvrir. C'est la pression statique, ou dans le cas d'un refoulement, la pression à débit nul des pompes.
- La valeur de l'augmentation de pression admise (surpression) lors de l'évacuation de ce débit.
- Le débit à évacuer se détermine normalement au terme d'une étude des surpressions dans le système de conduite considéré. En première analyse, il sera pris égal au débit nominal.
- Le relief du terrain

Une fois les trois grandeurs ci-dessus précisées, la spécification du matériel approprié est facilement établie. Si le débit à évacuer dépasse les possibilités de la soupape de plus grand diamètre disponible, ou si le décrétement de pression est supérieur à celui qui est désiré, il sera fait appel à deux appareils en plus fonctionnant en parallèle.

2. cheminées d'équilibre :

La cheminée d'équilibre est une réserve d'eau en contact permanent avec la conduite et dont la surface libre traduit exactement les variations de pression du fluide.

La cheminée doit donc avoir une section assez large pour combler la dépression sans se vider complètement et doit être assez haute pour ne pas déborder lorsqu'une surpression fait monter son niveau. La présence d'une cheminée modifie le mouvement transitoire engendré par une disjonction. Au lieu d'un mouvement oscillatoire de période caractéristique du coup de bélier d'onde, s'instaure un mouvement oscillatoire de période plus grande, l'oscillation en masse.

2.1. But de l'ouvrage :

On place la cheminée d'équilibre dans une galerie d'amenée en charge et dans une conduite forcée afin de :

- Réduire la valeur des surpressions produites par le coup de bélier dans la conduite forcée.
- Diminuer les surpressions dues au coup de bélier dans la galerie d'amenée.
- Amortir les oscillations importantes.
- Assurer l'alimentation de la veine liquide, en diminuant les dépressions engendrées par l'arrêt du moteur actionnant la pompe.

2.2. Domaine d'application:

Les cheminées d'équilibre sont usuellement utilisées lorsque l'installation est constituée d'une longue canalisation ou d'un long chenal d'amenée à faible.

pente suivi d'une canalisation à forte pente terminée par un appareil de manœuvre susceptible d'engendrer des variations plus ou moins rapides de débit.

En dehors du domaine de l'hydroélectricité, on rencontre des cas semblables de canal d'amenée à faible pente dans les grands aménagements qui ont des débits trop importants pour qu'on puisse les véhiculer en conduites. On utilise alors des canaux et des galeries en charge pour traverser les reliefs importants. Lorsqu'il y a des organes de manœuvre à la sortie de ces galeries en charge, une cheminée comme appareil de protection est alors tout indiquée.

Dans le domaine des réseaux sous pression, les cheminées sont rarement utilisées car il faudrait qu'elles aient une hauteur supérieure à la hauteur manométrique totale ; on n'imagine pas une telle cheminée dès que la hauteur de refoulement dépasse quelques mètres. Son

emploi redevient d'ailleurs maintenant d'actualité puisqu'on réalise de plus en plus des conduites d'assainissement sous pression. Les hauteurs de refoulement y sont en général faibles et la cheminée présente de réels avantages de simplicité de fonctionnement et de robustesse qui la rendent intéressante. Elle résout en outre le problème de l'évacuation d'air et on peut facilement envisager de l'installer pour protéger localement un point haut puisqu'elle fonctionne sans apport d'énergie annexe.

2.3. Types de cheminées :

De point de vue construction, on a plusieurs types de cheminées :

Cheminée à étranglement:

Un étranglement à la base de la cheminée produit des pertes de charge importantes qui contribuent à :

- ✓ Réduction de l'amplitude des oscillations et par conséquent la hauteur atteinte par l'eau dans la cheminée.
- ✓ Amortissement des oscillations, qui s'ajoute à celui créé par les pertes de charge dans la galerie d'amenée.

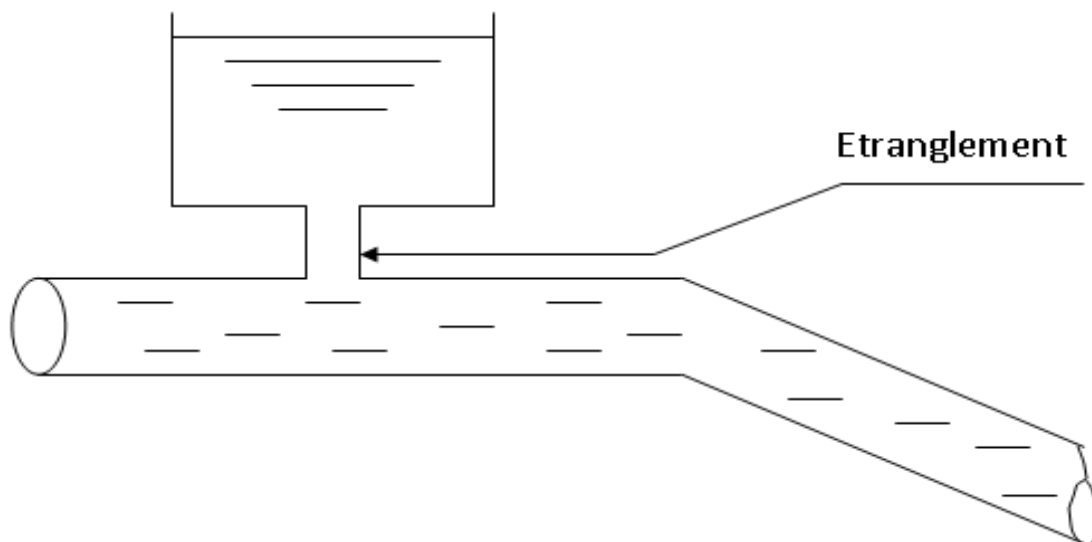


Figure III.3 : Cheminée à étranglement

2.3.1. Cheminée à épanouissement :

Il est possible de réduire le volume total de l'excavation en donnant à la cheminée une forme évasée vers le haut.

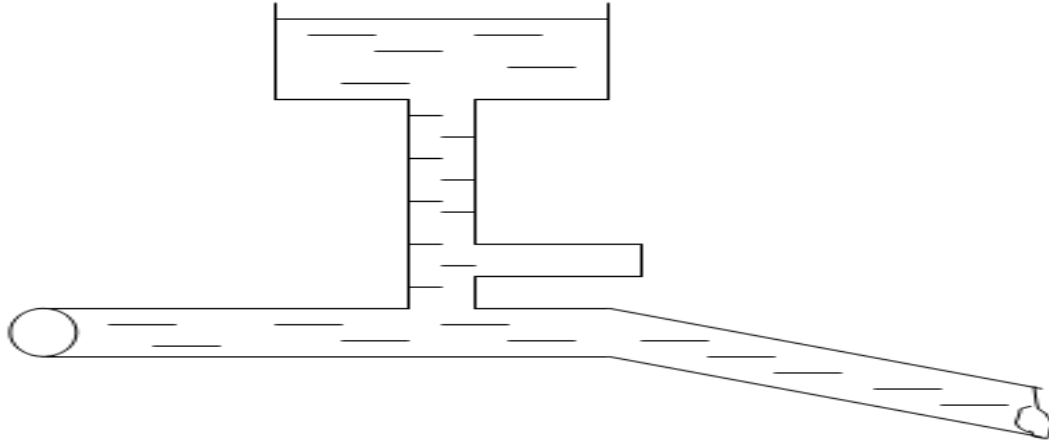


Figure III.4 : Cheminée à épanouissement

2.3.2. Cheminée différentielle:

Elle comporte deux chambres C1 et C2 de sections différentes S1 Et S2 alimentées en dérivation sur la galerie d'amenée.

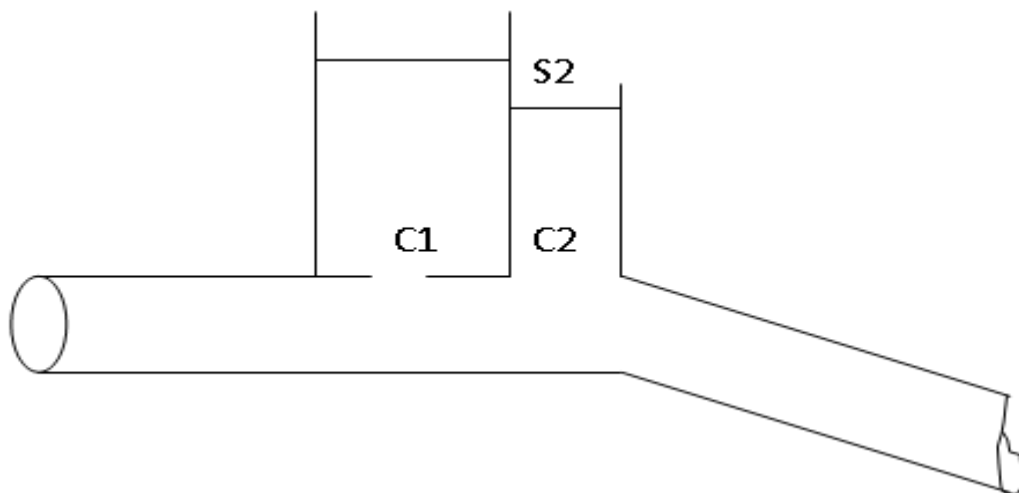


Figure III.5 : Cheminée différentielle

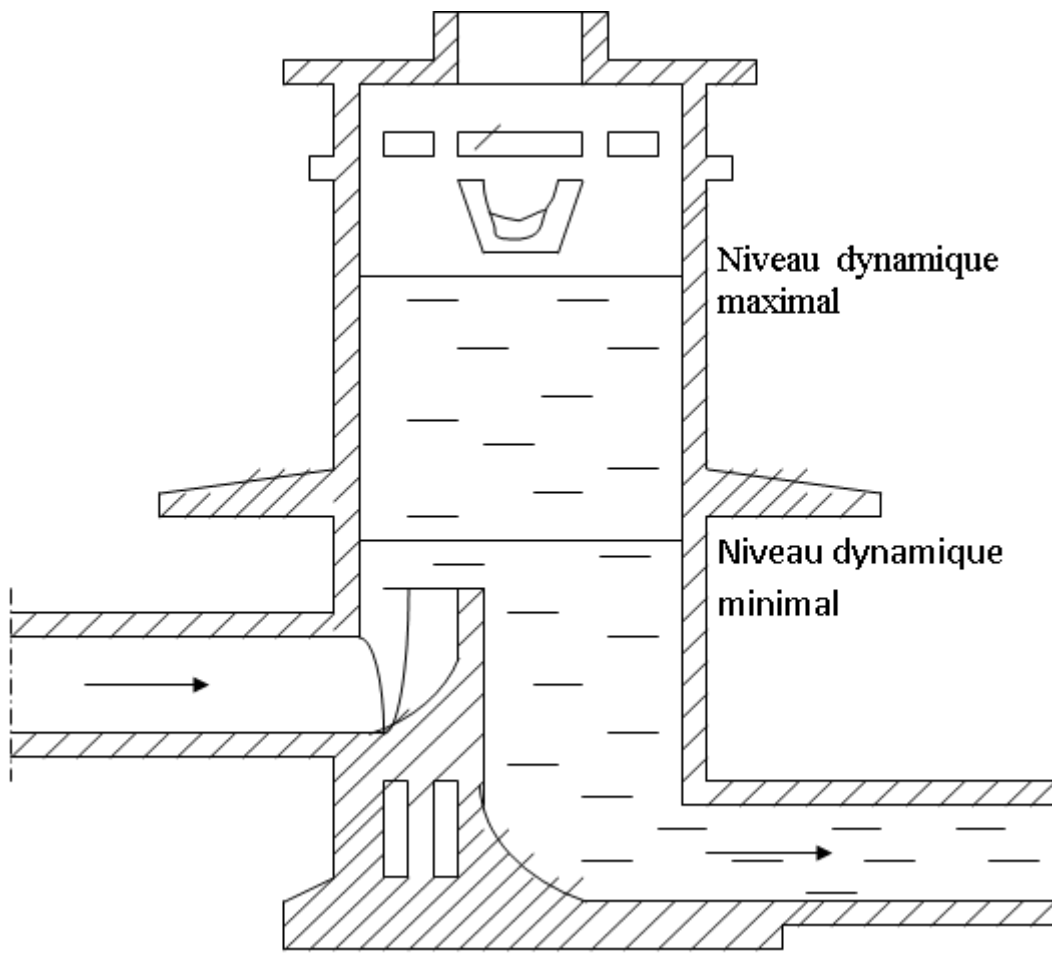


Figure III.6 : Coupe type de cheminée

3. Réservoirs d'air : [MUN]

Le réservoir d'air est une réserve d'eau qui se vide pour combler les dépressions et grossit pour absorber les surpressions.

Le principe de fonctionnement est le même que pour les cheminées d'équilibre. La différence provient de ce que cette réserve n'a pas une surface libre à la pression atmosphérique mais se trouve à la pression absolue du fluide à l'endroit où est piqué le ballon. C'est le volume d'air enfermé dans le ballon qui régularise les variations de pression du liquide en se comprimant ou en se détendant au gré des besoins.

3.1. Description technologique:

Au point de vue technologique, on peut distinguer deux grands types de ballon :

Les ballons à membrane ou à vessie :

L'air et l'eau n'y sont pas en contact, ce qui évite la dissolution de l'air dans l'eau. On n'a donc pas le problème de rétablir de façon périodique le volume d'air nécessaire au bon fonctionnement du ballon. Ces ballons doivent être pré-gonflés à la pression de pré-gonflage désirée.

De point de vue sécurité, le liquide n'est pas en contact avec la partie métallique du vase. Le risque de corrosion est donc supprimé. Le tube de niveau permet de contrôler à tout moment le volume de liquide contenu dans la vessie.

✓ Les ballons sans membrane :

Leurs inconvénients proviennent du contact air-eau : l'air se dissolvant dans l'eau, il est nécessaire d'avoir en permanence un compresseur qui rétablit périodiquement et automatiquement le volume d'air dans le ballon. Cette complication pose alors le problème des fuites, soit fuite d'air lorsque l'alimentation d'air arrive par le dessus du ballon, soit fuite d'eau dans le compresseur lorsque cette alimentation se fait par le bas du ballon.

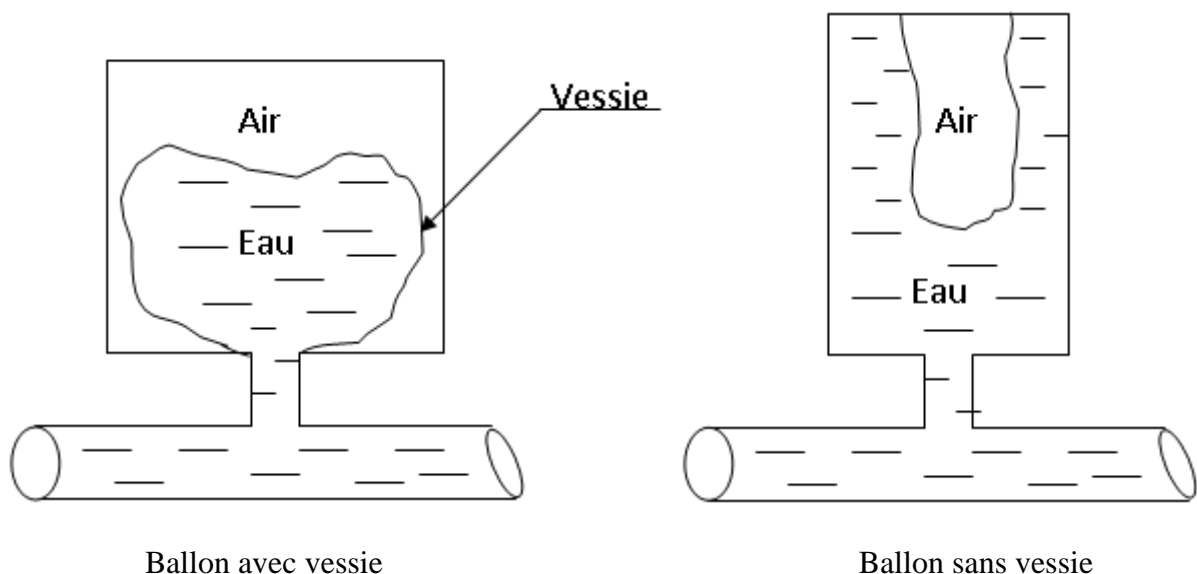


Figure III.7 : Schémas de principe des ballons anti-bélier

3.2. Dispositifs à la base du ballon:

Les ballons comportent souvent à leur base un dispositif permettant un échange d'eau non symétrique : on désire en effet avoir pour la vidange une perte de charge aussi faible que possible et, par contre, on désire que cette perte de charge ne soit pas négligeable lors du remplissage.

Plusieurs possibilités existent pour créer cette perte de charge dissymétrique : on peut disposer un clapet percé qui se ferme au remplissage, ou bien une tuyère, ou bien un clapet plein avec un petit tuyau de dérivation qui assure seul la communication avec le ballon en phase de remplissage.

Le clapet percé est un dispositif très utilisé car il est facile d'adapter le diamètre du trou à la perte de charge qu'on veut assurer au remplissage. Par contre, il présente les inconvénients des pièces mobiles (risques de casse ou de blocage, coups de bélier parasites).

L'inconvénient de la tuyère provient de sa difficulté de fabrication et de dimensionnement. La tuyère, fonctionnant au retour de l'eau comme un ajutage rentrant de BORDA, permet, théoriquement, d'avoir une perte de charge quatre fois plus grande au retour qu'à l'aller.

Le troisième système présente les inconvénients du premier, avec le risque d'obstruction en plus, mais présente par contre le très gros avantage de pouvoir modifier la perte de charge au remplissage en installant une vanne de réglage sur la dérivation. C'est une méthode employée très souvent dans les petites installations pour lesquelles la perte de charge au remplissage n'est pas étudiée mais elle est réglée par essais réels lors des premières mises en route.

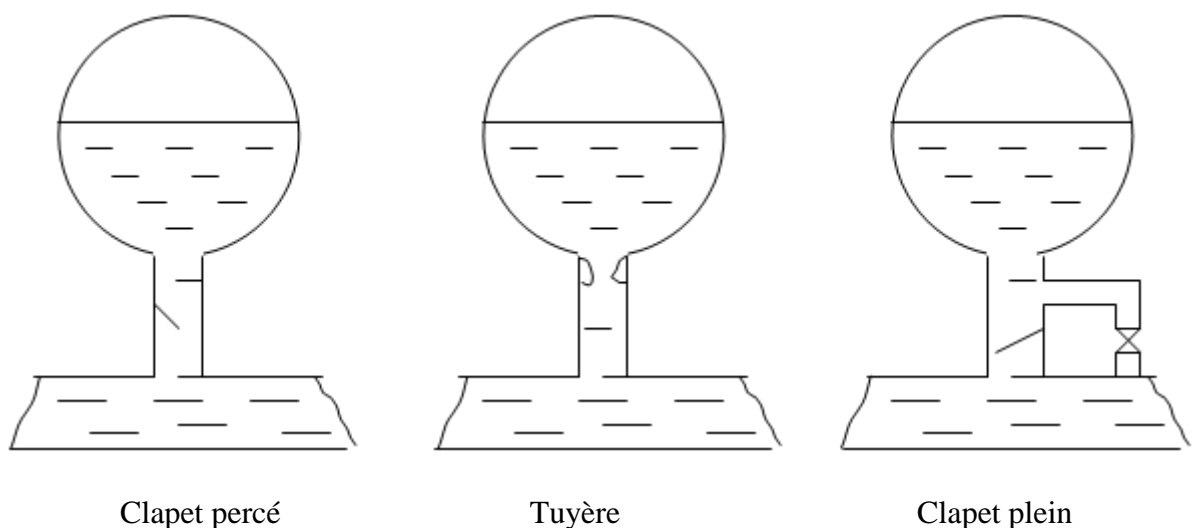


Figure III.8 : Organes dissymétriques à la base des ballons anti-bélier

4. Volants d'inertie:

Le volant d'inertie est un dispositif permettant d'augmenter le temps d'arrêt de la pompe, grâce à l'énergie qu'il accumule pendant la marche normale.

Lorsque la pompe cesse d'être alimentée en énergie, elle continue à fonctionner par l'énergie cinétique de sa roue (généralement très faible) et de celle de l'eau, qui le plus souvent ne suffit pas pour assurer l'écoulement pendant un temps suffisant. Le volant d'inertie est donc un moyen de mettre progressivement en réserve, lors du démarrage de l'installation, une quantité d'énergie supplémentaire, sous forme cinétique, celle-ci est ensuite rendue à l'eau à travers la pompe au ralentissement progressif du volant et de celle-ci.

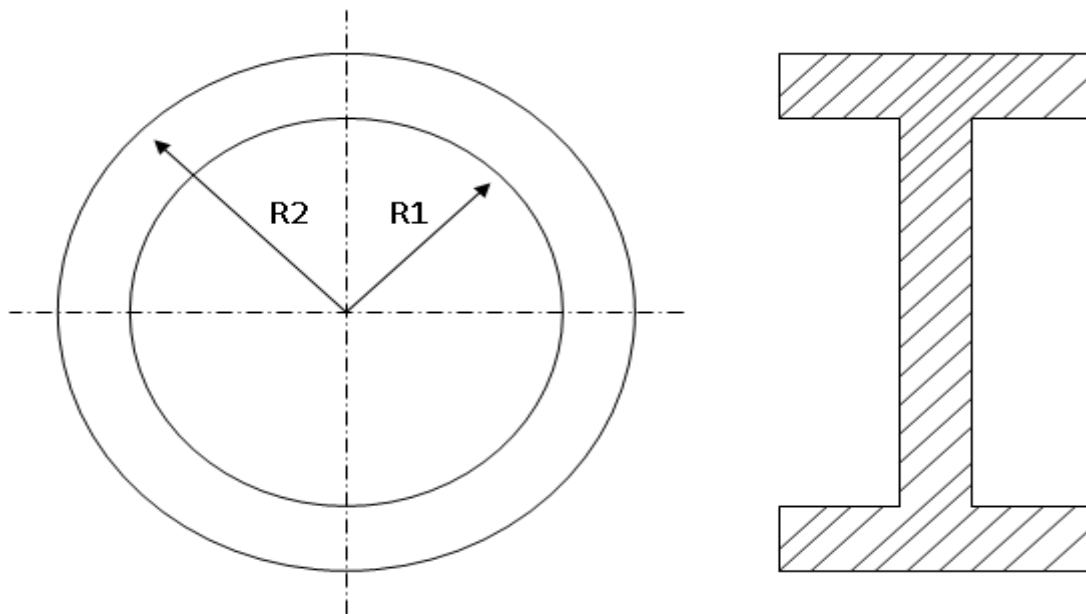


Figure III.9 : Coupe type du volant d'inertie

5. Clapet by-pass : [STA]

Un by-pass est une conduite équipée d'un clapet dans le sens amont qui court-circuite une pompe, un by-pass est placé entre l'aspiration et le refoulement de la pompe, il est muni d'un clapet fermé lorsque la pompe fonctionne normalement.

Au moment d'un arrêt brusque de la pompe, la dépression dans la conduite provoque l'ouverture du clapet et se trouve ainsi imitée à la pression existant à l'aspiration.

Le dispositif est avant tout limiteur de dépression, mais du même coup il limite la surpression, à une valeur égale au plus à la différence entre les hauteurs géométriques au refoulement et à l'aspiration. Ce dispositif s'applique à des hauteurs de refoulement faibles ou avec des canalisations ayant un profil en long favorable, Le clapet interdit par contre e retour d'eau.

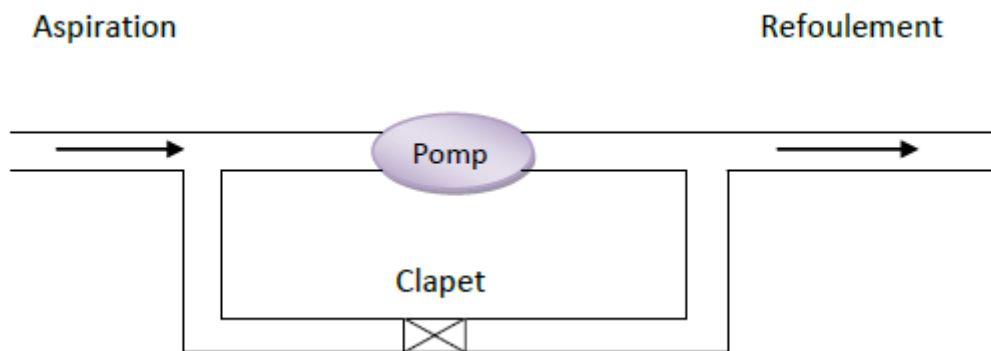


Figure III.10 : Schéma d'une dérivation.

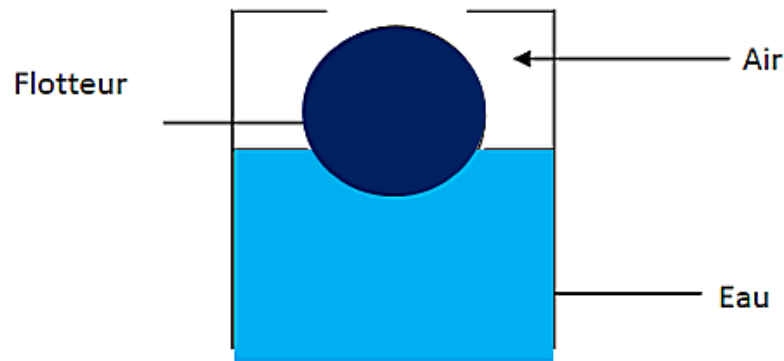
6. Ventouse et clapet d'entrée d'air : [MUN]

Les ventouses sont des appareils permettant d'évacuer l'air contenu dans les conduites, elle consiste donc en un flotteur obturant un orifice lorsque la conduite ne contient pas d'air et le laissant libre lorsqu'il y a de l'air. En absence d'air, s'exercent sur le flotteur vers le haut à la fois la force de pression et la poussée d'Archimède diminuée du flotteur.

Les ventouses ont trois fonctions principales,

- Le dégazage c'est l'évacuation des gaz.
- Fonction dentée d'air pour limiter les dépressions.
- L'évacuation d'air à gros débit et à la pression atmosphérique pour lutter contre les surpressions.

Aux points hauts en place des ventouses à double effet (ou deux ventouses à simple effet), quand la distance entre deux points successives (haut et bas) dépasse 1km, on place des ventouses intermédiaires à mi-chemin environ.



FigureIII.11 : Schéma de principe d'une ventouse

Conclusion :

Nous nous sommes limités dans ce chapitre à la description des divers appareils couramment utilisés dans la protection contre le coup de bélier.

Pour les conduites de refoulement, la dépression est la plus à craindre, la soupape de décharge est le moyen efficace contre les surpressions. Elle est beaucoup plus utilisée dans l'adduction gravitaire.

La cheminée d'équilibre à la station est très exceptionnelle et sera toujours de construction très onéreuse. Elle peut trouver son emploi sur le tracé de refoulement, quand celui-ci comporte, par exemple, des points hauts où peut survenir une cavitation en régime transitoire, même avec l'existence d'un anti-bélier.

Cependant, le réservoir d'air est le moyen de protection le plus utilisé, il trouve sa place dans la station de pompage où il peut être surveillé.

Chapitre IV :**Modélisation du coup de bélier****Introduction**

Dans les systèmes hydrauliques en charge, les variations de pression causées par des changements de régime plus ou moins rapides, voire brusques, entraînent des contraintes sur le matériel qui dépassent largement celles du régime statique ou permanent. Le dimensionnement d'une ligne d'adduction gravitaire ou par refoulement se trouve donc affecté par ces valeurs extrêmes.

Une analyse des différents régimes transitoires permettra de déterminer les conditions de dimensionnement ainsi que les mesures de protection pour les cas exceptionnels. Compte tenu de la complexité du phénomène, il n'existe pas de solutions analytiques complètes permettant de résoudre le problème. Des méthodes approximatives, graphiques ou numériques, ont donc pris le relais pour permettre aux ingénieurs de quantifier ce type de phénomènes.

La disponibilité croissante de la puissance de calcul des ordinateurs à un coût décroissant a permis de développer des outils numériques de simulation dont la précision et la fiabilité sont déjà fort acceptables en autant que l'on respecte les conditions d'utilisation.

1. Application

Dans le but de faire une analyse du régime transitoire, en élaborant un programme informatique en langage MATLAB, pour le calcul du coup de bélier dans une conduite de refoulement à caractéristiques connues, refoulant un débit Q constant vers un réservoir à niveau constant. Ce programme est basé sur la méthode des éléments finis, par l'utilisation des équations différentielles, le programme nous permet de calculer les variations de pression engendrées par l'arrêt brusque de la pompe.

L'objectif de ce programme est de faire comprendre la physique du phénomène de coup de bélier (surpression, dépression), à partir de la modélisation du phénomène.

1.1. Méthode de résolution de programme

1.1.1. Discrétisation du domaine

Après l'exécution de programme on utilise l'interface de la PDE pour discrétiser notre réseau (réservoir, conduite, pompe), puis on fait une discrétisation sur la géométrie par un maillage triangulaire.

On considère donc un système, analogue à une situation de refoulement, où l'eau écoule à un débit Q par une vitesse U pour alimenter un réservoir dont le niveau est gardé constant comme proposé sur la figure IV.1.

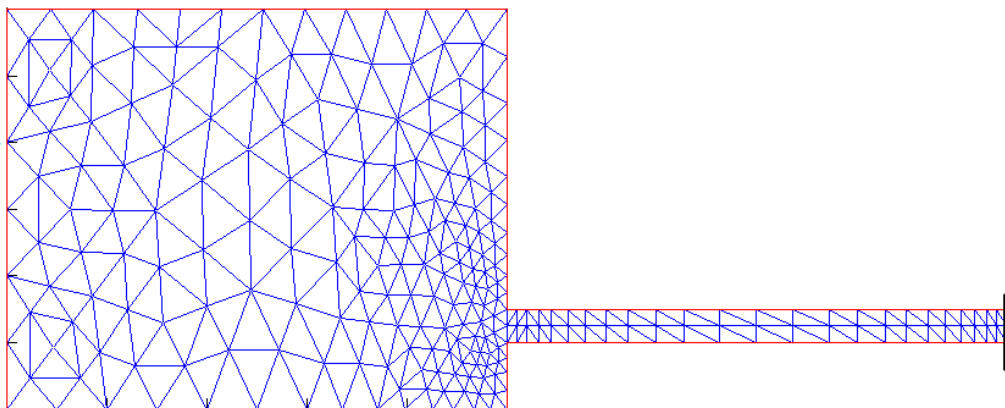


Figure IV.1 : discrétisation géométrique

1.1.2. Simulation du système

Après avoir la discrétisation du domaine d'étude, on concéder une arête brusque de la pompe ou d'une fermeture de la vanne, cette arête engendrée une propagation d'onde le long de la conduite, le front d'onde atteint la surface libre en amont (c'est-à-dire la surface libre du réservoir) les résultats de la simulation sont donner dans la figureIV.2.

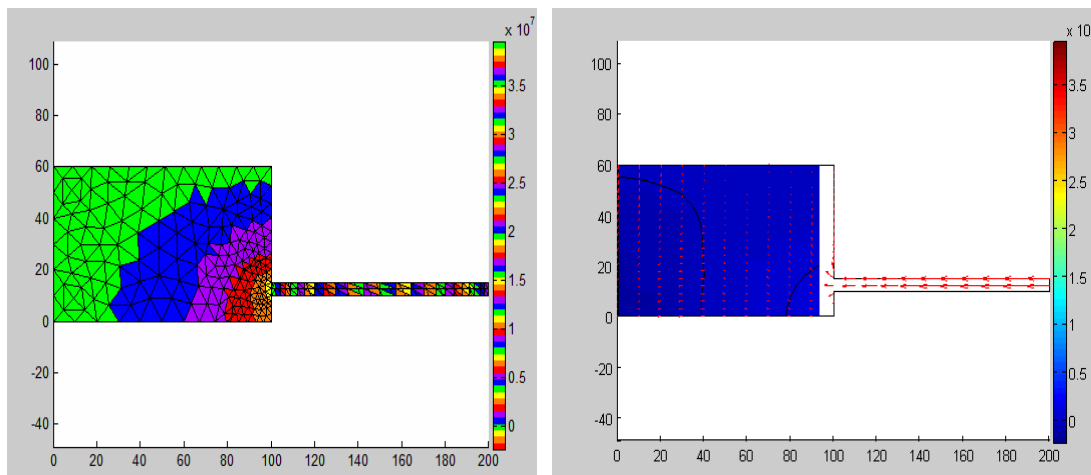


Figure IV.2 : la propagation d'onde au niveau de réservoir

1.1.3. Analyse des résultats

La visualisation sur la figure IV.2 montre les différents ondes qui propagent le long de la conduite jusqu'à l'arrêt du réservoir, l'onde continue de propager à l'intérieur du réservoir, mais elle est dissipée puisqu'il règne à cet endroit une pression constante.

1.1.4. Variation de pression

On constate trois nœuds l'un au niveau de la vanne et l'autre à l'entrée du réservoir, les figures (IV.3)(IV.4) (IV.5) qui montrent l'amortissement de la pression en fonction du temps dans les différents cas.

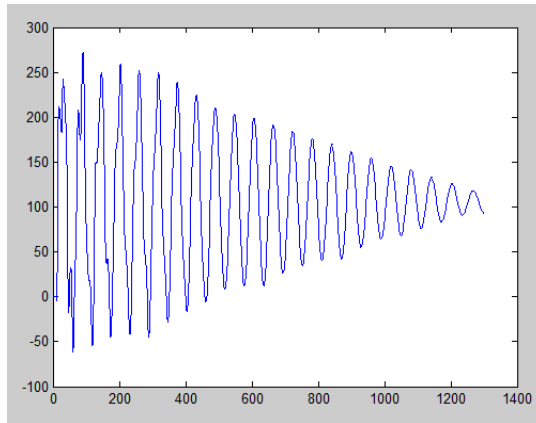


Figure IV.3 : variation de pression au niveau de la du réservoir

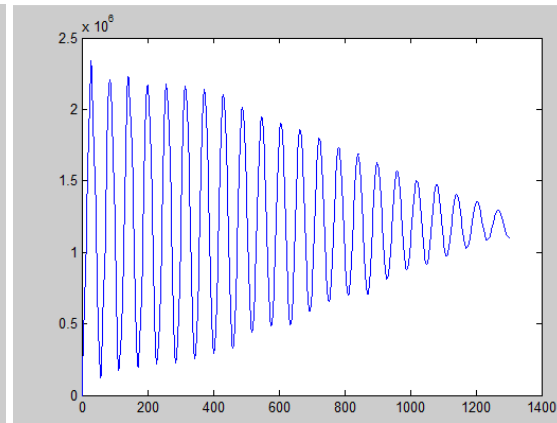


Figure IV.4 : variation de pression au pompe

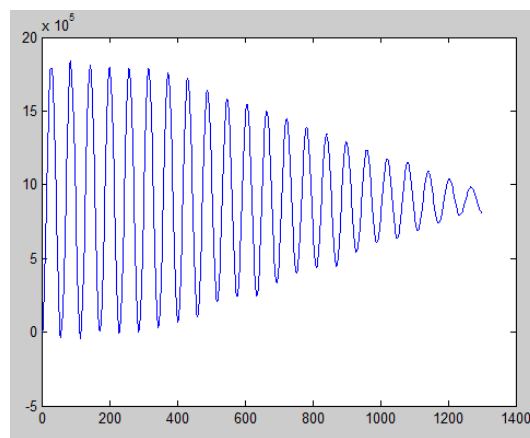


Figure IV.5 : variation de pression au milieu du réseaux

Considérons maintenant notre système est libre, c-à-dire la conduite et le réservoir n'est pas fixée, la visualisation sur un Domain de 3D, nous permet de voir comment la force de l'onde ce réagir sur la conduite et le réservoir, notre system va flotter dans l'espace ce qui signifie l'importance du force créer par l'onde permet de détruire notre réseaux figure.

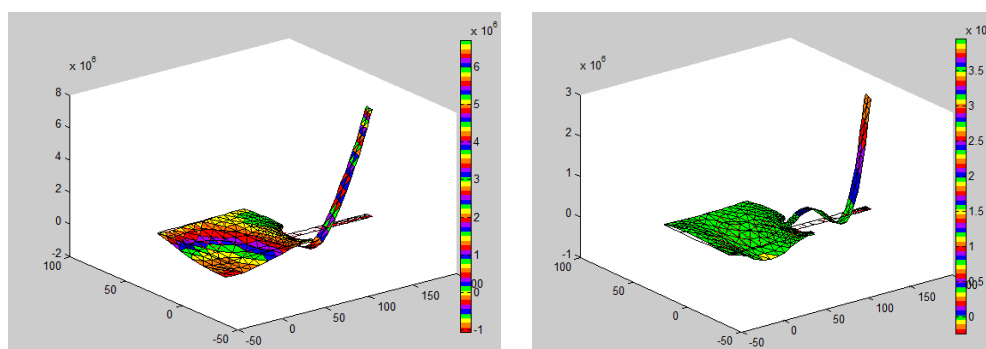


Figure IV.6 : flottation de système a cause de force appliquer

1.1.5. Déformation des réseaux

Si le système n'est pas protégé contre la surpression et la dépression, la continuité du phénomène au court de temps permet de réduire la durée de vie du, ce qui implique que notre réseau va être détruit immédiatement au niveau des points faibles comme la montre la figure

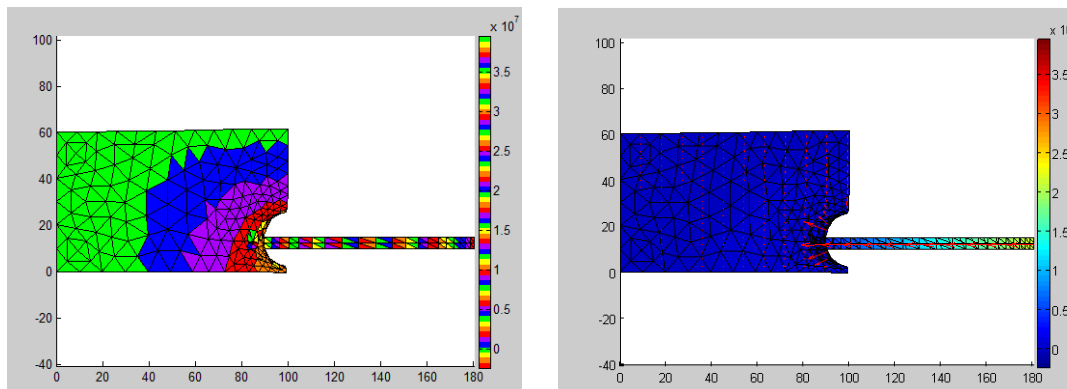


Figure IV.7 : déformation à la liaison de la conduite-réservoir

Cette application consiste à comprendre le phénomène de la propagation d'onde et leur effet sur les ouvrages d'adduction ce qui montre la nécessité de mettre des dispositifs de protection pour dissiper cette énergie et allonger la durée de vie du système.

Remarque : la possibilité de la représentation du réseau dans notre cas est en 2D, par contre dans la réalité il est en 3D.

1. Modélisation des circuits pour l'arrêt d'une pompe

2.1. Les données de base

Les caractéristiques de l'adduction de refoulement sont représentées dans le tableau suivant:

Tableau IV.1: Les caractéristiques des différents tronçons de l'adduction de refoulement.

N° De station	Type de matériau	Q (m ³ /s)	D (mm)	S (m ²)	V (m/s)	L (m)	Hg (m)	K	C (m/s)
SP1-SR1	acier	7,2	2000	2,54	2,29	140	55,5	0,5	1000
SR1-entrée de la galerie	acier	7,2	2500	2,54	1,47	1390	270,5	0,5	
SP2- BE1	acier	7,2	2500	2,54	1,47	13490	230,5	0,5	
SR2-SR3	acier	7,2	2500	2,54	1,47	7946	215	0,5	
SR3-BE2	acier	7,2	2500	2,54	1,47	3996	205	0,5	

Le transfert sera divisé en quatre (4) circuits sont considérés comme indépendants, hydrauliquement, pour les études de régimes transitoires des circuits en charge on a les circuits suivants :

- ✓ Circuit N°1 : SR1 / entrée galerie
- ✓ Circuit N°2 : SP2 / BE1
- ✓ Circuit N°3 : SR2 / SR3
- ✓ Circuit N°4 : SR3 / BE2

Chacun des 4 circuits est modélisé de la manière suivante :

Les niveaux des bassins d'aspiration de chaque station de pompage sont supposés constants et les groupes de pompage seront schématisés par une seule pompe équivalente aux 5 pompes (pompes identiques à une vitesse de rotation égale à 993 tr/min avec un rendement de 0.86, d'un débit de $7,2\text{m}^3/\text{s}$ et de hauteur manométrique nominale H_n).

Tableau IV.2: valeur de définition du bassin d'aspiration et de pompes

Pompes	Circuit N°1	Circuit N°2	Circuit N°3	Circuit N°4
Niveau amont (mNGA)	276.5	577.5	747	959
Niveau aval (mNGA)	602.5	775	959	1182
Pertes de charge (mCE)	3.6	29,38	17,22	9,63
H (mCE)	274.1	259,89	232,22	214,63
Débit total des 5 pompes (m^3/s)	7.2	7.2	7.2	7.2
Puissance nominale (kW)	22776.63	19313.7479	18212.4358	20802.84

2.2. Tuyauterie de refoulement

La tuyauterie de refoulement est modélisée en plusieurs tronçons, permettant de décrire le profil du circuit avec ses principaux point hauts et points bas.

Comme dans toute simulation hydraulique, dans le cadre d'une étude sur un réseau complet et dans le but de simplifier le calcul, il n'est pas nécessaire de conserver tous les nœuds et tronçons. On veillera à conserver les nœuds et les tronçons importants, du point de vue du phénomène transitoire,

La vitesse de propagation de l'onde, dépendante du type de canalisation choisit DN1800 avec une épaisseur uniforme de 14 mm et une nuance d'acier de 360 MPa pour le refoulement, sera prise $a = 1\,000$ m/s.

Le tableau suivant représente les différentes caractéristiques de la distance et de la cote de chaque circuit :

Tableau IV.3 : les différentes caractéristiques de la distance et de la cote de chaque circuit.

tronçon	circuit n°1 SR1 /G		circuit n°2 SP2-BE1		circuit n°3 SR2 / SR3		circuit n°4 SR3 / BE2	
	Z nœud (m)	Distance (m)	Z nœud (m)	Distance (m)	Z nœud (m)	Distance (m)	Z nœud (m)	Distance (m)
	328,28	0	570,5	0	738	0	943	0
1	508	840	579	400,64	740,92	452,73	1011,17	673,26
2	600	579,47	547,79	563,08	747,67	347,72	1082,02	838,36
3			595,49	1272,6	782,97	673,31	1085,62	256,47
4			548,02	641,22	755,54	358,54	1079,6	167,34
5			617,88	1179,16	897,36	4578,12	1139,06	480,98
6			507,41	1543,76	879,47	500,81	1154,46	501,03
7			583,5	1416,52	939,03	904,91	1182,02	762,63
8			532,53	4229,66				
9			769,77	2290,36				

2.3. Schéma hydraulique des défèrent circuit

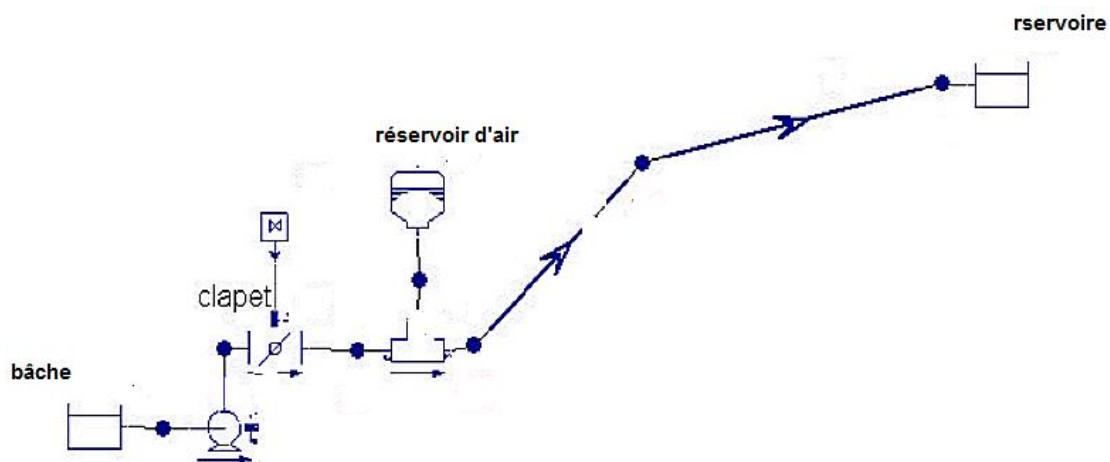


Figure IV.8 : schéma hydraulique circuit n°1 SP1 /G

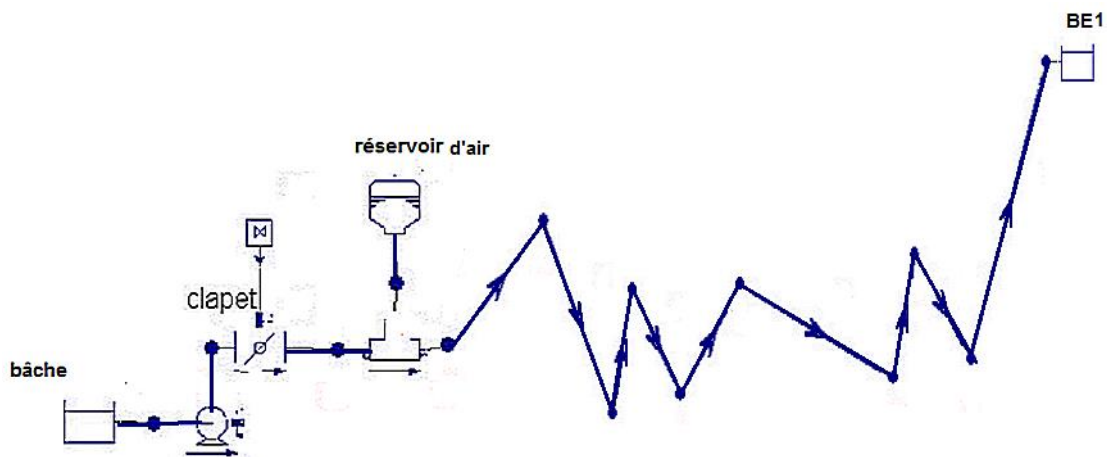


Figure IV.9 : schéma hydraulique circuit n°2 SP2 /BE1

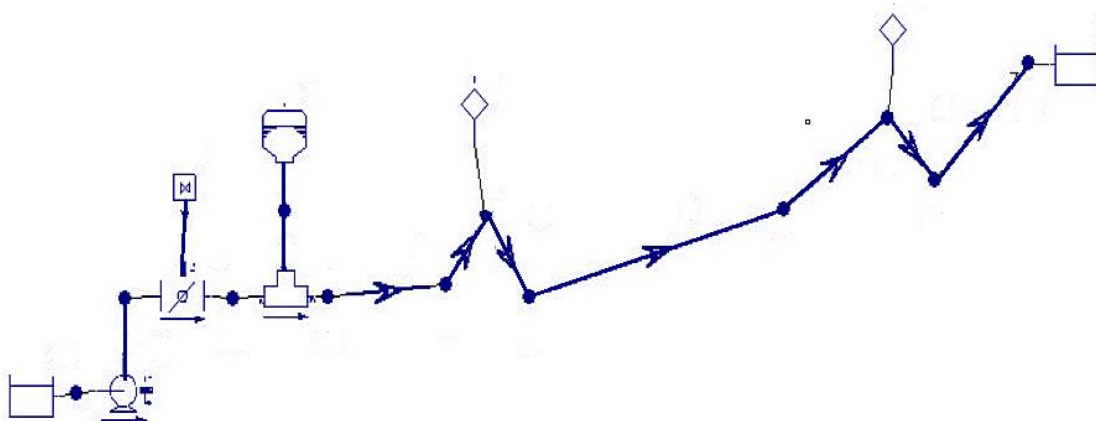


Figure IV.10 : schéma hydraulique circuit n°3 SR2 /SR3

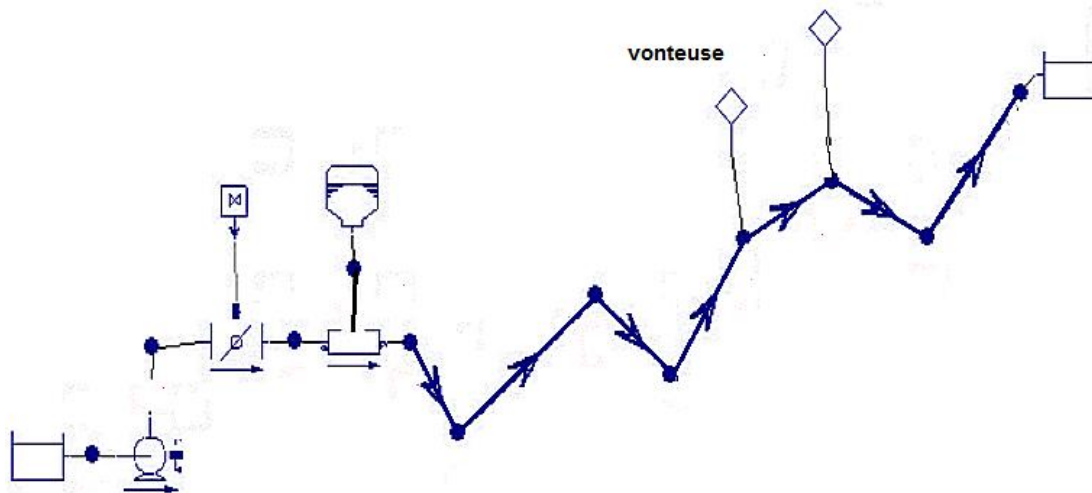


Figure IV.11 : schéma hydraulique circuit n°4 SR3 /BE2

3. Etude des régimes transitoires du transfert

Au cours de l'étude, nous allons déterminer à l'aide d'un logiciel de simulation les pressions minimales et maximales le long de la conduite de transfert à la suite d'une manœuvre ou d'un événement exceptionnel. Puis, on établira un choix d'équipements de protection adéquat afin de réduire l'amplitude des régimes transitoires à des limites admissibles.

L'analyse des régimes transitoires s'effectuera à l'aide du logiciel Cebelmail.

3.1. Etapes de calcul

- a) Définir le régime permanent initial. Dans le cas où il existerait plusieurs régimes permanents, on prendra le cas le plus défavorable pour l'étude du régime transitoire ;
- b) Déterminer les éléments susceptibles d'engendrer un phénomène transitoire ;
- c) Effectuer le calcul en régime transitoire suivant les différents scénarii envisageables sans dispositifs de protection et évaluer l'amplitude du coup de bélier ;
- d) Choisir et dimensionner les protections anti-bélier aux sections présentant des surpressions ou dépressions excessives. Le dimensionnement s'effectue par calculs successifs jusqu'à obtention de courbes enveloppes des pressions minimales et maximales admissibles le long de la conduite.

3.2. Présentation du logiciel Cebelmail

Cebelmail est un logiciel de modélisation des phénomènes transitoires par la méthode des caractéristiques causées par une large gamme de composants. Le logiciel a été développé dans les années 80 par une équipe du CEMAGREF, notamment par Maurice MEUNIER, auteur de l'ouvrage "les coups de béliers et la protection des réseaux d'eau sous pression", puis traduit du FORTRON au C++ et amélioré par la société DIADEME en 1993.

Les potentialités de modélisation du logiciel sont multiples :

- ❖ Simplicité de la gestion des réseaux par une combinaison de nœuds et d'arcs ;
- ❖ Analyse des régimes transitoires par la méthode des caractéristiques ;
- ❖ Traitement des réseaux ramifiés et maillés ;
- ❖ Modélisation en transitoire des pompes, vannes de régulation, soupapes de décharge, cheminées d'équilibre et réservoirs d'air ;
- ❖ Analyse de la cavitation/séparation de liquide.

3.3. Hypothèses de calcul

La résolution des équations caractéristiques s'effectue par pas de temps sur une durée limitée par l'utilisateur et reposant sur les hypothèses suivantes :

- Ecoulement d'un liquide unidimensionnel ;
- Pas de réactions chimiques ;
- La vitesse de propagation de l'onde reste constante pendant le régime transitoire ;
- Fluide newtonien.

3.4. Paramètres essentiels de la modélisation

- La représentation respectueuse du profil de la conduite avec ses points hauts, ses points bas, les nœuds correspondant aux changements importants de pente et aussi ceux sur lesquels sont placés des équipements ;
- La schématisation du réseau de façon à retenir que les nœuds et tronçons importants. Il en résultera une simplification des calculs et une réduction du temps d'exécution significative ;
- Bien définir les extrémités des conduites (niveaux des réservoirs, ouvertures libres, bouts morts...) ;
- La représentation fidèle du fonctionnement et des caractéristiques des équipements suivant les données proposées par le logiciel ;

3.5. Circuit SR1- entrée de la galerie

Considérons notre système de pompage sans protection, La vanne clapet située à l'amont du système est fermée immédiatement, la simulation par le logiciel nous donne les résultats suivant :

Le tableau suivant qui représente les cotes de la ligne de pression et de dépression ainsi que la cote de terrain.

Tableau IV.4 : caractéristique de déférente cote des lignes de pression

Distance	Z_{\max}	Z_{\min}	Z_{sol}	$Z_{\min} - Z_{\text{sol}}$
0	659,170132	454,307281	333	121,307281
1383,47	604,000071	603,99992	600	3,9999195

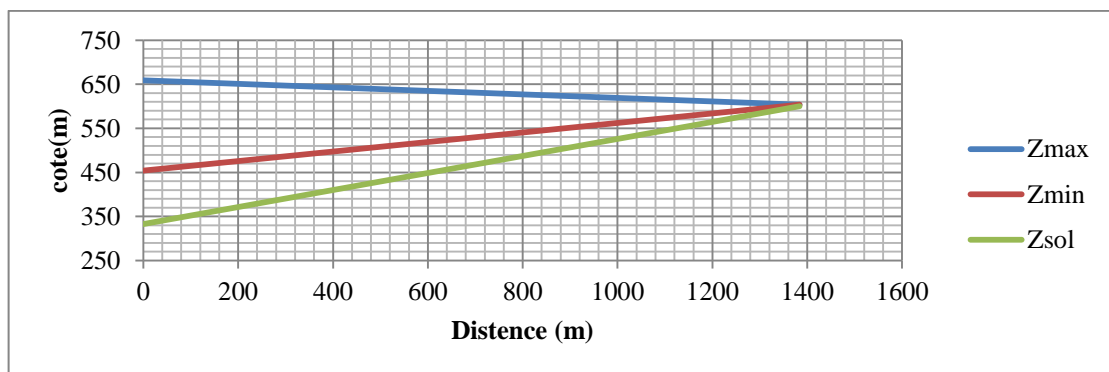


Figure IV.12 : Courbes enveloppes des pressions

On constate à partir de la figure IV.12, il n'y a pas de surpression et de dépression le long de la conduite de refoulement dans ce tronçon. Il est donc n'y pas nécessaire de prévoir des dispositifs de protection au niveau de ce tronçon.

La pression maximum dans la conduite de refoulement est de 300 m.CE relatifs, ce qui est compatible avec les caractéristiques des tuyauteries qui déjà choisir.

Remarque

Le dispositif de réservoir d'air dans chaque station de pompage, il est importante, même s'il n'existe pas de pression ou de dépression, pour mettre notre système toujours en sécurité en cas particule d'un arrête brusque ou l'autre dispositif ne fonction plus, donc le réservoir d'aire joue un rôle très important sur la durée de vie de notre system.

3.6. Circuit SP1-BE1 sans protection

Le tableau suivant qui représente les cotes de la ligne de pression et de dépression ainsi que la cote de terrain.

Tableau IV.5 : caractéristique de déférente cote des lignes de pression

Distance	Z_{\max}	Z_{\min}		$Z_{\min} - Z_{\text{sol}}$
0	808,967259	574,312951	571,5	2,8129513
400,64	807,932666	574,710799	579	-4,2892014
963,72	806,478597	575,068817	547,79	27,2788172
2236,32	803,1923	576,59722	595,49	-18,8927803
2877,54	801,536446	577,692814	548,02	29,6728136
4056,7	798,491443	580,323099	617,88	-37,5569012
5600,46	794,504916	584,465269	507,41	77,0552691
7016,98	790,846999	589,740832	583,5	6,2408318
11246,64	793,620307	643,498943	532,53	110,968943
13537	774,010072	774,009922	769,77	4,2399216

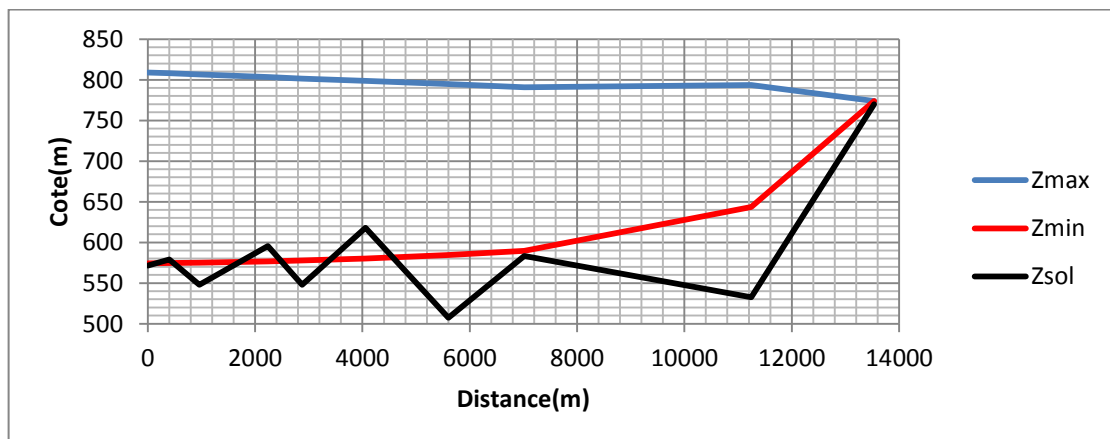


Figure IV.13 : Courbes enveloppes des pressions

On constate à partir de la figure IV.13, il n'y a pas de surpression et de dépression à l'aval de système de pompage, il y a de dépression au nœud « 2 » de l'ordre de -5 m.CE et au nœud « 3 » de l'ordre de -20 m.CE et de -38m.CE au nœud «6» respectivement. Il est donc nécessaire de prévoir des dispositifs de protection au niveau de ces nœuds.

La pression maximum dans la conduite de refoulement est de 280 m.CE relatifs, ce qui est compatible avec les caractéristiques des tuyauteries qui déjà choisir

Afin de réduire la dépression sur cette ligne de refoulement, nous somme essayer de disposé d'une ventouse aux niveaux des nœuds de dépression avec un diamètre déterminé, Le choix des dimensions de la ventouse se fait par calculs successifs jusqu'à obtenir une courbe enveloppe des pressions incluse dans la courbe enveloppe des pressions admissibles. Une fois les dimensions définies, un deuxième calcul doit être réalisé sur une durée de calcul plus longue comme dans le cas des calculs de vérification de protection existante.

Ces ventouses automatiques, en dehors de la suppression des poches d'air en fonctionnement normal, permettent également l'évacuation de l'air lors de la mise en eau de la canalisation et, réciproquement, l'admission de l'air lors de la vidange provoquée de la canalisation, ce qui permet d'éviter la mise en dépression de cette dernière. On opte pour les ventouses à trois fonctions de diamètre 250mm.

3.6.1. Résultats des calculs

La simulation sur le logiciel nous donne les résultats suivants :

Tableau IV.6 : caractéristique de déférentes lignes de pression

Distance	Z_{\max}	Z_{\min}	Z_{sol}	$Z_{\min} - Z_{\text{sol}}$
0	808,967259	587,032184	571,5	15,5321844
400,64	807,932666	589,153771	579	10,1537712
963,72	806,478597	592,293725	547,79	44,5037252
2236,32	803,1923	600,678974	595,49	5,1889735
2877,54	801,536446	605,032182	548,02	57,0121822
4056,7	798,491443	617,80568	617,88	-0,0743205
5600,46	794,504916	614,802136	507,41	107,392136
7016,98	790,846999	613,737607	583,5	30,2376065
11246,64	793,620307	643,499	532,53	110,969
13537	774,010072	774,00992	769,77	4,23992

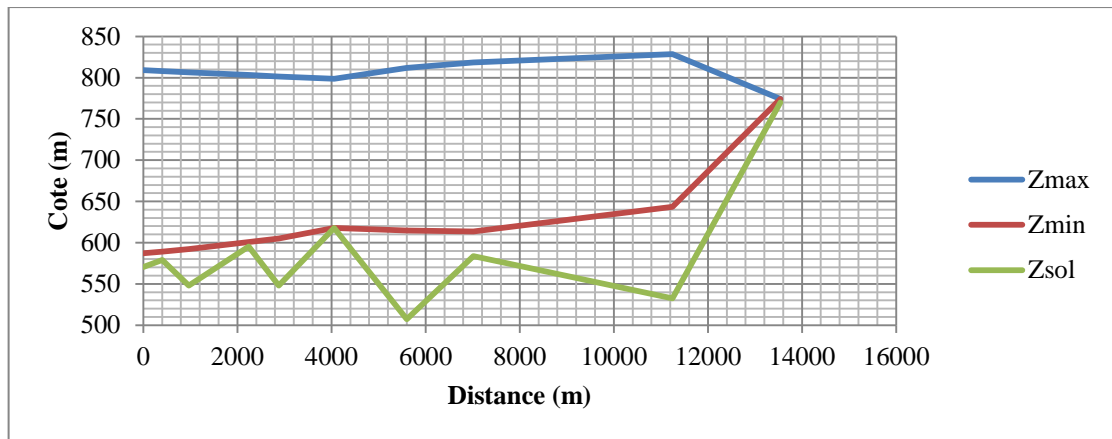


Figure IV .14 : Courbes enveloppes des pressions avec protection par ventouse

3.6.2. Analyse des résultats

A partir de ces résultats (figure IV.14), on constate que la pression maximum dans la conduite de refoulement est environ de 304 m.CE relatifs, ce qui est compatible avec les caractéristiques des tuyauteries qui déjà choisir. Il n'existe aucune dépression le long de la conduite sauf au nœud 6. On remarque une valeur de dépression très petite qui n'a pas d'influence sur notre conduite car nous somme travailler à la pression atmosphérique c'est-à-dire au-dessus de terrain naturelle pour la sécurité c'est on descendre de 1m au-dessous de terrain naturel la dépression n'existe plus.

La fermeture de la ventouse est à prendre en considération. Le retard à la fermeture est souvent bien plus important (plusieurs dixièmes de seconde) que le retard à l'ouverture. Ce retard peut occasionner des régimes transitoires. On propose des ventouses à fermeture contrôlée à la fin de la purge. Il faut tenir compte de la présence de cette fonctionnalité. Dans tous les cas, il faudra poursuivre les simulations au-delà de la fermeture des ventouses, afin de bien englober ces phénomènes de fin de purge.

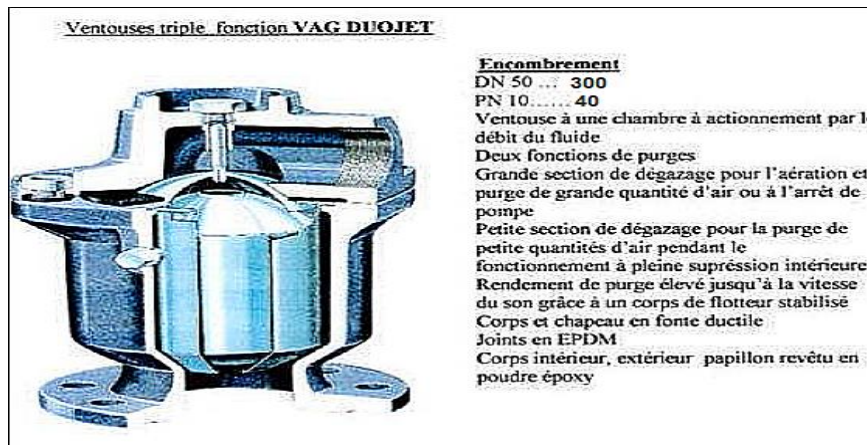


Figure IV.15 : ventouse triple fonction

3.7. Circuit SR2-SR3 sans protection

Tableau IV.7 : caractéristique de différentes lignes de pression

Distance	Z_{\max}	Z_{\min}	Z_{sol}	$Z_{\min} - Z_{\text{sol}}$
0	962,594663	753,032646	738	15,0326461
452,73	961,459692	754,58894	740,92	13,6689395
800,45	960,587976	755,703838	747,67	8,0338384
1473,76	958,900022	758,503156	782,97	-24,4668437
1832,3	958,001181	760,41877	755,54	4,8787699
6410,42	958,841226	839,415687	897,36	-57,9443134
6911,23	954,026299	866,709332	879,47	-12,7606678
7816,14	943,000071	942,999915	939,03	3,969915

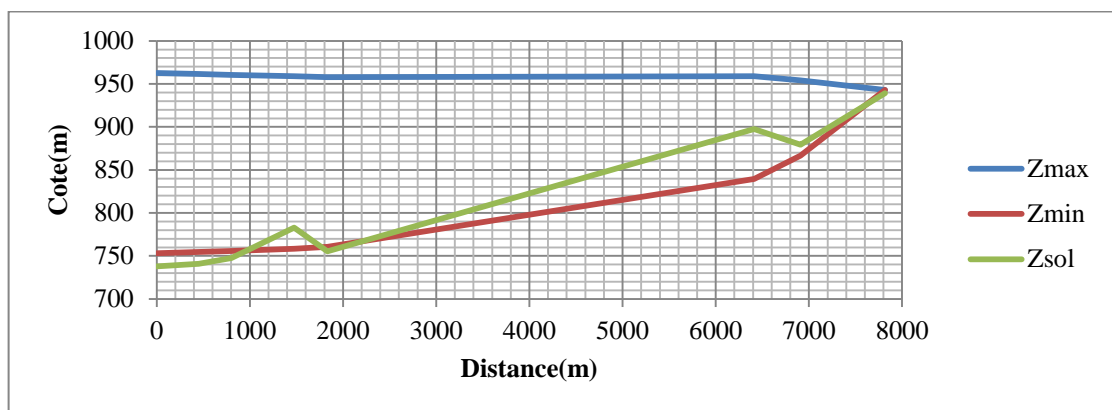


Figure IV.16 : Courbes enveloppes des pressions sans protection

On constate à partir de la figure IV.16, il n'y a pas de surpression et de dépression à l'aval de système de pompage, il y a que de dépression au nœud « 4 » de l'ordre de -24 m.CE, de -60 m.CE et de l'ordre de -13 m.CE respectivement. Il est donc nécessaire de prévoir des dispositifs de protection au niveau de ces nœuds.

La pression maximum dans la conduite de refoulement est de 200 m.CE relatifs, ce qui est compatible avec les caractéristiques des tuyauteries qui déjà choisir.

3.7.1. Choix et dimensionnement des dispositifs

Pour réduire la dépression sur ces nœuds de la conduite de refoulement, on dispose d'un réservoir d'air à l'aval de la station de pompage avec un volume déterminé par calculs successifs. Il doit être conçu pour permettre un écoulement d'eau libre et sans obstacle du réservoir vers la conduite afin de fournir l'eau en réserve à la canalisation en cas d'arrêt des pompes, cela pour induire un changement graduel de la vitesse de l'écoulement et pour réduire l'amplitude et l'onde de dépression du coup de bélier.

Nous sommes aussi essayer de disposé deux ventouses respectivement l'un au nœud «4» et l'autre au neoud «6» aux niveaux des nœuds de dépression avec un diamètre choisi housard.

3.7.2. Résultats des calculs

La simulation sur le logiciel nous donne les résultats suivants :

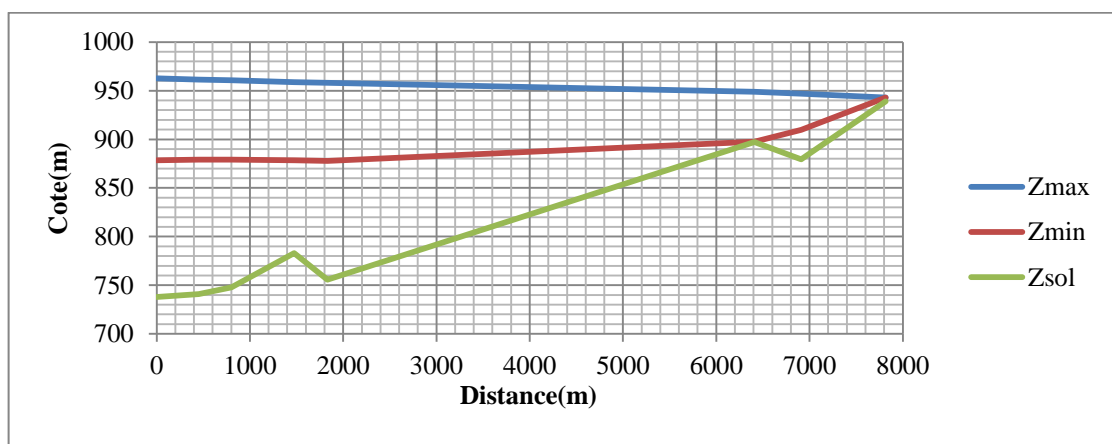


Figure IV.17 : Courbes enveloppes des pressions avec protection par ballon

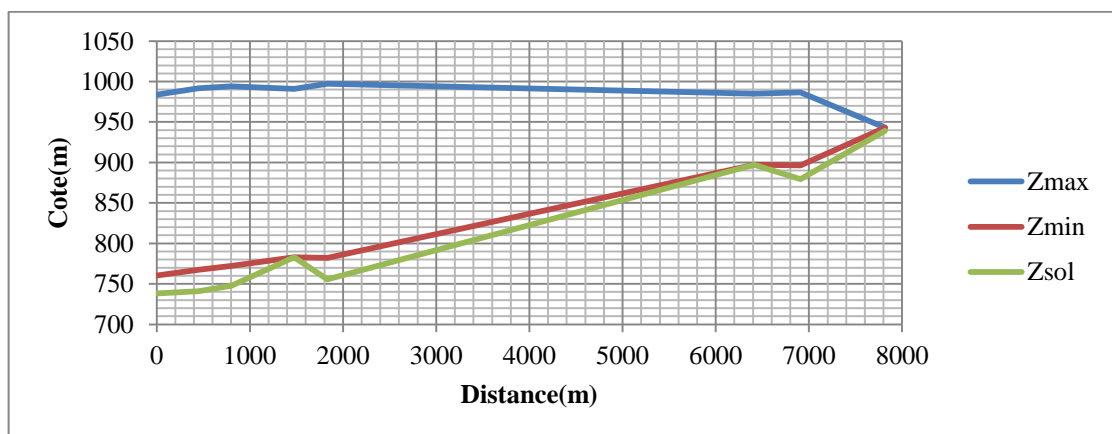


Figure IV.18 : Courbes enveloppes des pressions avec protection par deux ventouse

3.7.3. Analyse des résultats

À partir des résultats on constate des pressions maximales de fonctionnement de l'ordre de 250 m.CE à l'aval de notre system dans le cas d'un ballon, et de 300 m.CE dans le cas d'une ventouse. La dépression n'y pas complètement supprimer il existe dans centaine nœud mais avec des valeurs très petites.

Le volume du réservoir d'air étant proportionnel au volume de la conduite à protéger, la longueur importante environ de 8 km nous conduit à des volumes excessifs qui égale à 3452m^3 c'est un volume très grand ce qui implique à mettre d'autre dispositif anibélier parallèle avec le réservoir d'air, pour réduire le volume de réservoir, le dispositif d'une ventouse n'est pas parfaitement efficace, car la dépression il existe.

Pour réduire les effets de dépression on opte un réservoir d'aire à l'aval de système et on dispose d'une ventouse au nœud « 6 ». Ça permet de réduire le volume de réservoir d'air et d'annuler la dépression complètement sur notre conduite de refoulement.

3.8. Circuit SR3-BE2 sans protection

Tableau IV.8 : caractéristique de déférentes lignes de pression

Distance	Z_{\max}	Z_{\min}	Z_{sol}	$Z_{\min} - Z_{\text{sol}}$
0	1270,34546	1000,91223	943	57,912232
673,26	1271,02518	1014,26915	1011,17	3,099153
1511,62	1265,60051	1036,66985	1082,02	-45,35015
1768,09	1262,74768	1045,49386	1085,62	-40,126144
1935,43	1260,43469	1052,10676	1079,6	-27,493243
2416,41	1246,32323	1075,55702	1139,06	-63,502981
2917,44	1224,06943	1109,01346	1154,46	-45,446539
3680,07	1186,00007	1185,99991	1182,02	3,979909

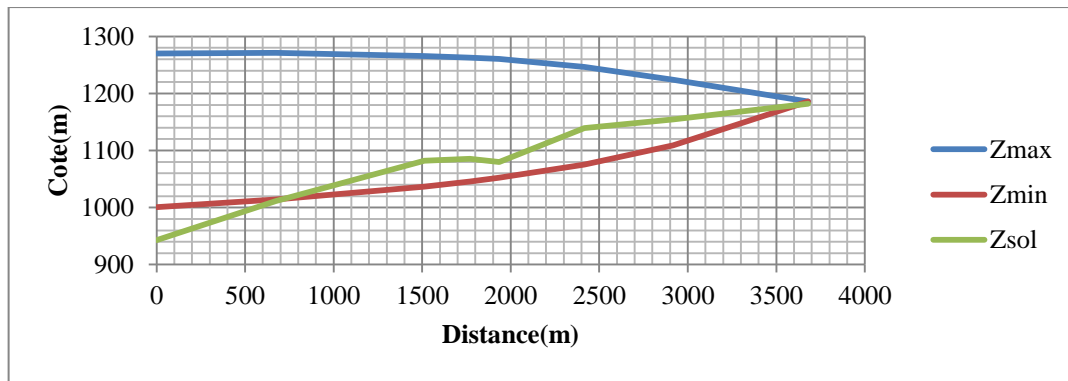


Figure IV.19 : Courbes enveloppes des pressions sans protection

On constate à partir de la figure IV.19, il n'y a pas de surpression et de dépression à l'aval de système de pompage, mais à partir du nœud « 2 » jusqu'à le réservoir de refoulement la conduite de refoulement est totalement en dépression, il varie de nœud à l'autre à partir de 0 jusqu'à -65 m.CE le long de la conduite. Il est donc nécessaire de prévoir des dispositifs de protection au niveau de ces nœuds.

La pression maximum dans la conduite de refoulement est de 300 m.CE relatifs, ce qui est compatible avec les caractéristiques des tuyauteries qui déjà choisir.

Pour réduire la dépression sur ces nœuds de la conduite de refoulement, on opte même conception que les dispositifs précédents sauf dans ce cas on dispose une seule ventouse.

3.8.1. Résultats des calculs

La simulation sur le logiciel nous donne les résultats suivants :

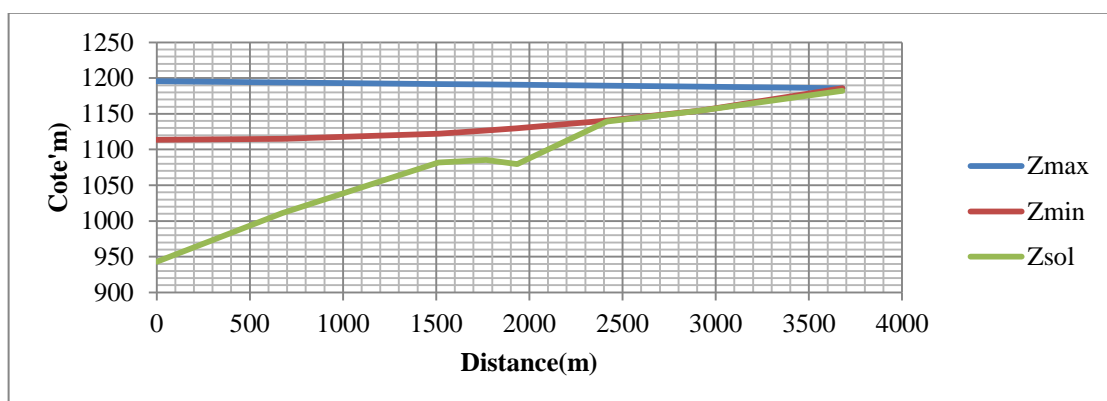


Figure IV.20 : Courbes enveloppes des pressions avec protection par ballon.

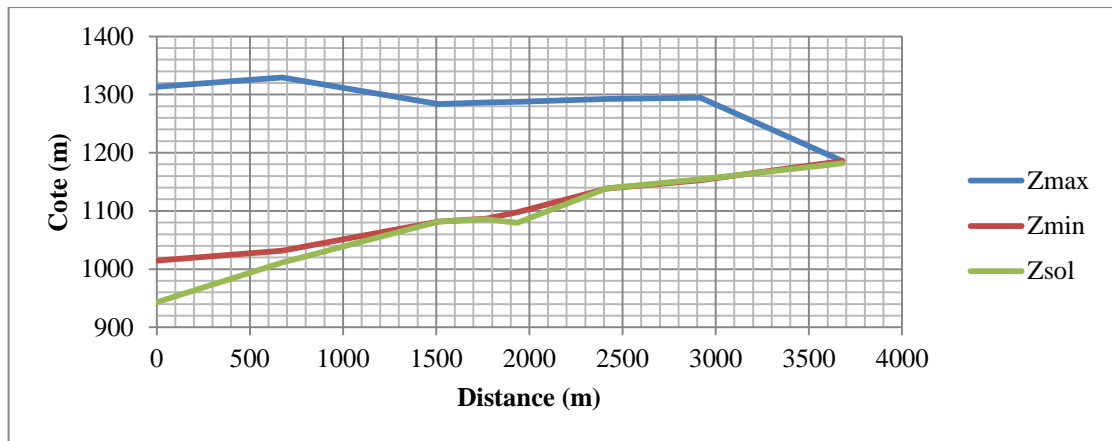


Figure IV.21 : Courbes enveloppes des pressions avec protection par ventouse

3.8.2. Analyse des résultats

À partir des résultats on constate des pressions maximales de fonctionnement de l'ordre de 250 m.CE à l'aval de notre système dans le cas d'un ballon, et de l'ordre de 350m.CE dans le cas d'une ventouse.

Pour réduire les effets de dépression on opte un réservoir d'air à l'aval de système et on dispose d'une ventouse au nœud « 7 ». Ça permet de réduire le volume de réservoir d'air et d'annuler la dépression complètement sur notre conduite de refoulement.

Conclusion

Dans le cas général il est impossible de supprimer complètement les effets du coup de bélier, une fois créé, mais on recherche toujours à atténuer ses effets tels qu'ils ne puissent pas être dangereux pour les installations. Les appareils anti-bélier ont donc pour rôle la limitation des variations brusques des pressions (dépression ou surpression).

Enfin dans le cadre de la gestion et de l'exploitation des systèmes hydrauliques causés par le coup de bélier, il est nécessaire d'incorporer des dispositifs de commande et de protection contre les dépressions et surpressions et réduire le risque de changement des conditions de l'écoulement.

Conclusion générale

L'arrêt brusque d'une pompe provoque une alternance des surpressions et des dépressions susceptibles d'entraîner la rupture des tuyaux.

Donc la réalisation d'études de protection des tronçons de transfert contre les phénomènes de coup de bélier s'avère souvent délicate. Pour que de telles études se passent bien il est nécessaire que les hypothèses et les scénarios à étudier soient clairement précisés par l'ingénieur.

L'utilisation de la méthode des éléments finis pour la création du programme en Matlab, consiste à comprendre le phénomène de la propagation d'onde et leur effet sur les ouvrage d'adduction ce qui montre la nécessité de mettre les dispositifs de protection pour dissiper cette énergie et allonger la durée de vie du système.

En dernière étape, une analyse des régimes transitoires, à travers un développement mathématique du phénomène du coup de bélier, à été réalisée. Ceci a permis d'aboutir à un choix de protections adéquat pour chaque tronçon du transfert et ce, à l'aide du logiciel Cebelmail basé sur la méthode des caractéristiques, sécurisant ainsi les installations.

Pour finir, nous pouvons dire qu'il est essentiel qu'un concepteur de réseau et d'adduction maîtrise bien la physique des écoulements non permanents (transitoires). En effet, en prenant compte les considérations des coups de bélier à toutes les étapes du design d'un système hydraulique, on évite de nombreux ennuis et des coûts importants.

.

BIBLIOGRAPHE

Bergeron, L., ' Du coup de bélier en hydraulique au coup de foudre en électricité. Méthode graphique générale '. Dunod, Paris, 1949.

Carlier M. 'Hydraulique générale et appliquée', Eyrolles, Paris, 1980.

Jean-loup robert. 'Hydraulique urbaine', département de génie civil, faculté des sciences et de génie, 2004.

Djani née S. « Etude du régime transitoire par la méthode des caractéristiques avec analyse d'erreurs », thèse magister, ENP 2008.

Dupont, A. 'Hydraulique urbaine'. Tome II, ouvrages de transport, élévation et distribution des eaux , Eyrolles, 1979.

Jean loup robert. 'Système hydrauliques' GC 1999 Paris VI.

Hervé Oudin. 'Méthode des éléments finis' (Centrale Nantes) , vertion1 Novembre 2008.

Abdessemed F. 'simulation numérique de la propagation des ondes élastique dans les conduites en charge' thèse magister ,Université de Batna 2008.

A.hachemi . 'Analyse du coup de bélier par des méthodes numériques' , M.F.E, ENP Promotion 1994.

Kirouane T. 'Calcul numérique du coup de bélier dans une conduite en refoulement' mémoire de fin d'études : ENSH 2010.

Maougal F. 'Etude du transfert Sétif-Hodna système Ouest , Ighil Emda – Mahouane' projet de fin d'études : ENP 2010

Matringe .J.M. 'Les coups de bélier et la protection des réseaux d'adduction d'eau ' vcharlatte.

Munier .M. 'les coups de bélier et la protection des réseaux d'eau sous pression ' Directeur de l'école nationale du génie rural, des eaux et des forets, 1980.

A .G.H.T.M. 'Les stations de pompage d'eau', 4eme édition, association générale des hygiénistes et techniciens municipaux.

Streeter.V. L.: 'Fluid mechanics', International Student Edition, MacGraw-Hill, 1962.

Saint-gobain. 'Adduction D'eau Potable-Irrigation'.