



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية



République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي

Et de la Recherche Scientifique

جامعة أكلي محند أولحاج

Université Akli Mohand Oulhadj-BOUIRA-

- البويرة -

Faculté des Sciences et des Sciences Appliquées

كلية العلوم التطبيقية والتكنولوجيا

Mémoire de Fin de cycle

En vue de l'obtention du diplôme de Master en Génie Mécanique

Spécialité : énergétique

Thème

**Etude du phénomène du coup de bélier dans
Les installations hydrauliques**

Encadré par :

Mr. LAKHAL.R

Réalisé par :

BOUDAUD Oussama Abdelouahab

YAHIAOUI Yassine

Soutenu le : .../.../2024

Devant le jury composé de :

Mr. AHMANACHE

Président

Mr. ABERKANE

Examineur

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la Recherche Scientifique
Université Akli Mohand Oulhadj - Bouira -
X·O·V·E·X ·K·I·E Γ·K·I·A ·K·X·X - X·Φ·E·O·E·t -



وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
جامعة أكلي محمد أوحاج
- البويرة -

Faculté des Sciences et des Sciences Appliquées

كلية العلوم والعلوم التطبيقية

Génie mécanique

Spécialité : *Energétique*

Autorisation de déposer un mémoire de Master
pour soutenance

Je soussigné, l'enseignant (e) :

..... *LEKHAL Rachid*

L'encadreur du mémoire de fin d'études des étudiants :

- 1- *YAHIAOUI Yassine*
- 2- *BOUDAUD Oussama*

Ayant le mémoire de fin d'études de Master intitulé :

..... *Etude du phénomène du coup de bélier*
..... *dans les installations hydrauliques*

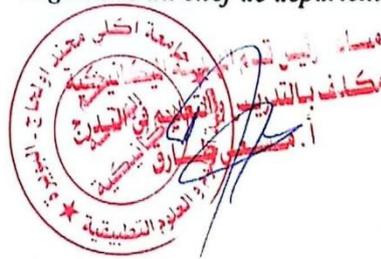
Promotion : *20.23/20..24*

Et après avoir consulté le mémoire dans sa forme finale j'autorise les étudiants à l'imprimer
et la déposer pour la soutenance.

Bouira le : *23/06/2024*

Signature de l'encadreur

Signature du chef de département





نموذج التصريح الشرفي الخاص بالالتزام بقواعد النزاهة العلمية لإنجاز بحث.

انا الممضي اسفله،

السيد(ة) ديحيا وحياسين الصفة: طالب، استاذ، باحث طالب
الحامل(ة) لبطاقة التعريف الوطنية: 40 72 07 418 والصادرة بتاريخ 2023/10/04
المسجل(ة) بكلية / معهد العلوم والعلوم التطبيقية قسم الهندسة الميكانيكية
والمكلف(ة) بإنجاز اعمال بحث (مذكرة، التخرج، مذكرة ماستر، مذكرة ماجستير، اطروحة دكتوراه).
عنوانها: Etude du phénomène du coup de bieler
dans les installations hydrauliques
تحت إشراف الأستاذ(ة): لكحل راسم
أصرح بشرفي اني ألتزم بمراعاة المعايير العلمية والمنهجية الاخلاقيات المهنية والنزاهة الاكاديمية المطلوبو
في انجاز البحث المذكور أعلاه.

التاريخ: 107/117

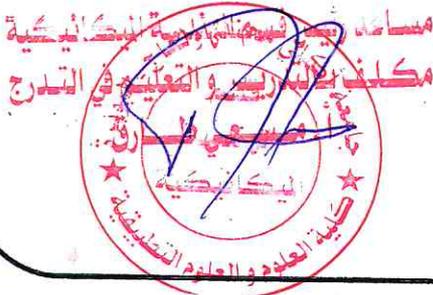
توقيع المعني(ة)

رأي هيئة مراقبة السرقة العلمية:

النسبة:

% 24

الامضاء:



Remerciements

Voici enfin que ce modeste travail arrive à terme. On tient à exprimer toutes notre reconnaissance à ceux qui au long de ce mémoire nous ont apporté leur soutien, la participation de certains a été décisive pour l'aboutissement de ce travail qu'il nous est agréable de présenter tout particulièrement :

Nous remercions ALLAH le tout puissant qui nous a donné le courage et la volonté de mener à bien notre travail.

Ainsi que nos familles de nous avoir soutenus et supporter pendant notre cursus universitaire.

Dr. LEKHAL – RACHID

Vous nous avez fait l'honneur d'accepter de diriger et d'encadrer ce travail. Nous vous remercions pour votre disponibilité, vos conseils précieux et votre soutien pendant la réalisation de ce mémoire. Nous espérons avoir été à la hauteur de vos attentes, Nous garderons un excellent souvenir de votre extrême gentillesse.

Nos sincères remerciements s'adressent aussi aux membres de jury d'avoir accepté de juger notre travail.

Nous tenons également à remercier tous les enseignants du département Génie Mécanique qui ont contribué à notre formation.

Enfin, Nous remercions très chaleureusement toutes les personnes ayant contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Dédicace

Que ce travail témoigne de mes respects

A Ma très chère Mère

Source inépuisable de tendresse, de patience et de sacrifice. Ta prière Et ta Bénédiction m'ont été d'un grand secours tout au long de ma vie. Quoique je puisse dire et écrire, je ne pourrais exprimer ma grande Affection et ma profonde reconnaissance. Puisse Dieu tout puissant, te préserver et t'accorder santé, longue vie et Bonheur.

A Mon très cher Père

De tous les pères, tu es le meilleur. Tu as été et tu seras toujours un exemple pour moi par tes qualités Humaines, ta persévérance et perfectionnisme.

En ce jour, j'espère réaliser l'un de tes rêves.

Aucune dédicace ne saurait exprimer mes respects, ma reconnaissance et mon

Profond amour.

Puisse Dieu vous préserver et vous procurer santé et bonheur.

A mes chères frères et sœurs pour leur dévouement, leur compréhension et leur grande tendresse. Je vous souhaite beaucoup de bonheur et de succès dans vos vies. J'espère que je serai toujours avec vous.

A mon binôme Oussama pour ses grands efforts et pour son soutien continu tout au long de cette période. Je vous souhaite du succès et du bonheur dans votre vie.

A tous mes amis et camarades je ne peux trouver les mots justes et sincères pour vous exprimer mon affection et mes pensées, vous êtes pour moi des frères, sur qui je peux compter.

Yassine

Dédicace

Ce travail est le résultat de nombreuses années de patience, d'efforts et de persévérance

Je dédie ce travail

À celui qui a été mon soutien et mon aide dans les moments difficiles tout au long de ma vie,

merci pour tes encouragements, tes conseils et ton soutien.

À l'homme le plus important de ma vie

mon cher père

Au cœur généreux et à la poitrine compatissante, ma mère bien-aimée

J'espère que vous êtes fier de moi. Merci pour l'éducation que vous m'avez inculquée et de

m'avoir donné l'envie de toujours aller de l'avant.

Je demande à Dieu Tout-Puissant de te protéger pour moi

À ceux avec qui Dieu a renforcé mon soutien et qui ont été ma meilleure aide,

Mes frères et sœurs

A mes grands-parents paternels et maternels. Ceux qui étaient toujours dans mon esprit et

dans mon cœur, leurs prières ont toujours été la raison de mon succès

Je demande à Dieu de les combler de sa miséricorde et de leur accorder le paradis

A mon binôme Yassine pour son effort, sa persévérance et surtout pour sa patience

Pour tous les membres de la famille Boudaoud

A mes chers amis Abdel-Momen, Youssef, Ahmed - Ayoub, Bilal, Yacine, wail, Alouache,

kechkar, Imad chams eldine, islame, fecale

À tous ma promo master 2 Génie Mécanique

Oussama

Résumé

ملخص

الهدف من هذا العمل هو معالجة الظواهر العابرة في التشغيل الهيدروليكي لشبكات إمدادات المياه المتفرعة ومحطات الضخ التي تؤدي، في ظل ظروف معينة، إلى ظاهرة مطرقة المياه. قد أبرزنا، من خلال المعادلات الأساسية التي تحكم هذه الظاهرة، سرعة الموجة الهيدروليكية وحساب قمم الضغط المتولدة وفقاً للخصائص المتعددة والمتغيرة جداً للأنابيب التي تشكل شبكة التفريغ و/أو الإمداد. لقد وصفنا أيضاً الضرر الناجم عن مطرقة المياه التي يمكن أن تؤدي إلى انفجارات الأنابيب وقشل الصمامات وحتى ظاهرة التجويف بالإضافة إلى وسائل الحماية الكافية كمثال على المداخن المتوازنة والخزانات المضادة للمطرقة المائية. وأخيراً، أجرى حساب لمطرقة الماء وفقاً لعدة حالات (فتح/إغلاق صمام، أو بدء أو إيقاف مضخة،...) عن طريق تغيير بعض الاعدادات مثل قطر وطول الأنابيب والسوائل المختلفة: الماء والبنزين والكيروسين والديزل. وأجرى أيضاً حساب للتحقق من خزان حماية خط ضخ لمحطة الجباحية.

الكلمات المفتاحية: مطرقة مائية، تركيب هيدروليكي، موجات اندفاع/فراغ، خزان مضاد للمطرقة مائية.

Résumé

L'objectif de ce travail est de traiter les phénomènes transitoires dans le fonctionnement hydraulique des réseaux d'adductions ramifiés et des stations de pompage qui donnent naissance, sous certaines conditions, au phénomène du coup de bélier. Nous avons mis en exergue, via les équations de base qui régissent ce phénomène, la célérité de l'onde hydraulique ainsi que le calcul des pics de pression engendré en fonction des caractéristiques très multiples et variables des conduites formant le réseau de refoulement et/ou d'adduction. Nous avons aussi décrit les dégâts engendrés à la suite d'un coup de bélier qui peuvent être considérables conduisant à des éclatements des conduites, rupture de vannes et même au phénomène de cavitation ainsi que les moyens adéquats de protection à l'exemple des cheminées d'équilibre et des réservoirs anti-béliers. Enfin, un calcul du coup de bélier a été fait suivant plusieurs cas de figures (ouverture/fermeture d'une vanne, démarrage ou arrêt d'une pompe...) en faisant varier quelques paramètres tels que le diamètre et la longueur de la conduite et pour différents liquides eau, essence, kérosène et gasoil. Un calcul de vérification d'un réservoir d'air pour la protection d'une ligne de pompage de la station de Djebahia a été aussi effectué.

Mots clés : Coup de bélier, installation hydraulique, ondes de surpression/dépression, réservoir anti-bélier.

Abstract

The objective of this work is to address transient phenomena in the hydraulic operation of branched water supply networks and pumping stations that, under certain conditions, give rise to the water hammer phenomenon. We have highlighted, through the basic equations governing this phenomenon, the hydraulic wave velocity as well as the calculation of pressure peaks generated as a function of the very multiple and variable characteristics of the pipes forming the discharge and/or supply network. We have also described the damage caused by water hammer, which can be considerable, leading to pipe ruptures, valve failures, and even cavitation phenomena, as well as appropriate protection methods such as surge tanks and surge tanks. Finally, a water hammer calculation was performed for several cases (opening/closing of a valve, starting or stopping a pump, etc.) by varying some parameters such as the diameter and length of the pipe and for different liquids (water, gasoline, kerosene, and diesel). A verification calculation of an air tank for the protection of a pumping line at the Djebahia station was also carried out.

Keywords: Water hammer, hydraulic installation, pressure/vacuum waves, surge tank.

Liste des symboles

Symbole	Désignation	Unité
L	Longueur de la conduite	m
D	Diamètre intérieur de la conduite	mm
e	Epaisseur de la conduite	mm
U	Vitesse moyenne	m/s
C	Coefficient d'ancrage	/
a	Vitesse de propagation de l'onde	m/s
λ	Coefficient de perte de charge	
g	Accélération due à la gravité	m/s ²
ε	Coefficient de compressibilité du fluide	Pa
E	Module de Young du matériau	Pa
P	Pression au niveau de la conduite	Pa
ρ	La masse volumique du liquide	kg/m ³
S	Section radiale	m ²
Δx	Pas de distance	m
U ₀	Vitesse initiale de l'écoulement	m/s
dP	Variation de la pression	Pa
$\sum F=$	Somme des forces extérieures	N
F _{Poids}	Force de gravité.	N
F _{frottement}	Force de frottement	N
m	Masse de l'élément liquide.	kg
τ	Contrainte tangentielle visqueuse	N/m ²
Q	Débit volumique	m ³ /s
Q ₀	Débit volumique initial	m ³ /s
t	Variable de temps	s
T	Temps de réaction de la vanne	s
v	Vitesse de l'écoulement	m/s
f	Coefficient de pertes de charge linière	/
K'	Coefficient de perte de charge singulière	/
j	Gradient hydraulique	/
H	Hauteur du réservoir	m
ΔV	Différence de volume dans la conduite	m ³

Δt	Pas de temps	s
Δx	Pas de variation d'espace	m
Δh	Valeur de la surpression totale	mCE

Table des Matières

Remerciements	I
Résumé.....	IV
Liste des symboles.....	V
Liste des Figures	X
Liste des Tableaux	XII
Introduction Générale.....	1
I CHAPITRE I : Etude Bibliographique Sur Le Coup De Bélièr.....	2
I.1 Introduction.....	2
I.2 Historique sur le coup de bélier et les modèles développés simulant ce phénomène	2
I.3 Historique sur le phénomène de propagation d’ondes du coup de bélier	7
I.4 Conclusion	11
CHAPITRE II : Généralité sur le coup de bélier	33
II.1 Introduction.....	33
II.2 Phénomène du coup de bélier	33
II.2.1 Définition	33
II.2.2 Risques dus aux coups de bélier.....	33
II.2.2.1 Cas de suppression	34
II.2.2.2 Cas de dépression.....	35
II.2.2.3 Fatigue de la canalisation	36
II.3 Description physique et Présentation du phénomène transitoire.....	36
II.3.1 Généralités	36
II.3.2 Mise en équations :	37
II.3.2.1 Equation de continuité	37
II.3.2.2 Equation dynamique	41
II.3.2.3 Méthode des caractéristiques :	45
II.3.2.4 Les équations d’ALLIEVI	48
II.4 Les différentes causes de Phénomène de coup de bélier	50
II.4.1 Ouverture et fermeture des vannes.....	50
II.4.1.1 Ouverture de vanne	50
II.4.1.1.1 Cas d’ouverture d’une vanne sur une conduite d’adduction gravitaire :	50
II.4.1.1.2 Cas d’une conduite de refoulement.....	50
II.4.1.2 Fermeture de vanne	53
II.4.1.2.1 Cas de fermeture brusque.....	53
II.4.1.2.2 Cas de fermeture lente.....	54
II.4.1.2.3 Cas de fermeture d’une vanne sur une conduite d’adduction gravitaire	56
II.4.3 Arrêt ou démarrage d’une pompe dans une conduite de refoulement :	61

II.4.3.1 Démarrage d'une pompe	61
II.4.3.2 Arrêt d'une pompe	61
II.4.3.2.1 Arrêt instantané :	62
II.4.3.2.2 Arrêt non instantané :	64
II.5 Conclusion :	65
CHAPITRE III : Moyens de protection contre le coup de bélier	49
III.1 Introduction.....	49
III.2 Objectif d'une étude anti-bélier	49
III.3 Moyens de protection contre le coup de bélier.....	49
III.3.1 Soupapes de décharge (protection contre la surpression)	49
III.3.1.1 Composants d'une soupape anti-bélier :	51
III.3.1.2 Emplacement d'une soupape de décharge :	51
III.3.1.3 Principe de fonctionnement d'une soupape de décharge : (exemple d'une soupape de type Série F1 30) :[29]	52
III.3.1.3.1 Caractéristique et composants de soupape F1 30 :	52
III.3.1.3.2 Fonctionnement	53
III.3.1.4 Inconvénients des soupapes de décharge :	54
III.3.2 Les ventouses (Les reniflards) (protection contre la dépression et la surpression) :.....	54
III.3.3 Réservoir d'eau sous pression d'air :.....	55
III.3.4 Cheminée d'équilibre :	58
III.3.4.1 Types de cheminées	60
III.3.4.1.1 Cheminée à étranglement.....	60
III.3.4.1.2 Cheminée à épanouissement :	61
V.3.4.1.3 Cheminée différentielle :	62
III.3.5 Volant d'inertie :	63
III.4 Avantages et inconvénients :	65
III.5 Conclusion :	66
Chapitre IV : Calcul du coup de bélier	67
IV.1 Protection de la conduite gravitaire contre le coup de bélier	67
IV.1.1 Détermination théorique de l'expression générale de la célérité d'onde de coup de bélier	67
IV.1.2 Cas D'une Ouverture / Fermeture D'une Vanne.....	70
IV.1.2.1 Ouverture/fermeture brusque.....	70
IV.1.2.2 Ouverture / Fermeture lente :	73
IV.1.3 Condition de non cavitation.....	74
IV.2 PROTECTION DE LA CONDUITE DE REFOULEMENT CONTRE LE COUP DE BELIER	78

IV.3 Calcul d'un réservoir d'air réel	80
V.3.1 Présentation de la station de pompage	80
V.3.2 Équipements hydrauliques sur la conduite de refoulement :.....	81
V.3.2.1 Célérité des ondes :.....	81
V.3.2.2 Vérification de vitesse :.....	82
V.3.2.3 Calcul de la surpression.....	82
V.3.2.4 Dimensionnement du ballon anti bélier	82
IV. 4 Conclusion :	84
Conclusion générale	85
Bibliographie.....	86

Liste des Figures

Figure (I. 1) : Représentation du phénomène du coup de bélier.**Erreur ! Signet non défini.**

Figure (I. 2) : Théorie générale du mouvement perturbé de l'eau dans les conduites d'impression", par.....	2
Figure (I. 3) : A chambre de mise de charge ; B extrémité aval de la conduite.	4
Figure (II. 1): Dilatation du tuyau [39].....	34
Figure (II. 2) : La détérioration des joints d'expansion suite à un aigu coup de bélier. [39]	34
Figure (II. 3) : Implosion ou écrasement de la conduite [39].....	36
Figure (II. 4) : Conduite aplatie due à un vacuum de la centrale électrique d'ogiwa au Japon en 1979. [39].....	36
Figure (II. 5) : Déplacement d'un élément liquide [40].....	38
Figure (II. 6) : méthodes d'assemblage et d'encrage d'une conduite [40].....	40
Figure (II. 7) : L'action des forces sur un liquide en mouvement dans une conduite sous pression. [40]	41
Figure (II. 8) : Ouverture brusque d'une vanne	50
Figure (II. 9): Changement de l'écoulement au fil du temps dans une conduite de refoulement (a) $t= 0$	50
Figure (II. 10) : Changement de l'écoulement au fil du temps dans une conduite de refoulement. $t = La$	51
Figure (II. 11) : Changement de l'écoulement au fil du temps dans une conduite de refoulement	51
Figure (II. 12) : Changement de l'écoulement au fil du temps dans une conduite de refoulement $t = 3La$	52
Figure (II. 13) : Changement de l'écoulement au fil du temps dans une conduite de refoulement $t= 4La$	52
Figure (II. 14) : En cas de fermeture brusque	53
Figure (II. 15) : En cas de fermeture brusque. [41]	53
Figure (II. 16) : En Cas de fermeture lente.	55
Figure (II. 17) : conduite d'adduction gravitaire présente avec une particularité unique.	56
Figure (II. 18) : L'évolution de l'écoulement au fil du temps. [41].....	60
Figure (II. 19) : Répartition du coup de bélier dans la conduite de refoulement. [41].....	63
Figure (II. 20) : Répartition du coup de bélier, refoulement. []	64
Figure (III. 1) : Soupapes de décharge.....	50
Figure (III. 2) : Composants d'une soupape anti-bélier.	51
Figure (III. 3) : schéma de soupape F1 30.	52
Figure (III. 4) : schéma montrant de soupape anti-bélier F1 30	53
Figure (III. 5) : Ventouse à trois fonctions.	54
Figure (III. 6) : Ventouse à une seule fonction.	55
Figure (III. 7) : Réservoir d'air (station Djebahia)	55
Figure (III. 8) : Réservoir à vessie.	55
Figure (III. 9) : Schéma d'un réservoir à compresseur.	56
Figure (III. 10) : Schéma d'un réservoir à vessie.....	57
Figure (III. 11) : un Cheminée d'équilibre.	58
Figure (III. 12) : Schéma d'une cheminée d'équilibre.....	59
Figure (III. 13) : Coupe d'une cheminée d'équilibre.	59
Figure (III. 14) : Cheminée à étranglement.	60
Figure (III. 15) : Cheminée à épanouissement.....	61
Figure (III. 16) : Cheminée différentielle.	62
Figure (III. 17) : Volant d'inertie vertical.....	63
Figure (III. 18) : Volant d'inertie.....	64
Figure (III. 19) : Concentration de la masse Réservoir.....	64
Figure (IV. 1) : Représentation de l'installation étudiée.	67
Figure (IV. 2) : Célérité de l'onde en fonction du diamètre nominal de la conduite.....	68
Figure (IV. 3) : Colonnes graphiques de changement de célérité en fonction de la nature du matériau pour un DN=12"	69

Figure (IV. 4) : Courbe de la surpression en fonction du débit.....	71
Figure (IV. 5) : courbes de la surpression en fonction du diamètre.	72
Figure (IV. 6) : courbe de changement de temps d’aller et retour en fonction de longueur de conduite en (m). .	73
Figure (IV. 7) : Colonnes graphiques de changement de temps de fermeture pour chaque fluide.....	77
Figure (IV. 8) : Variation du temps de fermeture en fonction du la longueur de la conduite pour différents fluides	78
Figure (IV. 9) : Colonnes graphiques des fluides de changement de V0 en (Litres).....	79
Figure (IV. 10) : schéma de distribution station-kadiria.	80
Figure (IV. 11) : périmètre de la ligne station-kadiria.	81
Figure (IV. 12) : Fiche technique de réservoir anti-bélier.....	83
Figure (IV. 13) : Réservoir anti-bélier 660-4	84

Liste des Tableaux

Tableau III. 1: nomenclature des pièces :.....	52
Tableau III. 2: dimensions des pièces :	53

Tableau III. 3 : La spécificité de la cheminée d'équilibre	63
Tableau III. 4: La spécificité du volant d'inertie.....	64
Tableau III. 5: Avantages et inconvénients des appareils anti-bélier	65
Tableau IV. 1 : les résultats de la célérité d'onde fonction du diamètre	68
Tableau IV. 2 : les résultats de célérité en fonction du module d'élasticité de chaque matériau.....	69
Tableau IV. 3 : les résultats de la surpression en fonction du débit.....	71
Tableau IV. 4 : Résultats de calcul de la surpression maximale en fonction du diamètre de la conduite pour les liquides eau, gasoil, essence et huile.	72
Tableau IV. 9 : Les résultats de l'analyse du temps d'aller et retour en fonction de la longueur	73
Tableau IV. 10: Les résultats du temps de fermeture de l'eau en fonction de la longueur	75
Tableau IV. 11: Les résultats du temps de fermeture de gasoil en fonction de la longueur	75
Tableau IV. 12: Les résultats du temps de fermeture de l'essence en fonction de la longueur.....	76
Tableau IV. 13: Les résultats du temps de fermeture de l'huile en fonction de la longueur	76

Introduction Générale

Introduction Générale

Lorsque, dans un réseau de canalisation véhiculant un fluide, nous modifions localement les conditions d'écoulement (mise en route ou arrêt d'une pompe, manœuvre d'une vanne, etc.) nous introduisons dans le fluide une discontinuité portant sur les paramètres eux-mêmes (pression, vitesse) ou sur leurs dérivées.

En raison de l'élasticité du milieu (fluide + conduite), cette discontinuité se propage de poche en poche avec une célérité souvent élevée, affectant ainsi rapidement une zone étendue de l'écoulement considéré.

Cette perturbation, dont l'amplitude peut être importante et qui se propage, est souvent appelé Onde. En hydraulique, c'est souvent le vocable de coup de bélier. Le coup de bélier est une onde de pression, positive ou négative, provoquée par une variation du régime hydraulique, et se propageant dans le milieu constitué par l'eau et la conduite qui la contient.

Cette onde est caractérisée par une vitesse de propagation ou célérité, qui ne dépend pas en première approximation de l'amplitude de l'onde lorsque celle-ci est faible. Elle se réfléchit sur les obstacles, et en particulier sur les extrémités de la conduite, en changeant de signe ou non suivant les conditions physiques qui y sont rencontrées.

Dans ce travail, nous allons analyser l'écoulement transitoire dans les installations hydrauliques.

Notre travail débutera par une introduction au phénomène transitoire, tout en détaillant les causes et les répercussions du coup de bélier, ainsi que les mécanismes de variation de la pression et de la vitesse lors des coups de bélier positifs et négatifs.

Par la suite, nous examinerons les équations de base de ce phénomène physique pour faire apparaître, via les bilans de masse et de quantité de mouvement appliquée sur un élément de volume de la conduite, les relations nécessaires qui régissent ce phénomène.

Les différentes causes de l'apparition du phénomène du coup de bélier, sont ensuite détaillées dans le troisième chapitre.

Dans le quatrième chapitre nous présenterons les méthodes de prévention et de protection contre le coup de bélier.

Enfin, le cinquième chapitre sera dédié au calcul de quelques cas de figures qui donnent naissance au coup de bélier ainsi qu'aux moyens de protection contre les pics de pression générées par ce phénomène. Nous traiterons aussi en particulier, la station de pompage d'eau de Djebahia via un calcul de vérification des moyens de protection en fonction des données opératoires de la ligne distribution vers la région de Kadiria.

CHAPITRE I :
Etude Bibliographique Sur Le Coup
De Bélier

I CHAPITRE I : Etude Bibliographique Sur Le Coup De Bélier

I.1 Introduction

Depuis près d'un siècle et demi, le phénomène du coup de bélier a fait l'objet de nombreuses recherches visant à développer des formules pratiques pour prédire ses effets dans les conduites. L'importance croissante des installations hydroélectriques a accru l'intérêt pour ce phénomène, qui peut avoir des conséquences graves si non contrôlé.

I.2 Historique sur le coup de bélier et les modèles développés simulant ce phénomène

Le coup de bélier, ce phénomène de surpression dans les conduites d'écoulement, a fasciné les scientifiques dès son apparition. C'est en 1885 que Menabrea s'est attaqué à son étude pour la première fois, ouvrant la voie à une série de recherches approfondies.

Weston, en 1885, a suivi les traces de Menabrea en s'attaquant à la complexité du problème. Carpenter, en 1893, a apporté sa contribution en s'attaquant aux aspects pratiques du coup de bélier et en proposant des solutions pour le contrer. Frizell, en 1898, a quant à lui développé une formule fondamentale reliant la variation de pression à la variation de vitesse dans les conduites. [1]

C'est à l'ingénieur hydraulicien italien Lorenzo Allievi (1856-1942) que l'on doit la solution définitive du problème du coup de bélier. Son mémoire magistral, "Teoria General Del Moto Perturbato Del L'acqua Nei Tubi Impressione", publié en 1903, a marqué un tournant dans la compréhension et la maîtrise de ce phénomène. [2]

En 1913, Allievi a accompli une avancée majeure en formulant une théorie générale du coup de bélier basée sur une analyse mathématique rigoureuse. Il a notamment démontré que les termes convectifs dans l'équation du mouvement dynamique pouvaient être négligés, et a introduit deux paramètres adimensionnels importants :

- Le paramètre de la conduite

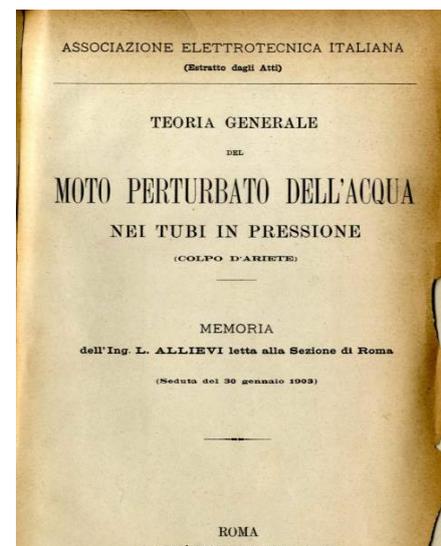


Figure (I. 1) : Théorie générale du mouvement perturbé de l'eau dans les conduites d'impression", par

Lorenzo Allievi 1903

- Le paramètre de la manœuvre de la vanne

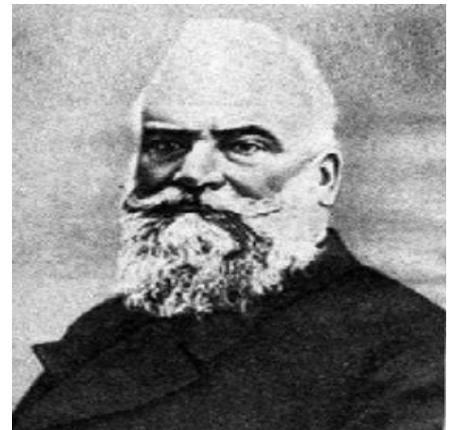
Allievi a également développé des abaques pour faciliter le calcul des surpressions générées par la fermeture linéaire d'un obturateur. Ces outils précieux ont permis aux ingénieurs de dimensionner et de protéger les installations hydrauliques contre les effets néfastes du coup de bélier.

En résumé, les contributions d'Allievi ont été fondamentales pour :

- Comprendre le phénomène du coup de bélier
- Développer des outils pour le prévenir et le contrôler
- Améliorer la sécurité et l'efficacité des systèmes *hydrauliques

Le professeur N. Joukowsky et ses contributions au phénomène du coup de bélier :

Le professeur Nikolai Joukowsky (1847-1921) de l'Université et de l'Institut technique de Moscou a joué un rôle crucial dans l'étude du coup de bélier. Ses travaux, publiés en russe en 1898 et traduits en allemand deux ans plus tard, ont apporté une contribution majeure à la compréhension et à la maîtrise de ce phénomène.



Nikolai Egorovich Joukowsky

Joukowsky a été le premier à mener des études théoriques et expérimentales complètes sur le coup de bélier. Il a notamment développé des équations décrivant le comportement des ondes de pression dans les conduites d'écoulement, et a étudié l'influence de divers facteurs sur la surpression générée par le coup de bélier.

Malheureusement, les travaux de Joukowsky n'ont pas reçu la reconnaissance immédiate qu'ils méritaient. Sa publication en russe a limité sa diffusion dans la communauté scientifique

internationale, et il n'a été cité que quelques années plus tard dans l'Encyclopédie des Sciences Mathématiques.

Néanmoins, les contributions de Joukowski n'en demeurent pas moins fondamentales. Ses recherches ont permis de jeter les bases d'une compréhension moderne du coup de bélier, et ses travaux continuent d'être une source d'inspiration pour les chercheurs et les ingénieurs hydrauliciens. [3]

Nous résumerons d'après les travaux d'Allievi et Joukowski et de Sparre, la théorie des coups de bélier dans une conduite à une seule caractéristique.

Le problème des coups de bélier fait intervenir deux éléments : la compressibilité du liquide et la dilatation de la paroi de la conduite. On néglige en général le frottement intérieur ou l'imparfaite fluidité de l'eau ; on suppose que les composantes transversales de la vitesse par rapport à l'axe de la conduite, pris pour axe des x , sont nulles, et qu'enfin la vitesse n'est fonction que de x et de t , c'est-à-dire qu'elle est la même, à chaque instant, en tous les points d'une même section de la conduite.

On peut résumer, en un mot, le résultat fondamental auquel on arrive : l'étude des coups de bélier se ramène à l'équation de d'Alembert des cordes vibrantes.

Considérons d'abord une conduite horizontale ; en A se trouve la chambre de mise en charge, en B le distributeur (Figure I.3)

L'axe de la conduite est horizontal, le sens positif de l'axe des x est dirigé d'aval

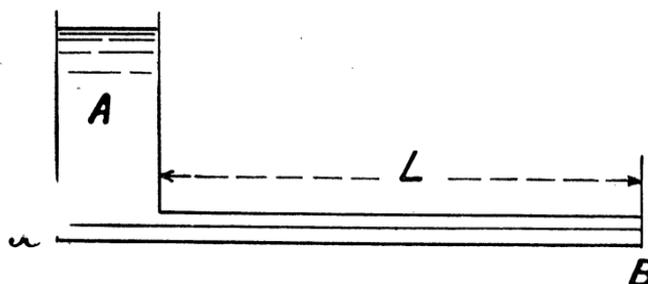


Figure (I. 2) : A chambre de mise de charge ; B extrémité aval de la conduite.

En amont, et par conséquent opposé au sens positif de la vitesse. Les distances x sont comptées à partir du distributeur.

En 1933, l'ingénieur français Louis Bergeron a développé une méthode novatrice pour analyser les coups de bélier dans les systèmes hydrauliques. Cette méthode, connue sous le nom de méthode de Bergeron, s'est rapidement imposée comme la solution de référence dans le domaine et a été utilisée pendant de nombreuses années.



Louis Bergeron

Quatre ans plus tard, en 1937, Bergeron a démontré que sa méthode graphique pouvait être appliquée à d'autres types de problèmes, notamment dans les domaines de l'élasticité et de l'électricité. Il a approfondi ses recherches et publié en 1949 un ouvrage intitulé "Du coup de bélier en hydraulique au coup de foudre en électricité", qui expose en détail les applications de sa méthode. [4]

Il est important de noter que le principe de base de la méthode de Bergeron avait déjà été évoqué par les Autrichiens Kreitner et Lowy en 1928. Cependant, c'est grâce aux travaux de Bergeron que la méthode a été formalisée et largement diffusée.

L'un des principaux avantages des méthodes d'intégration graphique réside dans leur capacité à favoriser une compréhension approfondie du phénomène physique étudié. Elles permettent de visualiser l'évolution des variables et de saisir les interactions entre les différents éléments du système.

Aujourd'hui, avec l'avènement des ordinateurs et l'augmentation exponentielle de leur puissance, les méthodes numériques ont supplanté les méthodes graphiques dans la plupart des applications pratiques. Cependant, la méthode de Bergeron conserve une valeur pédagogique importante et constitue un outil précieux pour la formation des ingénieurs et des scientifiques.

En 1987, Chaudy a présenté une description détaillée de la méthode de calcul des écoulements transitoires par la méthode des caractéristiques. Cette méthode avait déjà été développée par Streeter V.L. aux États-Unis en 1966 et par Vichnievsky K.P. en URSS en 1965.

De nos jours, la méthode des caractéristiques reste largement utilisée et populaire, bien qu'elle présente certaines limites pour le calcul des écoulements transitoires dans des systèmes hydrauliques complexes. Pour pallier ces faiblesses, on peut utiliser des méthodes d'interpolation plus précises ou des schémas numériques tels que les différences finies ou les éléments finis.

Plusieurs chercheurs, dont Jaeger (1933 et 1977), Parmakian (1955) et Wylie et Streeter (1967), ont contribué à l'amélioration des équations fondamentales décrivant les écoulements transitoires. Leurs travaux combinés ont permis d'établir les équations de continuité et de mouvement pour les écoulements en charge instationnaires unidimensionnels (1D). Ces équations constituent le modèle mathématique de la propagation des ondes élastiques dans les systèmes de conduites en charge. En 1985, Les recherches de Mitre et Rouleau sur le coup de bélier en régime laminaire ainsi que ceux de Vardy et Hwang (1991) pour le cas du régime turbulent affirment la validité de l'approche unidimensionnelle (1D) dans le cas des conduites.

Plusieurs chercheurs, dont Léon (2007), Bouso (2010) et Kerger et al. (2010), ont développé des techniques pour étudier le passage d'un écoulement en charge à un écoulement à surface libre. [5]

En ce qui concerne les modèles développés simulant le phénomène du coup de bélier nous citons :

En 1999, Li et McCorquodale ont proposé un modèle basé sur la méthode des caractéristiques (MCR) pour simuler les écoulements transitoires diphasiques. Ce modèle utilise la technique des colonnes rigides pour le calcul dans la zone d'écoulement en charge. Les simulations numériques obtenues avec ce modèle sont en accord avec les résultats expérimentaux.

Cependant, comme pour les modèles avec suivi du front de transition, la forme du front d'onde dans le modèle de Li et McCorquodale est soumise à de nombreuses hypothèses limitatives.

En 2004, Zhou et al. ont proposé un modèle pour simuler le passage d'un écoulement en charge à un écoulement à surface libre dans une conduite. Dans ce modèle, le front d'onde est considéré comme une interface verticale qui avance dans la conduite remplie d'air. Cette interface comprime l'air devant elle, qui est ensuite expulsé à travers les regards.

En 2006, Guizani et al. ont réalisé des expériences sur le passage d'un écoulement en charge à un écoulement à surface libre dans une conduite. Leurs résultats ont montré que la forme du front d'onde est plus complexe et variable que ce que les modèles précédents prédisaient. La

forme du front est fortement influencée par la pression amont : elle a tendance à être plus inclinée lorsque la pression diminue.

En 2006 Vasconcelos et al montrent qu'avec le schéma de Lax-Friedrichs, la célérité de propagation du front d'onde est plus faible lorsque la profondeur et la vitesse sont considérées comme les paramètres de l'écoulement, à la place de la profondeur et du débit.

Une comparaison entre les schémas Lax-Friedrichs et MOC-Hartree effectuée par Sturm (2000) et Vasconcelos et al. (2006b) révèle un retard dans la propagation du front d'onde lorsque l'utilisation de la MOC n'est pas associée à une procédure de localisation du front de transition.

En 2007 Vasconcelos et Wright ont montré que le modèle TPA est capable de simuler le phénomène de coup de bélier (généralisé par une fermeture subite de la vanne) lorsque la célérité des ondes de pressions de l'écoulement est faible. L'acuité des modèles dit "avec capture de choc" dépend généralement de la performance du schéma numérique de calcul et des variables d'écoulement (Toro ,2001).

I.3 Historique sur le phénomène de propagation d'ondes du coup de bélier

Les équations aux dérivées partielles régissant le phénomène de propagation d'ondes du coup de bélier dans une conduite en charge sont de type hyperbolique. Sous cette forme, aucune solution analytique ne se présente pour résoudre les problèmes réels, exception faite de certains cas simples (généralement hypothétiques) sans terme dissipatif et des conditions aux limites simplifiées, lesquels n'intéressent pas les applications d'ingénierie.

Cependant, et pour contourner cette difficulté, plusieurs méthodes numériques ont été appliquées avec succès pour approcher la solution désirée.

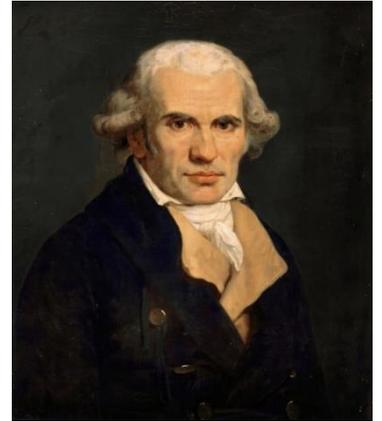
Certaines méthodes n'ont pas réussi à séduire, telles que la méthode spectrale et la méthode d'intégration aux frontières (boundary-integral method), bien adaptées à d'autres types de problèmes, néanmoins les méthodes les plus répandues et explorées dans les problèmes de propagation d'ondes sont (Ghidaoui et al ,2005 ; Young il Kim ,2008).

- La méthode des caractéristiques (MOC).
- Méthode des plans d'ondes (MPO)
- La méthode des différences finies (MDF)
- La méthode des éléments finis (MEF).

- La méthode aux volumes finis (MVF).

A- La Méthode des caractéristiques (MOC) :

Développée en 1789 par Monge, la méthode des caractéristiques permet l'intégration des équations différentielles partielles. Largement utilisée en hydraulique à surface libre pour l'analyse des phénomènes d'écoulements non permanents, elle apparaît aujourd'hui comme étant la méthode standard d'analyse des écoulements transitoires en conduites fermées. Par ailleurs, elle facilite la compréhension du phénomène de propagation et aide au développement des conditions frontière nécessaires à l'utilisation des méthodes basées sur les différences finies explicites. Son développement est largement documenté. [6]



Gaspard Monge

B - La Méthode des plans d'ondes (MPO) :

En plus des schémas numériques basés sur la méthode des caractéristiques, d'autres techniques numériques ont été employées pour analyser les écoulements transitoires.

La méthode des plans d'ondes, inspirée du concept des caractéristiques, s'appuie sur l'approximation de la perturbation par une série d'ondes constantes. Cette approche est dite de premier ordre en espace et en temps. Par conséquent, une discrétisation fine est nécessaire pour obtenir une solution précise.

Cependant, la méthode des plans d'ondes présente des limitations. L'intégration du terme de frottement et la description des phénomènes instationnaires liés à la contrainte tangentielle aux parois posent des défis en termes de rigueur.

L'approximation utilisée dans la méthode des plans d'ondes est de premier ordre en espace et en temps. Cela signifie que la précision de la solution dépend de la finesse de la discrétisation du domaine spatial et temporel. En d'autres termes, plus la discrétisation est fine, plus la solution sera précise.

Cependant, la méthode des plans d'ondes présente certaines limitations. L'intégration du terme de frottement dans l'équation du mouvement n'est pas toujours rigoureuse. De plus, la

méthode peut avoir des difficultés à décrire certains phénomènes instationnaires liés à la contrainte tangentielle aux parois.

C -La Méthode des différences finies (MDF) :

Certains chercheurs ont préféré l'approximation par différences finies à la méthode des caractéristiques pour résoudre les équations aux dérivées partielles du mouvement transitoire, que ce soit sous forme conservative ou non conservative. Ils ont développé de nombreux schémas implicites et explicites à cet effet. [7]

D - La Méthode des éléments finis (MEF):

La méthode des éléments finis est appliquée dans les problèmes de la mécanique des solides et des fluides mais son application est très restreinte dans le calcul des écoulements transitoires. Habituellement, dans ce type de problèmes, des techniques hybrides mettant en œuvre des éléments finis dans le domaine spatial et les différences finies dans le domaine temporelle sont appliquées (Young et Kim, 2008).

L'avantage principal de cette méthode est sa capacité à traiter les géométries complexes du domaine de calcul. A l'opposé, le temps et le volume des calculs restent les inconvénients majeurs de la méthode.

En (1995) Szymkiewicz propose une version modifiée de la méthode des éléments finis appliquées aux équations de transport et des écoulements non permanents. L'approche repose sur une modification de la méthode standard d'intégration dans la méthode de Galerkin. Son application à la résolution des équations de Saint-Venant en écoulement à surface libre, a révélé les mêmes résultats que le schéma de Preissmann avec quelques avantages.

En (2005) Szymkiewicz et Mitosek ont appliqué la même approche pour la résolution des problèmes d'écoulements transitoires en charge. La formulation numérique aboutit à un schéma aux différences finies implicite à six points avec deux paramètres de pondération. La méthode ainsi proposée a montré de meilleurs résultats comparativement à la version standard de la méthode aux éléments finis et aux différences finies.

En (2009) Sattar et al. Ont introduit une nouvelle méthode « Ondelette-Galerkin » pour la résolution des équations hyperboliques du coup de bélier, avec linéarisation du terme de frottement, moyennant l'utilisation de deux types d'ondelettes (Haar et Daubechies) comme base du schéma de Galerkin.

Les auteurs mettent en relief la supériorité de la méthode vis-à-vis de la méthode des caractéristiques mais soulignent en parallèle la difficulté d'implémentation de la méthode dans la mesure où l'on se heurte au problème de décomposition du signal en ondelettes, ce qui laisse la méthode loin d'être pratique.

E -La Méthode des volumes finis (MVF) :

La méthode des volumes finis (VF) est une méthode numérique très utilisée pour résoudre les équations aux dérivées partielles (EDP). Elle est appréciée pour sa robustesse et sa facilité d'application à une grande variété de problèmes.

Après avoir fait ses preuves dans la résolution des EDP hyperboliques, notamment la dynamique des gaz, la méthode VF a été appliquée avec succès aux problèmes d'écoulement à surface libre et au coup de bélier.

En 2000, Guinot a été le premier à appliquer les schémas de type volumes finis au problème du coup de bélier. Il a développé une solution de type Riemann pour simuler le phénomène et a utilisé cette solution pour créer un schéma de Godunov de premier ordre. Ce schéma est très similaire à celui de la méthode des caractéristiques.

En 2004, Zhao et Ghidaoui ont développé et appliqué des schémas aux volumes finis de type Godunov d'ordre un et deux pour résoudre les équations dynamiques et de continuité du coup de bélier. Ils ont démontré que l'influence des termes convectifs est négligeable et que ces schémas sont plus précis et plus efficaces que la méthode des caractéristiques classique.

En 2006 Léon et al, ont utilisé la méthode des volumes finis pour le développement d'un modèle de simulation en temps réel des écoulements transitoires dans les égouts pluviaux.

En 2007 Sabbagh-Yazid et al. Confirment la validé les résultats obtenus par Zhao et Ghidaoui.

En 2009, Léon et al. Ont réalisé des recherches sur l'application des schémas de Godunov au problème d'écoulement instationnaire mixte à surface libre-en charge. Ils ont introduit de nouveaux concepts pour la prédiction des flux numériques aux interfaces, ce qui a permis une meilleure capture de l'information et une amélioration du traitement des conditions aux limites.

[8]

I.4 Conclusion

Le coup de béliet est un phénomène hydraulique complexe qui a fait l'objet de nombreuses recherches depuis sa découverte par Menabrea au XIXe siècle. De nombreuses théories et méthodes de calcul ont été développées pour mieux comprendre et prédire ce phénomène, qui peut causer des dommages importants aux installations hydrauliques.

Les premières approches, basées sur la théorie de la colonne d'eau rigide et la méthode graphique, ont permis d'établir les bases de la compréhension du coup de béliet.

L'avènement de l'informatique a ensuite ouvert la voie à des modèles numériques plus précis et plus sophistiqués, qui permettent de simuler le comportement des coups de béliet dans des réseaux complexes.

En plus des modèles numériques, d'autres outils et techniques ont été développés pour atténuer les effets du coup de béliet, tels que les antibéliet, les chambres d'équilibre et les soupapes de sécurité.

Les recherches sur le coup de béliet se poursuivent aujourd'hui, avec des efforts visant à développer des modèles encore plus précis et à mieux comprendre les effets du coup de béliet sur les installations hydrauliques vieillissantes.

CHAPITRE II :
Généralité sur le coup de bélier

CHAPITRE II : Généralité sur le coup de bélier

II.1 Introduction

Ce chapitre se focalise sur l'étude théorique et physique du phénomène transitoire en tant que régime d'écoulement. Dans un premier temps, nous établirons une typologie des différents types d'écoulements que nous rencontrerons par la suite. Ensuite, nous nous pencherons sur l'analyse physique du coup de bélier en illustrant, par des représentations graphiques, deux cas distincts « Cas d'arrêt brusque de la pompe » et « Cas de fermeture instantanée de la vanne ».

II.2 Phénomène du coup de bélier

II.2.1 Définition

Un coup de bélier est un phénomène physique issu de la vitesse élevée de circulation d'un fluide, dans le réseau. Au quotidien, il est causé par des variations brusques de l'eau, dans les installations hydrauliques.

Lorsqu'elle est en mouvement, l'eau est effectivement soumise à une certaine inertie, qui se voit brutalement freinée lors de la fermeture d'un robinet, d'une vanne. Cette inertie se transforme alors en une onde de surpression, parcourant et faisant trembler les tuyauteries, à l'origine d'un claquement sonore sourd, semblable à un coup de marteau.

Aussi, si les coups de bélier sont généralement hydrauliques, mais ils peuvent également être thermiques (causés par des différences de température dans les canalisations). Ils peuvent être accentués par la présence de "boues" dans les tuyauteries (dépôts de calcaire, accumulation de micro-organismes et résidus issus de la corrosion). [12]

II.2.2 Risques dus aux coups de bélier

Le coup de bélier est un phénomène hydraulique qui se produit dans les conduites en charge et qui peut avoir des conséquences néfastes. Il se caractérise par une variation soudaine de la pression et du débit, pouvant causer des dommages importants à la tuyauterie et mettre en danger la sécurité des installations.

Plus les variations de pression et de débit sont importantes, plus les risques du coup de bélier sont élevés. Cela signifie que les manœuvres brusques, telles que la fermeture rapide d'une vanne, sont particulièrement dangereuses.

II.2.2.1 Cas de surpression

Si la surpression dépasse la pression maximale admissible des tuyaux, cela peut engendrer de graves dangers, tels que :

- Rupture des tuyaux : pouvant causer des inondations et des dommages matériels importants.
- Déboîtement des joints : pouvant entraîner des fuites et des pertes d'eau.
- Dommages aux autres équipements : tels que les réservoirs, les pompes, les vannes et les appareils sanitaires.
- Bruits importants et vibrations : pouvant être gênants et même dangereux pour la santé.

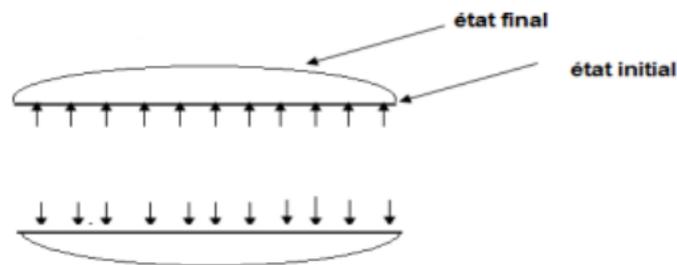


Figure (II. 1): Dilatation du tuyau [13].



Figure (II. 2) : La détérioration des joints d'expansion suite à un aigu coup de bélier. [13]

En plus des dangers immédiats, la surpression due au coup de bélier peut également avoir des effets néfastes à long terme, tels que :

- **Usure des joints et des soudures:** pouvant fragiliser la tuyauterie et augmenter le risque de fuite.
- **Détérioration des dispositifs de coupure et de régulation:** pouvant perturber le fonctionnement du système hydraulique.

Il est donc important de prendre des mesures pour prévenir le coup de bélier et ses effets néfastes.

II.2.2.2 Cas de dépression

Le coup de bélier peut également générer une dépression dans les canalisations. Cette dépression est généralement causée par l'arrêt brusque d'une pompe ou l'ouverture instantanée d'une vanne de sectionnement.

Si la dépression devient inférieure à 10 m.c.e (mètres de colonne d'eau), cela peut engendrer de graves dangers, tels que :

- **Formation de poches de cavitation :** pouvant imploser et créer des dommages importants aux canalisations.
- **Aplatissement de la canalisation par implosion :** si le profil en long de la canalisation est déformable.
- **Aspiration des joints :** pouvant causer des fuites et des pertes d'eau.
- **Détérioration de la couche d'enduit intérieur du tuyau:** par le phénomène de cavitation.

La cavitation est un phénomène qui se produit lorsque la pression d'un liquide descend en dessous de sa pression de vapeur. Cela provoque la formation de bulles de vapeur qui implosent ensuite violemment, ce qui peut endommager les canalisations.

En plus des dangers immédiats, la dépression due au coup de bélier peut également avoir des effets néfastes à long terme, tels que :

- Usure des joints et des soudures : pouvant fragiliser la tuyauterie et augmenter le risque de fuite.
- Détérioration des dispositifs de coupure et de régulation : pouvant perturber le fonctionnement du système hydraulique.

Il est donc important de prendre des mesures pour prévenir le coup de bélier et ses effets néfastes.

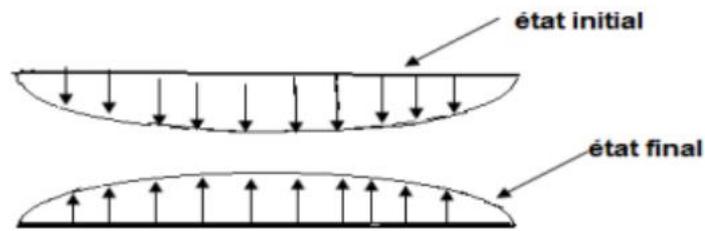


Figure (II. 3) : Implosion ou écrasement de la conduite [13]

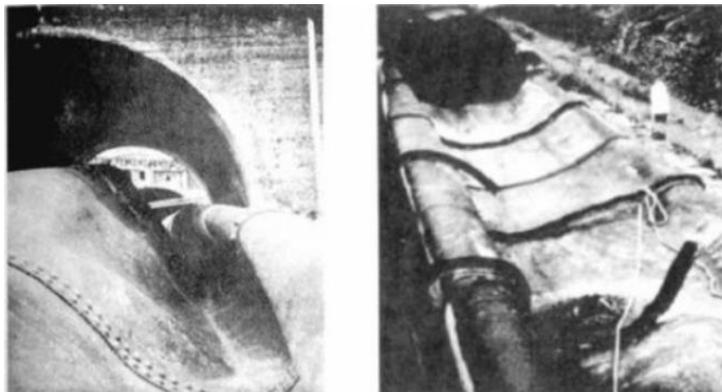


Figure (II. 4) : Conduite aplatie due à un vacuum de la centrale électrique d'ogiwa au Japon en 1979. [13]

II.2.2.3 Fatigue de la canalisation

Le coup de bélier génère des variations de pression dans les canalisations, alternant entre surpression et dépression.

Même si ces variations sont faibles, elles peuvent causer la fatigue du matériau de la canalisation à long terme.

Ce phénomène est comparable à la fatigue que l'on ressent après avoir marché longtemps sur un sol dur.

II.3 Description physique et Présentation du phénomène transitoire

II.3.1 Généralités

On appelle régime transitoire, un phénomène qui se manifeste entre deux régimes stationnaires, autrement dit c'est un écoulement varié, où les paramètres hydrauliques changent:

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

Il peut se produire soit dans un canal à ciel ouvert, soit dans une conduite à écoulement en charge par accroissement ou décroissement du débit. L'écoulement du liquide s'appelle non permanent si la vitesse et la pression varient dans le temps t en point donné de l'espace rempli de liquide en mouvement [14]

Les vitesses et les pressions en mouvement non permanent sont les fonctions de quatre variables indépendantes ; coordonnées x, y, z du point examiné et le temps t .

On distingue un écoulement non permanent en charge et à surface libre, un écoulement non permanent unidimensionnel, bidimensionnel et tridimensionnel.

Un exemple de l'écoulement non permanent unidimensionnel en charge du liquide est un écoulement non permanent apparaissant par suite de la variation du régime de service des dispositifs régulateurs installés sur les tuyauteries.

Un cas particulier d'un tel écoulement est désigné par le terme « coup de bélier » que nous définirons en détail.

II.3.2 Mise en équations :

Ces équations ont été décrites de manière heuristique et publiées par **Saint-Venant** en 1871. Nous allons établir à partir des équations générales qui sont l'équation de continuité et l'équation dynamique.

II.3.2.1 Equation de continuité

Les déformations de masse d'un volume de liquide entre les instants t et $t+dt$ seront étudiées pour l'expression de l'équation de continuité. Selon la figure (II.5), cette masse, qui est exprimée par $\rho.V = \rho.S \Delta x$, est considérée comme constante (Munier 1980 ; Ouragh 1971). [15][16]

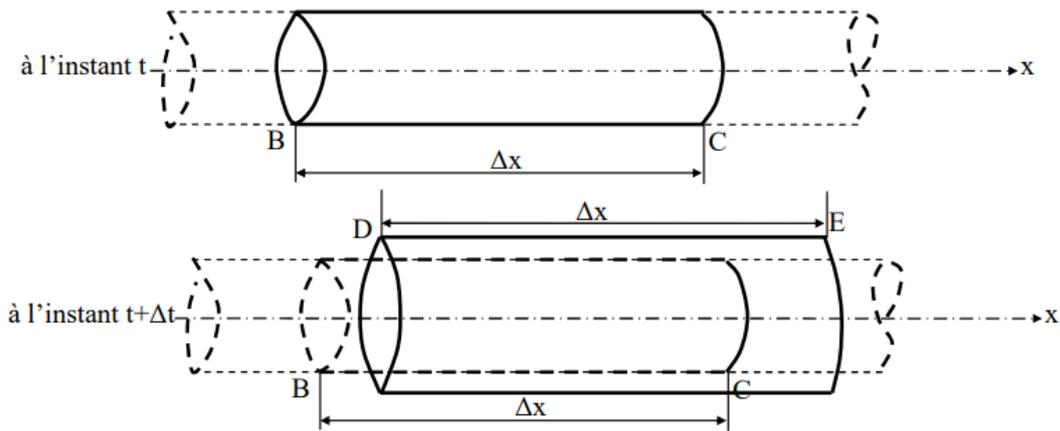


Figure (II. 5) : Déplacement d'un élément liquide [17]

La masse ne varie pas au fil du temps, ce qui permet d'écrire :

$$dm = 0 \Rightarrow d(\rho \cdot S \cdot \Delta x)$$

Avec :

- ρ : la masse volumique du liquide.
- S : la section radiale
- Δx : la variation de longueur de l'élément liquide.

D'où :

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{ds}{s} + \frac{d(\Delta x)}{\Delta x} = 0 \tag{II 1}$$

Changement de taille de l'élément liquide

$$\frac{d(\Delta x)}{\Delta x} = \frac{\partial U}{\partial x} \cdot dt \tag{II 2}$$

Où U est la vitesse d'écoulement dans la direction x .

Variation de la masse volumique de l'élément liquide

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dp}{\varepsilon} \tag{II 3}$$

Où : ε est la compressibilité du liquide et dP la variation de la pression

Variation de section de l'élément liquide :

$$\frac{ds}{s} = \frac{D \cdot C}{E \cdot e} dP \quad (\text{II } 4)$$

Avec :

- D : diamètre intérieur de la conduite.
- e : Epaisseur de la conduite.
- C: coefficient d'ancrage
- E : Module de Young du matériau.

Il suffit de remplacer chaque terme de l'équation (II.1) par les expressions données dans les équations (II.2), (II.3) et (II.4) pour obtenir l'expression de l'équation de continuité en régime transitoire.

$$\frac{dP}{\epsilon} + \frac{D \cdot C}{E \cdot e} \cdot dP + \frac{\partial U}{\partial x} \cdot dt = 0 \Rightarrow \left(\frac{1}{\epsilon} + \frac{D \cdot C}{E \cdot e} \right) \cdot dP + \frac{\partial U}{\partial x} \cdot dt = 0$$

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \left(\frac{1}{\epsilon} + \frac{D \cdot C}{E \cdot e} \right) \cdot \frac{dP}{dt} = 0 \quad (\text{II } 5)$$

On voit que le coefficient de déformabilité $\left(\frac{1}{\epsilon} + \frac{D \cdot C}{E \cdot e} \right)$ dépend d'une part de la compressibilité du liquide, ϵ et d'autre part des caractéristiques du tuyau $\frac{D}{E \cdot e}$ (mince ou épaisse) et de la façon dont il est assemblé et ancré représenté par le coefficient C (Munier 1980 ; Ouragh 1971). [15] [16]

Le coefficient « C » qui dépend de la façon d'assemblage et de l'ancrage de la conduite est représenté par la formule suivante :

$$C = \left(1 - \frac{\nu k'}{2} \right) \frac{d}{d + e} + 2(1 + \nu) \frac{e}{d}$$

Où ν représente le coefficient de Poisson et K' varie en fonction de l'ancrage. Dans le cas où $C=1$, la formule de la célérité devient celle obtenue par Allievi.

Trois cas d'assemblage et d'ancrage sont illustrés dans la figure (II.6) :

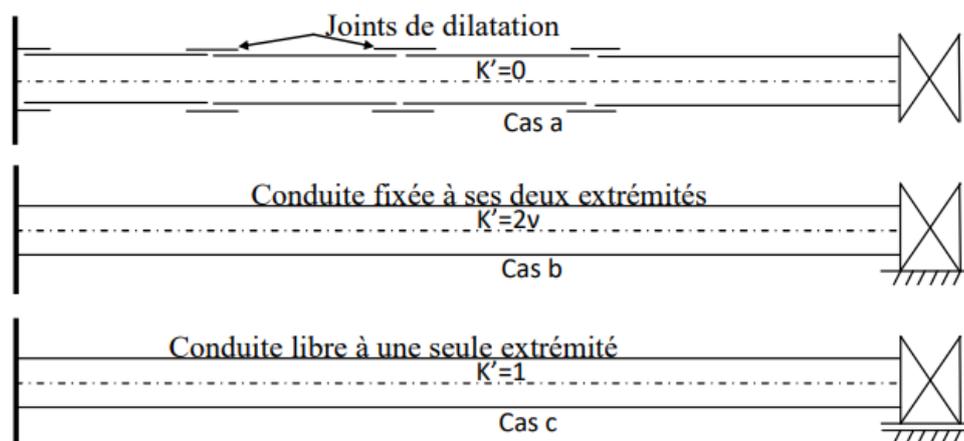


Figure (II. 6) : méthodes d'assemblage et d'encrage d'une conduite [17]

- a) $K'=0$. Si une conduite est équipée de joints de dilatation.
- b) $K'=2v$. Si une conduite est fixée à ses deux extrémités et empêchée de se déplacer longitudinalement.
- c) $K'=1$ pour une conduite à une seule extrémité libre.

Il s'agit donc d'un élément de l'installation sur lequel se base le phénomène du coup de bélier, ce qui conduit à poser :

$$\frac{1}{a^2} = \rho \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{D}{E \cdot e} \cdot C \right) \tag{II 6}$$

La vitesse de propagation de l'onde dans le liquide en régime transitoire est définie par la constante « a ».

Les ondes de surpression et de dépression sont caractérisées. De nombreux auteurs ont donné différentes formules pour identifier la célérité de l'onde pour les conduites composites et autres. Cependant, nous nous contentons pratiquement d'utiliser une formule d'ALLIEVI-JOUKOWSKY qui peut s'écrire comme suit :

$$a = \sqrt{\frac{\varepsilon}{\rho} \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{D\varepsilon}{eE}}}} \tag{II 7}$$

Avec :

ε : Coefficient de compressibilité du fluide.

P : Masse volumique du fluide.

E : Module d'élasticité de la conduite.

D : Diamètre de la conduite.

E : Epaisseur de la conduite.

Comme la dérivée totale de la pression dans une seule dimension, dans ce cas la direction x, s'écrit :

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial P}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial t} = \frac{\partial P}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial x} \tag{II 8}$$

L'équation (II.5) devient :

$$\frac{\partial U}{\partial x} + \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{D \cdot C}{\varepsilon \cdot e} \right) \frac{dP}{dt} = 0 \Rightarrow \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{\rho \cdot a^2} \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial x} \right) = 0$$

$$\rho \cdot \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{a^2} \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial x} \right) = 0 \tag{II 9}$$

L'expression (II.9) est la première équation de Saint Venant

II.3.2.2 Equation dynamique

On peut obtenir la deuxième équation de Saint Venant en utilisant le théorème des quantités de mouvement pour un élément de petit volume qui se déplace à l'intérieur du tube pendant la propagation de l'onde [18]. La figure (II.7) montre les différentes forces exercées sur un élément liquide en mouvement dans une conduite forcée.

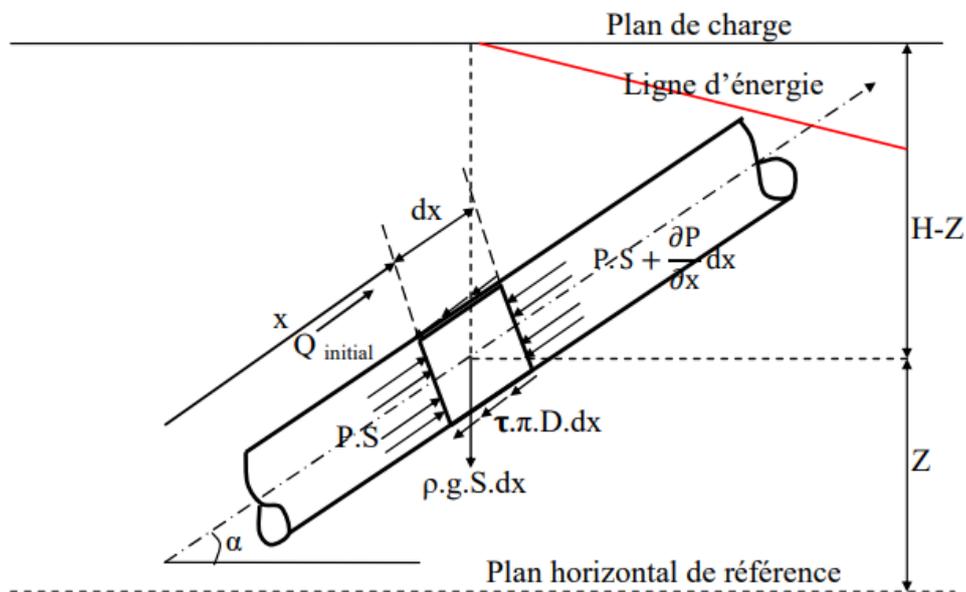


Figure (II. 7) : L'action des forces sur un liquide en mouvement dans une conduite sous pression. [17]

$$\frac{d(m \cdot U)}{dt} = \sum F_{extérieures} \tag{II 10}$$

Avec :

- $\sum F$ = La somme des forces extérieures.
- m : La masse de l'élément liquide.
- U : La vitesse moyenne d'écoulement.

Cela signifie que la somme des forces extérieures exercées sur l'élément fluide est dérivée de la quantité de mouvement.

$$\frac{d(m \cdot U)}{dt} = U \frac{dm}{dt} + m \frac{dU}{dt} \quad (\text{II 11})$$

Le déplacement de l'élément liquide n'affecte pas sa masse, donc $\frac{dm}{dt} = 0$,

Ce qui nous donne :

$$\frac{d(m \cdot U)}{dt} = m \frac{dU}{dt} = \rho \cdot S \cdot dx \frac{dU}{dt} \quad (\text{II 12})$$

Remarquons d'abord :

$$\frac{dz}{dx} = \sin(\alpha) \text{ et } P = \rho g(H - Z) \text{ en négligeant les termes en } \frac{U^2}{2g}$$

Le sens positif des forces extérieures appliquées et projetées sur l'axe de la conduite en prenant la direction de l'écoulement est :

Les forces de pression hydrostatique

$$F_p = P \cdot S - \left(P \cdot S + \frac{\partial P}{\partial x} S \cdot dx \right) = \frac{-\partial P}{\partial x} S \cdot dx$$

Le poids de l'élément liquide représente la force de gravité.

$$F_{poids} = -\rho \cdot g \cdot S \cdot dx \cdot \sin(\alpha)$$

La force de frottement :

$$F_{\text{frottement}} = -\tau \cdot \pi \cdot D \cdot dx$$

Où : τ représente la contrainte tangentielle visqueuse (N/m²).

Exprimons $\sum F_{\text{extérieures}}$ en se référant à la figure (II.7).

$$\sum F_{\text{extérieures}} = \frac{-\partial P}{\partial x} S \cdot dx - \rho \cdot g \cdot S \cdot dx \cdot \sin(\alpha) - \tau \cdot \pi \cdot D \cdot dx \quad (\text{II 13})$$

Le terme qui exprime la variation de la section le long de l'élément $\frac{\partial S}{\partial x}$ a été négligé dans cette dernière expression.

Soit $\tau \cdot \pi \cdot D$ l'expression des pertes de charge représentées par la formule de Darcy-Weisbach est déterminée.

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

La fluctuation de la pression est exprimée par :

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

Les forces de frottement F_r peuvent donc être exprimées sur un segment de longueur L à l'aide d'une des deux formules suivantes.

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

C'est d'où l'on déduit aisément.

$$\tau \cdot \pi \cdot D \cdot L = \Delta P \frac{\pi D^2}{4} \Rightarrow \tau \cdot \pi \cdot D \cdot L = \rho \cdot g \frac{\lambda L U^2 \pi D^2}{D 2g 4}$$

Le rapport entre la perte de charge et la longueur est connu sous le nom de gradient hydraulique.

$$I_{\text{Hydraulique}} = \frac{\Delta H}{L} = \frac{\frac{\lambda L U^2}{D 2g}}{L} = \frac{\lambda U^2}{D 2g}$$

Supposons que $j = I_{\text{Hydraulique}}$, nous obtiendrons :

$$j = \frac{\lambda U^2}{D 2g}$$

$$\tau \cdot \pi \cdot D \cdot L = \rho \cdot g \frac{\lambda L U^2 \pi D^2}{D 2g 4} \Rightarrow \tau \cdot \pi \cdot D = \rho \cdot g \cdot j \cdot S \quad (\text{II } 14)$$

Dans cette expression :

τ : Correspond à la tension unitaire de frottement à la paroi en (N/m²)

λ : Correspond au coefficient de résistance ou de Darcy

D : Correspond au diamètre intérieur de la conduite.

U : Vitesse d'écoulement moyenne.

Supposons que nous représentions $\tau \cdot \pi \cdot D$ dans l'équation (II.13), nous obtiendrons :

$$\Sigma F_{extérieures} = \frac{-\partial P}{\partial x} S \cdot dx - \rho \cdot g \cdot S \cdot dx \cdot \sin(\alpha) - \rho \cdot g \cdot j \cdot S \cdot dx \quad (II\ 15)$$

Lorsque l'équation (II.15) est intégrée dans l'équation (II.13), on obtient :

$$\frac{d(m \cdot U)}{dt} = \Sigma F_{extérieures}$$

$$\rho \cdot g \cdot dx \cdot \frac{du}{dt} = \frac{-\partial P}{\partial x} S \cdot dx - \rho \cdot g \cdot S \cdot dx \cdot \sin(\alpha) - \rho \cdot g \cdot j \cdot S \cdot dx$$

Si $\rho \cdot g \cdot dx$ est simplifié, nous obtenons :

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

Ou en d'autres termes :

$$\frac{dU}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = -g \cdot (\sin(\alpha) + j) \quad (II\ 16)$$

La formule (II.16) correspond à la deuxième équation de Saint Venant.

Étant donné que la pression exercée sur le liquide est représentée par :

$$P = \rho \cdot g(H - Z) \Rightarrow \frac{\partial P}{\partial x} = \rho \cdot g \left(\frac{\partial H}{\partial x} - \frac{\partial Z}{\partial x} \right)$$

Étant donné que :

$$\frac{\partial Z}{\partial x} = \sin(\alpha)$$

$$\frac{dU}{dt} = -\frac{1}{\rho} \left(\rho \cdot g \left(\frac{\partial H}{\partial x} - \sin(\alpha) \right) \right) = -(\sin(\alpha) + j)$$

$$\frac{dU}{dt} + g \frac{\partial H}{\partial x} - g \cdot \sin(\alpha) = -g \cdot \sin(\alpha) + j \Rightarrow \frac{dU}{dt} + g \frac{\partial H}{\partial x} = -g \cdot j$$

La dérivée totale par rapport au temps de la vitesse est écrite en utilisant les dérivées partielles, en tenant compte de :

$$\frac{\partial x}{\partial t} = U$$

$$\frac{dU}{dt} = \frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial U}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial t} = \frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x}$$

Transformons celle-ci dans la précédente et nous obtiendrons :

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + g \frac{\partial H}{\partial x} = -g \cdot j \quad (\text{II } 17)$$

La dérivée totale de la vitesse peut également être remplacée dans la seconde équation de Saint Venant, ce qui donnerait :

$$\frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = -g \cdot (\sin(\alpha) + j) \quad (\text{II } 18)$$

La deuxième équation de Saint Venant est l'équation (II.18).

$$\begin{cases} \rho \cdot \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{a^2} \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial x} \right) = 0 \\ \frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = -g \cdot (\sin(\alpha) + j) \end{cases} \quad (\text{II } 19)$$

Ces deux équations expriment la variation de deux paramètres à savoir : la vitesse et la pression dans le temps, t, et dans la direction de l'écoulement, x [18]

II.3.2.3 Méthode des caractéristiques :

Les deux équations de Saint-Venant précédemment établies sont utilisées pour exprimer les mouvements transitoires. Nous allons les modifier afin d'obtenir des équations plus faciles à manipuler et avec un sens physique plus clair. Commençons par les équations (II.19). [19]

A partir du système (II.19) on a :

$$\begin{cases} \rho \cdot \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{a^2} \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial x} \right) = 0 \\ \frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = -g \cdot (\sin(\alpha) + j) \end{cases} \quad (\text{II } 20)$$

En multipliant (a) par $\frac{a}{\rho}$ on obtient :

$$\begin{cases} a \cdot \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{\rho a} \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial x} \right) = 0 \\ \frac{\partial U}{\partial t} + U \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = -g \cdot (\sin(\alpha) + j) \end{cases} \quad (\text{II } 21)$$

En premier lieu, ajoutons-les, puis retranchons la première de la seconde. Le système suivant est obtenu :

$$\begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial t} + (U + \alpha) \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{\rho a} \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial t} + (U + \alpha) \frac{\partial P}{\partial x} \right) &= -g \cdot (\sin(\alpha) + j) \\ \frac{\partial U}{\partial t} + (U - \alpha) \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{\rho a} \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial t} + (U - \alpha) \frac{\partial P}{\partial x} \right) &= -g \cdot (\sin(\alpha) + j) \end{aligned}$$

Selon l'équation initiale du système (2.30), si on se déplace sur un trajet tel que.

$$\frac{\partial U}{\partial t} = (U \pm \alpha)$$

La quantité $\frac{\partial u}{\partial t} + (U + \alpha) \frac{\partial u}{\partial x}$ représente sur cette distance la dérivée totale par rapport au temps de la vitesse, c'est-à-dire $\frac{du}{dt}$: Il est nécessaire de faire de même pour la pression, c'est-à-dire :

$$\begin{aligned} \frac{dU}{dt} &= \frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial U}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial t} = \frac{\partial U}{\partial t} + (U + \alpha) \frac{\partial U}{\partial x} \\ \frac{dP}{dt} &= \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial P}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial t} = \frac{\partial P}{\partial t} + (U + \alpha) \frac{\partial P}{\partial x} \end{aligned}$$

Ainsi, le système d'équations (II.21) produit le système suivant :

$$\begin{cases} \frac{dU}{dt} + \frac{1}{\rho a} \frac{dP}{dt} = -g \cdot (\sin(\alpha) + j) \\ \frac{dU}{dt} - \frac{1}{\rho a} \frac{dP}{dt} = -g \cdot (\sin(\alpha) + j) \end{cases} \quad (\text{II } 22)$$

En utilisant les expressions :

$$\frac{dZ}{dt} = \frac{\partial Z}{\partial t} + \frac{\partial Z}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial t} = \frac{dx}{dt} \sin(\alpha)$$

Puisque :

$$\sin(\alpha) = \frac{dZ}{dt}$$

Il vient :

$$\frac{dP}{dt} = \frac{d(\rho g(H - Z))}{dt} = \rho g \left(\frac{dH}{dt} - \frac{dZ}{dt} \right) = \rho g \left(\frac{dH}{dt} - \frac{dx}{dt} \sin(\alpha) \right)$$

Les systèmes suivants sont générés par le système (II.21) :

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = U + a \\ \frac{dU}{dt} + \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} = \frac{g}{a} (U + a) \sin(\alpha) - g \cdot (\sin(\alpha) + j) \end{cases} \quad (\text{II 23})$$

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = U - a \\ \frac{dU}{dt} - \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} = -\frac{g}{a} (U - a) \sin(\alpha) - g \cdot (\sin(\alpha) + j) \end{cases} \quad (\text{II 24})$$

On appelle équations aux caractéristiques les deux premières équations des systèmes (II.23) et (II.24) c'est-à-dire celles donnant $\frac{dx}{dt} = U \pm a$

Les équations de compatibilités sont les deux dernières équations de ces deux systèmes.

En général, on a toujours $a \gg 0$, ce qui signifie que les systèmes (II.23) et (II.24) sont simplement écrits de la manière suivante :

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = U + a = a \\ \frac{dU}{dt} = \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} = -gj \end{cases} \quad (\text{II 25})$$

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = U - a = -a \\ \frac{dU}{dt} = -\frac{g}{a} \frac{dH}{dt} = -gj \end{cases} \quad (\text{II 26})$$

Ou autrement écrites :

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = U \pm a = \pm a \\ \frac{dU}{dt} = \pm \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + gj = 0 \end{cases} \quad (\text{II 27})$$

En ajoutant le débit $Q = U.S$ à cette expression et en multipliant par $\frac{a}{g}$, nous obtiendrons :

$$\begin{cases} \frac{dx}{dt} = U \pm a = \pm a \\ \frac{d}{dt} \left(\frac{a}{g} \frac{Q}{S} \pm \frac{dH}{dt} \right) + aj = 0 \end{cases} \quad (\text{II 28})$$

Étant donné que $dx = \pm a \cdot dt$, on obtient l'expression :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{a}{g} \frac{Q}{S} \pm \frac{dH}{dt} \right) + \frac{dx}{dt} j = 0 \Leftrightarrow d \left(\frac{a}{g} \frac{Q}{S} \pm H \right) + j \cdot dx = 0 \quad (\text{II } 29)$$

Le signe plus doit être pris si $dx = + a \cdot dt$ alors que le signe moins n'est valable que dans le cas où $dx = -a \cdot dt$.

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dx}{dt} = \pm a \\ \frac{a}{g \cdot S} d(Q \pm dH) = -j dx \end{array} \right.$$

II.3.2.4 Les équations d'ALLIEVI

Les équations (II.9) et (II.18) s'appliquent à tous les mouvements transitoires et sont générales. Il est donc possible de les simplifier en réduisant leur portée, en évitant par exemple les pertes de charge et en admettant qu'on ne s'intéresse qu'aux variations telles que $U \frac{\partial U}{\partial x}$ celles qui sont négligeables devant $\frac{\partial U}{\partial t}$, ce qui est souvent le cas en hydraulique sous pression, car en front d'onde $\frac{\partial U}{\partial t} = a \frac{\partial U}{\partial x}$, U est faible devant a , et on peut également les négliger $U \frac{\partial P}{\partial x}$ devant $\frac{\partial P}{\partial t}$.

Les équations (II.9) et (II.18) se transforment en :

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho \cdot \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{a^2} \cdot \left(\frac{\partial P}{\partial t} \right) = 0 \\ \frac{\partial U}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} = -g \cdot \sin(\alpha) \end{array} \right. \quad (\text{II } 30)$$

Prenons l'exemple $P^* = P + \rho g Z$. On peut écrire où Z est la cote du point en question.

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho \cdot \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{1}{a^2} \cdot \left(\frac{\partial P^*}{\partial t} \right) = 0 \\ \frac{\partial U}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P^*}{\partial x} = -g \cdot \sin(\alpha) \end{array} \right. \quad (\text{II } 31)$$

$$P^* = P + \rho g Z \Rightarrow P = P^* - \rho g Z = \rho g (H - Z)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial x} - \frac{\partial Z}{\partial x} \right) = \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial x} - \sin(\alpha) \right) \quad (\text{II } 32)$$

Puisque : $\frac{\partial Z}{\partial x} = \sin(\alpha)$

$$\frac{\partial P}{\partial t} = \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial t} - \frac{\partial Z}{\partial t} \right) = \rho g \left(\frac{\partial H}{\partial t} \right) \quad (\text{II } 33)$$

Puisque : $\frac{\partial Z}{\partial x} = 0$

Assurons que les équations (II.32) et (II.33) sont intégrées dans le système composé des équations (II.9) et (II.18), d'où :

$$\begin{cases} \frac{\partial U}{\partial x} + \frac{g}{a^2} \cdot \left(\frac{\partial H}{\partial t} \right) = 0 \\ \frac{\partial U}{\partial t} + g \cdot \frac{\partial H}{\partial x} = 0 \end{cases} \quad (\text{II } 34)$$

Ce système est ramené à deux équations du deuxième ordre indépendantes en dérivant et en supprimant les termes suivants :

$$\frac{\partial^2 U}{\partial t \partial t} \text{ ou } \frac{\partial^2 H}{\partial x \partial t}$$

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 H}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 H}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} \end{cases} \quad (\text{II } 35)$$

La même équation différentielle relie H et U aux variables x et t, c'est-à-dire l'équation classique des cordes vibrantes.

L'intégration du système d'équation (II.34) donne le système de solutions suivant :

$$\begin{cases} H = H_0 + F \left(t - \frac{x}{a} \right) + f \left(t - \frac{x}{a} \right) \\ U = U_0 - \frac{g}{a} \left(F \left(t - \frac{x}{a} \right) + f \left(t - \frac{x}{a} \right) \right) \end{cases} \quad (\text{II } 36)$$

À partir de ces équations, où **F** et **f** sont des fonctions quelconques des variables $\left(t - \frac{x}{a} \right)$ et $\left(t + \frac{x}{a} \right)$, sont établies les solutions analytiques pour les cas simples en intégrant les conditions aux limites.

II.4 Les différentes causes de Phénomène de coup de bélier

II.4.1 Ouverture et fermeture des vannes

II.4.1.1 Ouverture de vanne

II.4.1.1.1 Cas d'ouverture d'une vanne sur une conduite d'adduction gravitaire :

Lorsqu'une conduite d'adduction gravitaire, initialement pleine d'eau et à charge, est ouverte brusquement, l'eau commence à couler et la conduite est parcourue par une onde de dépression jusqu'au réservoir amont. À ce moment-là, cette onde revient sous forme de surpression qui se superposera à la dépression déjà présente dans la conduite.



Figure (II. 8) : Ouverture brusque d'une vanne [20]

Quoi qu'il en soit, il faut évaluer les conduites afin qu'elles puissent faire face à ces phénomènes « surpressions et dépressions ». Plus précisément, elles devront faire face à la rupture causée par la pression atmosphérique si les dépressions sont adéquates pour provoquer la cavitation et la rupture de la colonne d'eau.

II.4.1.1.2 Cas d'une conduite de refoulement

Supposons une conduite de refoulement de diamètre D et de longueur L , dont le débit (Q_0) est soudainement interrompu à la suite d'une disjonction Figure (II.9). Il sera admis que la conduite est élastique et que l'eau est compressible. On peut donc envisager quatre étapes.

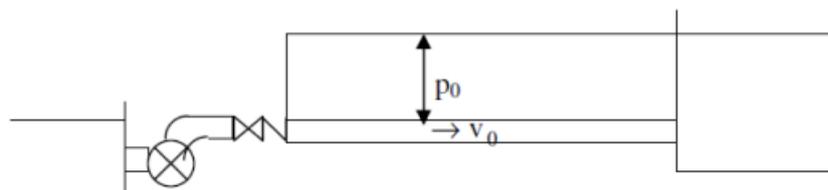


Figure (II. 9): Changement de l'écoulement au fil du temps dans une conduite de refoulement (a) $t= 0$

Étape1 : En raison de son inertie, la colonne d'eau continuera son chemin ascendant, mais la conduite n'est plus alimentée. Par conséquent, une dépression se produira à partir de la pompe, entraînant une dépression successive de l'eau et une diminution élastique de son diamètre. La dépression s'étend jusqu'au réservoir à une vitesse, ou à une célérité "a". Le temps nécessaire pour que cette onde atteigne le réservoir est de $(\frac{L}{a})$ Figure (II.10). Après cette période, la conduite est totalement en dépression et l'eau est immobile

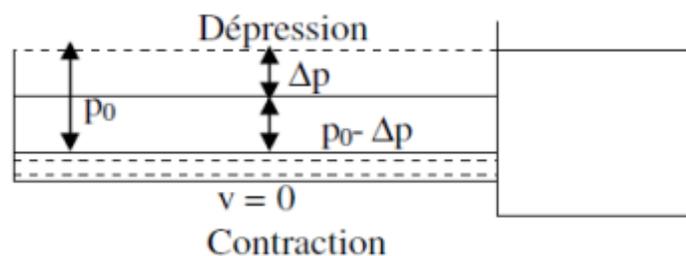


Figure (II. 10) : Changement de l'écoulement au fil du temps dans une conduite de refoulement. $t = \frac{L}{a}$

Étape2 : La conduite, en raison de son élasticité, retrouve son diamètre initial de manière progressive, en prenant en compte les tranches successives à partir du réservoir. Au bout d'un nouveau temps $(\frac{L}{a})$, c'est-à-dire à $(\frac{2L}{a})$ depuis l'origine du phénomène, l'eau revient dans la conduite et toute l'eau descend, mais se trouve arrêtée par le clapet de la pompe qui s'est entre-temps fermé. Figure (II.11)

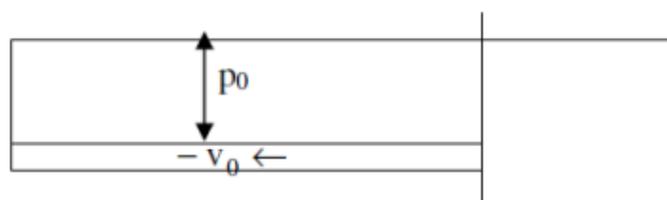


Figure (II. 11) : Changement de l'écoulement au fil du temps dans une conduite de refoulement

Étape3 : Les tranches suivantes vont comprimer la première tranche de fluide en contact avec le clapet, ce qui entraînera une dilatation de la conduite dans le sens pompe-réservoir. Après une période supplémentaire de $\frac{L}{a}$ (c'est-à-dire $\frac{3L}{a}$ depuis l'origine), toute la conduite sera dilatée et l'eau sera pressée. Figure (II.12)

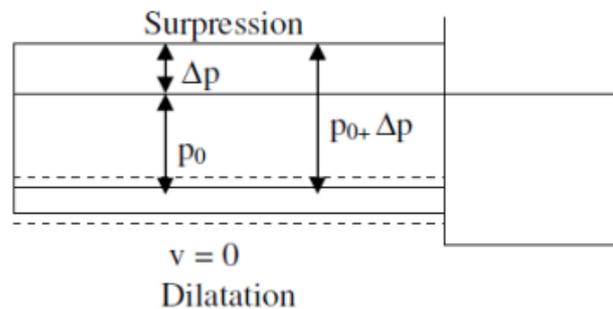


Figure (II. 12) : Changement de l'écoulement au fil du temps dans une conduite de refoulement $t = \frac{3L}{a}$

Étape4 : Grâce à l'élasticité, la conduite peut retrouver son diamètre initial, de poche en poche du réservoir à la pompe. Après une nouvelle période, c'est-à-dire à $(\frac{4L}{a})$ depuis l'origine, on se retrouve dans la même situation qu'au moment de l'arrêt soudain du moteur. Ainsi, la durée du mouvement est de $(\frac{4L}{a})$. Il est possible que le phénomène se reproduise à l'infini, s'il n'était pas freiné ou amorti par les pertes de charge causées par le frottement de l'eau sous la conduite. Figure (II.13)

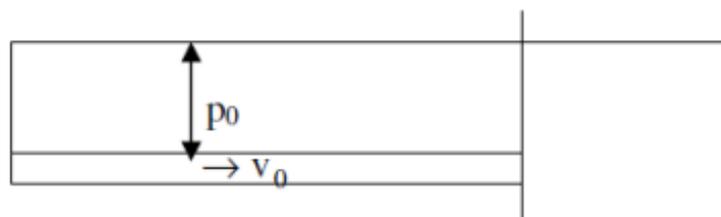


Figure (II. 13) : Changement de l'écoulement au fil du temps dans une conduite de refoulement $t = \frac{4L}{a}$

Pour une conduite de refoulement, ce phénomène se manifeste donc d'abord par une dépression, puis par une surpression.

Dans les deux cas, le coup de bélier est maximal à la pompe (conduite de refoulement) ou au robinet d'arrêt (conduite d'adduction gravitaire) et nul à l'autre extrémité (réservoir).

II.4.1.2 Fermeture de vanne

II.4.1.2.1 Cas de fermeture brusque

Prenons l'exemple d'une conduite provenant d'un réservoir R et équipée d'une vanne en A, et « L » ce qui représente la longueur de la conduite Figure (II.14).[21]

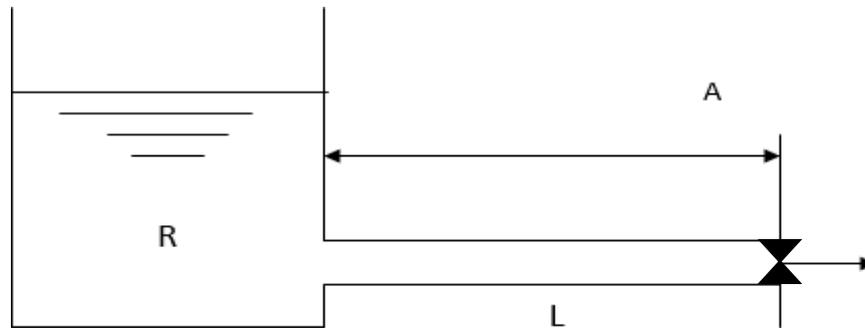


Figure (II. 14) : En cas de fermeture brusque

Considérons la valeur $\frac{L}{a}$ comme unité de temps, où « a » correspond à la vitesse des ondes, tandis que $\frac{L}{a}$ correspond au temps nécessaire pour acheminer une onde de R à A.

Fermeture soudaine en A est celle qui survient immédiatement après le départ du temps,

à $0 + \Delta t$ Cependant, au début du réservoir, le régime est représenté dans le système de coordonnées **QH** par un point **OR** sur l'axe **OQ** Figure (II.15).

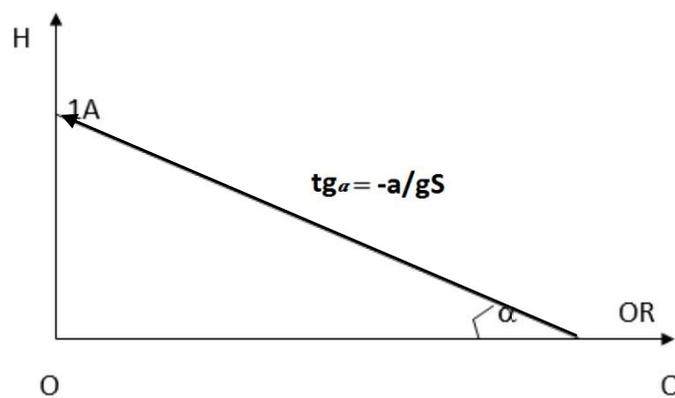


Figure (II. 15) : En cas de fermeture brusque. [20]

Effectivement, juste avant la soudaine fermeture. Il n'y a pas de coup de bélier ($H = 0$) et le débit est celui du régime permanent, Q_o .

Prenons l'exemple d'un observateur qui part à ce moment de R, en direction vers A. Le débit diminue, ce qui permet de voir les points du régime sur la droite $-\frac{a}{gS}$.

Lorsqu'il arrive en A, c'est-à-dire au temps 1, il constate que la vanne est fermée. Cependant, le régime au temps 1 se déroule également à la droite **OH** ($Q = 0$).

L'intersection des deux caractéristiques donnera donc le point figuratif du régime au temps 1 et nous aurons : $\Delta H_{\max} = Q_0 \cdot tg(\alpha)$

$$\Delta H_{\max} = Q_0 \cdot \frac{a}{gS} \quad (\text{III } 1)$$

Transformons Q_0 en SU_0 , où U_0 correspond à la vitesse d'entrée de l'eau dans la conduite.

$$\Delta H_{\max} = SU_0 \cdot \frac{a}{gS}$$

$$\Delta H_{\max} = \frac{aU_0}{g} \quad (\text{III } 2)$$

Le point **H** est situé au-dessus de **OQ**, ce qui indique une surpression. Le coup de bélier peut donc atteindre une valeur maximale de $H = \frac{aU_0}{g}$.

II.4.1.2.2 Cas de fermeture lente

Elle se distingue par un temps de fermeture qui dépasse $\frac{2L}{a}$, c'est-à-dire plus long que l'aller et retour d'onde.

Dans le cas où Q_0 est le débit au temps 0, il passe encore un débit q après un temps de $\frac{2L}{a}$, ce qui entraînera une surpression telle que représentée dans Figure (II.16).

$$b = \frac{a}{Sg} (Q_0 - q) \quad (\text{III } 3)$$

Avec :

b : la valeur de la surpression pour cas de fermeture lente

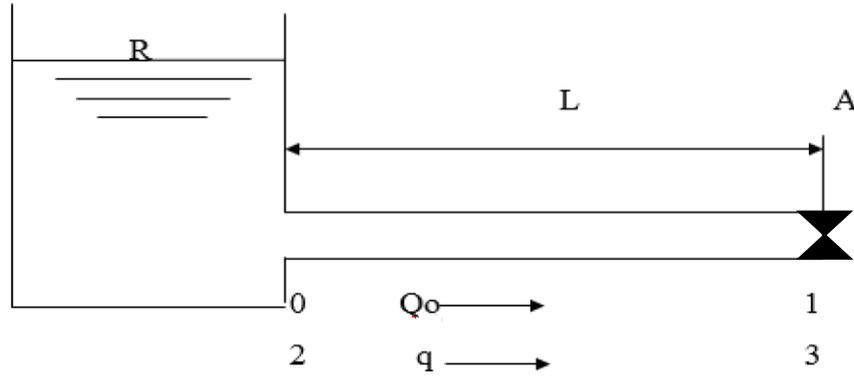


Figure (II. 16) : En Cas de fermeture lente.

Prenons l'hypothèse que le temps de fermeture est $T = n \frac{2L}{a}$ et que le débit varie de manière linéaire pendant ce temps. Nous aurons :

$$Q_0 - q = \frac{Q_0}{n} \quad \text{(III 4)}$$

On en conclut :

$$\frac{Q_0}{n} = Q_0 \frac{2L}{at}$$

D'où

$$b = \frac{a}{Sg} \cdot \frac{2Q_0L}{at} = \frac{2Q_0L}{Sgt} \quad \text{(III 5)}$$

Ou, étant donné que : $Q_0 = S \cdot U_0$

$$b = \frac{2S \cdot U_0L}{Sgt}$$

$$b = \frac{2U_0L}{gt} \quad \text{(III 6)}$$

C'est la formule dite de **MICHAUD**

Il est important de noter que si l'on fait $t = \frac{2L}{a}$ dans cette formule, on obtient la valeur du coup de bélier par fermeture brusque.

En résumé :

- Si $t \leq \frac{2L}{a}$, la valeur maximale du coup de bélier est de : $b = \frac{aU_0}{g}$.

- Si $t > \frac{2L}{a}$, le coup de bélier est moins significatif et a une valeur de : $b = \frac{2U_0L}{gt}$.

Cela démontre l'importance :

Pour les conduites d'adduction, il est recommandé d'utiliser des robinets à fermeture lente afin de se conformer à la formule de **MICHAUD**.

Pour les conduites de refoulement, il est nécessaire de déterminer le temps nécessaire pour un groupe de s'arrêter, qui devra, si possible, dépasser $\frac{2L}{a}$. [21]

II.4.1.2.3 Cas de fermeture d'une vanne sur une conduite d'adduction gravitaire

Supposons une conduite d'adduction gravitaire (AB) de longueur (L) alimentée en (A) par un réservoir (R), dont la surface libre est à la pression atmosphérique et qui se termine en B par une vanne (V). Figure (II.17)

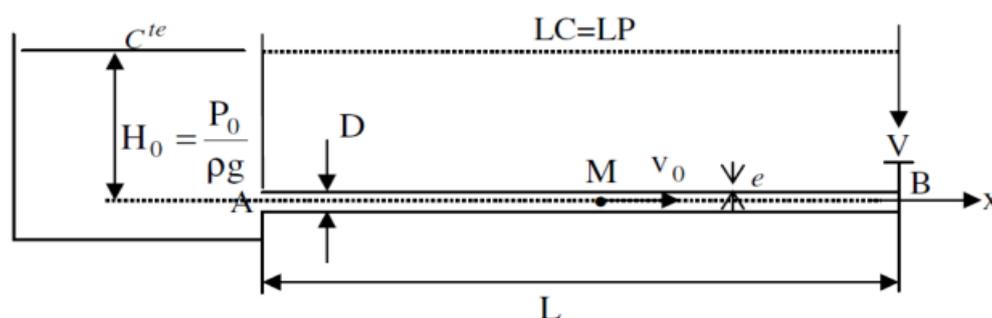


Figure (II. 17) : conduite d'adduction gravitaire présente avec une particularité unique.

L'analyse est simplifiée en supposant que la conduite est horizontale et que l'écoulement initial est constant avec une vitesse moyenne (U_0) et une pression (P_0). Figure (II 18.a)

Il est également supposé que la conduite soit optimale (sans pertes de charge) et unique (le diamètre (D), la nature et l'épaisseur des parois de la canalisation sont constants), ce qui signifie que la ligne piézométrique (LP) en régime permanent correspond à la ligne de charge (LC).

Supposons que (U_0) et (P_0) soient les valeurs moyennes de la vitesse et de la pression dans une section (M), qui sera identifiée par son abscisse (x) basée sur sa distance à partir de l'extrémité amont (A). Ainsi, l'origine des abscisses sera le point (A).

Le fait que cette conduite soit brusquement obturée par une vanne est admis. Quatre phases seront observées :

Phase 01 : Dans cette situation, la vitesse initiale des particules liquides (U_0) est annulée en raison de leur impact sur cette vanne. Cela entraîne une transformation de l'énergie cinétique

du liquide en travail de déformation du tuyau et du liquide, de compression du liquide et de dilatation de la paroi de la conduite (C'est précisément cette capacité de compression du liquide qui explique le coup de bélier).

La fermeture totale de la vanne, qui entraîne une diminution de la vitesse de (U_0), entraîne une onde de surpression derrière elle, tandis que dans le reste de la conduite, l'écoulement continue à la vitesse (U_0) et à la pression (P_0). La propagation de cette onde vers l'amont est rapide ($-a$). À l'extrémité de la vanne, la pression devient $P_0 + \Delta P$, où ΔP est l'augmentation de la pression. Il est évident que les particules suivantes celles qui se sont arrêtées sont à leur tour arrêtées et ainsi de suite. Ainsi, l'onde de surpression (qui annule la vitesse et augmente la pression) se propagera à une vitesse " a ", connue sous le nom de vitesse de propagation d'onde ou de rapidité, de la vanne vers le réservoir. Figure (II.18.b)

Après l'immobilisation de toutes les particules du liquide dans la conduite et sa dilatation totale (compression du liquide et dilatation de la paroi de la conduite), la pression dans cette conduite sera donc ($1 p + \Delta p$) supérieure à celle qui régnait dans le réservoir (à l'entrée de la conduite). Donc, au temps $t = l/a$ l'onde de surpression atteint le réservoir, et on a un état caractérisé par Figure (II.18.c):

$$\text{Phase 01} \begin{cases} U_1 = 0 \\ P_1 = P_0 + \Delta P_1 \end{cases}$$

De cette manière, le liquide qui a traversé la section A à la vitesse U_0 entre $t = 0$ et $t = \frac{l}{a}$ pour fonction de compenser la variation de volume causée par la dilatation de la conduite.

Phase 02 : Étant donné que l'état à la fin de la phase 01 n'est pas équilibré, il y a un écoulement du liquide de la conduite vers le réservoir, ce qui permet de vider la conduite du volume accumulé sous la surpression. En zone décomprimée, la vitesse d'écoulement de l'eau est de (U_0), mais de signe inverse, c'est-à-dire dirigée vers l'amont (réservoir). Dans cette situation, le diamètre a tendance à retrouver son état initial. Par conséquent, une énergie cinétique se manifeste peu à peu. Figure (II.18.d)

Il y a aussi une propagation de cette transformation par une onde de dépression avec la même célérité " a " et dirigée vers la vanne, qu'elle atteint au $t = \frac{l}{a}$.

Cette onde de dépression entraîne les variations suivantes :

$$\begin{cases} \Delta U_2 = \Delta U_1 = -U_0 \\ \Delta P_2 = -\Delta P_1 \end{cases}$$

A la fin de la deuxième phase la conduite retrouve son diamètre initial et la pression devient p_0 et l'écoulement sera finalement caractérisé par Figure (II.18. e) :

$$\text{Phase02} \begin{cases} U_2 = -U_0 \\ P_2 = P_0 \end{cases}$$

Phase 03 : Étant donné que le liquide continue de circuler de la conduite vers le réservoir, à l'approche de la vanne, il a tendance à se détacher de la vanne tout en provoquant une diminution de la dépression (une conversion de l'énergie cinétique en dépression), ce qui signifie que l'onde de dépression au contact de la vanne se réfléchit sans modification de signe. De la vanne vers le réservoir, cette onde se propagera avec les caractéristiques suivantes Figure (II.18.f) :

$$\begin{cases} \Delta U_3 = -\Delta U_2 = -U_0 \\ \Delta P_3 = \Delta P_2 = -\Delta P_1 \end{cases}$$

Une fois que ($t = \frac{3L}{a}$) l'onde de dépression est arrivée dans le réservoir, l'eau sera arrêtée et la pression sera inférieure à la pression initiale, ce qui entraîne une contraction de la conduite Figure (III.11.g) et décrit l'écoulement comme suit :

$$\text{Phase03} \begin{cases} U_3 = 0 \\ P_3 = P_0 - \Delta P_1 \end{cases}$$

Phase 04 : Étant donné que la pression (P_3) est plus faible que celle du réservoir, qui reste constante et égale à (P_0), l'eau s'écoule alors du réservoir vers la vanne, ce qui entraîne un remplissage de la conduite, ce qui augmente la pression dans la conduite de ($P_0 - \Delta P_1$) à (P_0). Cela signifie que l'onde de dépression se reflète sur la surface libre du réservoir en modifiant son signe et devient une onde de surpression (ou compression) qui descend la conduite. À ce moment-là, la vitesse du liquide sera égale à (U_0). Ainsi, cette onde présente les propriétés suivantes :

$$\begin{cases} \Delta U_4 = U_3 = U_0 \\ \Delta P_4 = \Delta P_4 = \Delta P_1 \end{cases}$$

Il est clair qu'après avoir entièrement supprimé la dépression ($-\Delta P$), la conduite reprend son état initial et se retrouve donc dans les mêmes conditions que celles qui existaient à la fermeture de la vanne. Figure (II.18. h)

Par conséquent, au temps ($t = \frac{4L}{a}$) on a un écoulement identique à l'écoulement de l'état initial, Caractérisé par :

$$\text{Phase04} \begin{cases} U_4 = U_0 \\ P_4 = P_0 \end{cases}$$

Donc, théoriquement, le phénomène se reproduira à l'infini. Cependant, en réalité, le phénomène s'amortit en raison des pertes de charge causées par le frottement et de la dissipation d'une partie de l'énergie du liquide dans le réservoir.

Donc on peut conclure que le phénomène est périodique de période : $(t = \frac{4L}{a})$.

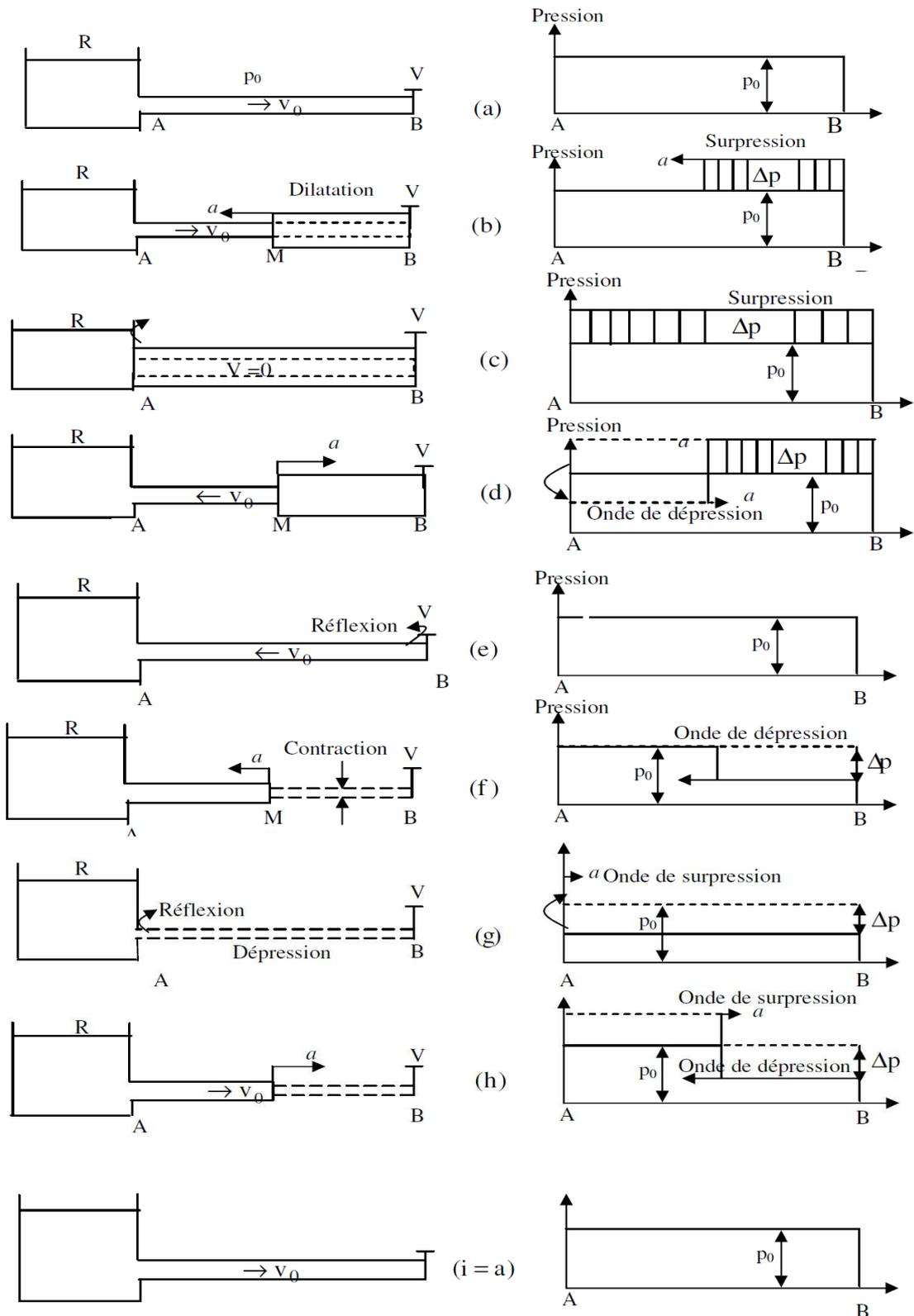


Figure (II. 18) : L'évolution de l'écoulement au fil du temps. [20]

Les quatre phases précédentes sont résumées dans le tableau ci-dessous :

Tableau II.1 : Récapitulatif de l'évolution des écoulements au fil du temps : [22]

Ecoulements			Temps après fermeture de la vanne	Etat de la conduite	Ondes			
Phase	Vitesse	Pression			Type	Célérité	Saut de vitesse	Saut de pression
	U_0	P_0	< 0	Initial $D=C^{te}$	/	/	0	0
01	0	$P_0 + \Delta P$	$\frac{L}{a}$	Dilatation $D \uparrow$	Compression	-a	$- U_0$	ΔP
02	$- U_0$	P_0	$\frac{2L}{a}$	Initial $D=C^{te}$	Dépression	a	$- U_0$	$-\Delta P$
03	0	$P_0 - \Delta P$	$\frac{3L}{a}$	Contraction $D \downarrow$	Dépression	-a	$+ U_0$	$-\Delta P$
04	U_0	P_0	$\frac{4L}{a}$	Initial $D=C^{te}$	Compression	a	$+ U_0$	ΔP

II.4.3 Arrêt ou démarrage d'une pompe dans une conduite de refoulement :

II.4.3.1 Démarrage d'une pompe

Lors du démarrage d'une pompe, la colonne de liquide dans les tuyauteries, à l'aspiration comme au refoulement, doit être accélérée à la vitesse de pointe et donc requiert un surcroît de pression qui est souvent un ordre de grandeur au-dessus de la contre-pression. Celui-ci dépend de la masse qui doit être accélérée, de la vitesse maximum à atteindre et du temps pris par la pompe pour atteindre son régime normal.[23]

II.4.3.2 Arrêt d'une pompe

L'arrêt « brusque » d'une pompe entraîne un coup de bélier comparable à celui de la fermeture d'une vanne, caractérisé par le fait que le cycle débute par une onde de dépression près de la pompe au lieu de surpression à côté de la vanne, ce qui entraîne un coup de bélier. [23]

➤ **Première phase du coup de bélier direct**

Après l'arrêt de la pompe, la colonne d'eau poursuit son ascension grâce à son inertie. En raison de l'arrêt de la pompe, il n'existe pas de substitut pour combler le vide laissé par la colonne ascendante. De la sortie de la pompe, l'onde de dépression se propage vers le réservoir. Après l'arrivée de cette onde de dépression dans le réservoir, une onde élastique de pression statique normale commence à se déplacer du réservoir vers la pompe.

➤ **Deuxième phase ou contre-coup :**

Une onde de surpression élastique se propage de la pompe vers le réservoir. Elle survient lorsque la pression normale atteint la partie de la pompe. Comme précédemment, une onde de surpression normale commence à se propager depuis le réservoir jusqu'à la pompe dès qu'elle atteint le réservoir.

En arrivant à la section de la pompe, cette onde génère une nouvelle onde de coup de bélier direct et tout le phénomène décrit précédemment reprend.

La perte de charge causée par le frottement dans la conduite permet de réduire les surpressions et les dépressions jusqu'à ce que le système se mette au repos.

Chacune de ces phases a une durée $t = \frac{2L}{a}$, L étant longueur de la conduite et a la célérité des ondes élastiques.

Les ondes de dépression peuvent causer de la cavitation et même des ruptures de la veine liquide lors de la phase de coup de bélier direct et suivant le profil en long de la conduite. En règle générale, cependant, la cavitation qui se produit dans la première phase n'est pas en soi dangereuse.

La phase de contrecoup peut entraîner des surpressions dangereuses lorsque les vides sont remplis (c'est pendant la deuxième phase que le phénomène ressemble à la première phase de l'arrêt brusque d'une turbine) [23].

II.4.3.2.1 Arrêt instantané :

Soyons dans une conduite de refoulement où l'écoulement est à une vitesse " U_0 ". Imaginons une baisse soudaine de la vitesse jusqu'à ce que $U < U_0$

La dépression maximale est dans ce cas :

$$\Delta H = -\frac{a}{g}(U_0 - U) \quad (III\ 7)$$

Si les moteurs se mettent brusquement à l'arrêt, ce qui est pratiquement toujours prévu dans le cas des moteurs électriques, $U = 0$ et la dépression maximale, si aucun dispositif ne la réduit, est :

$$\Delta H = -\frac{a}{g} U_0 \quad (III\ 8)$$

En utilisant une vitesse de 1000m/s, on obtient $h = 100 U_0$, ce qui signifie que lorsque la colonne de liquide se ferme brusquement, la dépression en mètres de la colonne est à peu près 100 fois la vitesse en mètres par seconde, ce qui entraîne presque toujours la rupture de la veine. À l'exception des pompes fonctionnant à des pressions très élevées ou à une vitesse moyenne très faible, ces dépressions restent risquées et doivent être évitées. Par ailleurs, tout est semblable, la surpression dans la deuxième phase est de la même ampleur. Cette surpression présente généralement davantage de risques que la dépression.

Si un arrêt soudain survient $t_f \leq \frac{2L}{a}$, le coup de bélier atteint son maximum près de la pompe. La dépression demeure stable sur une longueur de $(L - a \frac{t_f}{2})$ puis augmente progressivement jusqu'à atteindre zéro au niveau du réservoir. Figure (II.19)

La présence d'un danger de cavitation est visible au point haut C. En réalité, tous les endroits où la pression $P/(\rho g) = (H_0 - a U_0/g - h)$ est inférieure à la tension de vapeur h_v sont susceptibles de rompre la colonne fluide et de provoquer une cavitation lors de la première phase du coup de bélier.

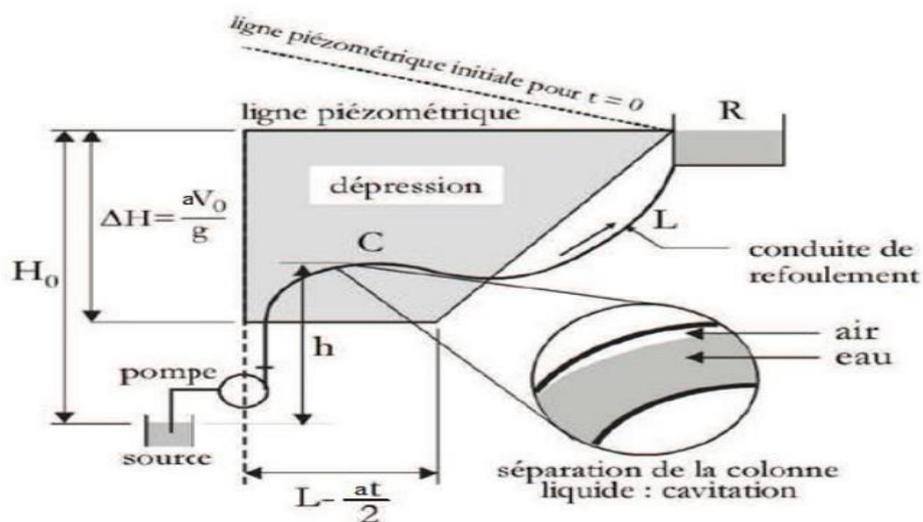


Figure (II. 19) : Répartition du coup de bélier dans la conduite de refoulement. [20]

II.4.3.2 Arrêt non instantané :

Étant donné son inertie, le moteur connecté à la pompe poursuit son activité même après l'interruption du courant électrique. Le débit d'écoulement, et par conséquent la vitesse, ne se calculent pas immédiatement. Lorsque le temps d'arrêt est $t_f \geq \frac{2L}{a}$, on considère que l'arrêt n'est pas instantané.

Si l'arrêt n'est pas instantané, le coup de bélier diminue de manière linéaire depuis sa valeur maximale $t_f \geq \frac{2L}{a}$, à la sortie de la pompe, jusqu'à zéro à l'autre extrémité. Figure(II.20) Comparé à la situation illustrée dans la figure4, il est évident que le point C représente un risque de cavitation moindre car la pression résiduelle y est positive.

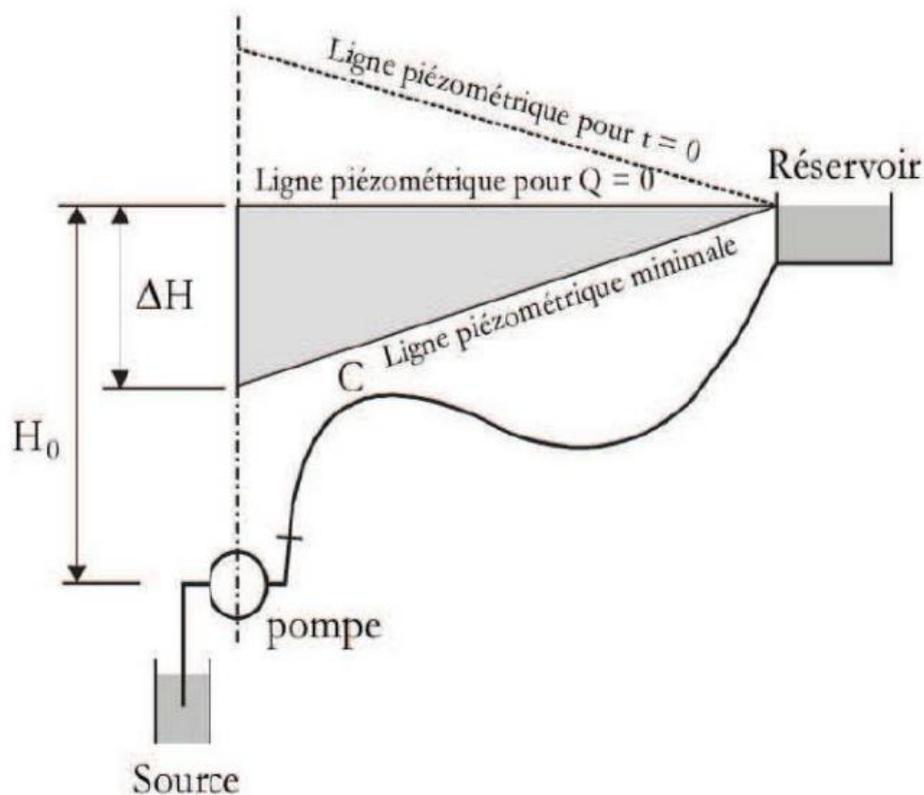


Figure (II. 20) : Répartition du coup de bélier, refoulement. [20]

II.5 Conclusion :

Ce chapitre nous a permis de décrire physiquement le phénomène du coup de bélier. Une série d'équations nous a permis d'analyser de manière claire le régime transitoire. Les équations de SAINT-VENANT sont universelles et reflètent l'ensemble des mouvements de passage. Une fois que nous les avons simplifiés et réduits leurs portées, nous avons obtenu les équations d'ALLIEVI. En incluant les conditions aux limites, il est possible de trouver des solutions analytiques à partir de ces équations pour des situations simples.

Pour la partie application, nous allons quantifier l'ampleur du coup de bélier via le calcul de sa célérité et de la surpression/dépression engendrée et ce pour différents cas de figure.

Dans la deuxième partie, on a observé que la manipulation des vannes peut entraîner le phénomène transitoire du coup de bélier dans les conduites. Lorsqu'on ouvre brusquement une conduite d'adduction gravitaire initialement pleine d'eau au repos et en charge, l'eau commence à couler et la conduite est parcourue par une onde de dépression jusqu'au réservoir amont. Cette onde revient ensuite sous forme de surpression qui se superposera à la dépression déjà présente dans la conduite.

CHAPITRE III :
**Moyens de protection contre le coup
de bélier**

CHAPITRE III : Moyens de protection contre le coup de bélier

III.1 Introduction

Puisque le coup de bélier a des effets néfastes et des conséquences négatives sur les systèmes hydrauliques, il est essentiel de protéger les canalisations contre les surpressions et les dépressions en mettant en place des dispositifs spéciaux.

Dans ce chapitre, nous allons présenter différentes méthodes qui peuvent garantir la protection de la conduite contre les dépressions et les surpressions maximales, telles que les soupapes de décharge, les ventouses, les réservoirs d'air, les volants d'inertie et les cheminées d'équilibre. Nous aborderons leurs avantages et leurs inconvénients.

III.2 Objectif d'une étude anti-bélier

Il est essentiel de mener l'étude anti-coup de bélier de manière méticuleuse, en prenant en compte divers paramètres tels que le type de réseau à sécuriser et la nature du fluide qui circule dans la conduite avant de prendre des décisions de sécurité pertinentes. Il faut déterminer les caractéristiques suivantes :[24]

- Il est important de mesurer les pressions minimales et maximales qui peuvent se produire sur un réseau d'eau après une manœuvre ou un événement exceptionnel (comme une coupure ou une rupture de l'alimentation électrique par exemple).
- Identifier les éléments à prendre pour maintenir les pressions dans les limites des pressions minimales et maximales autorisées au niveau des canalisations et des différents éléments constitutifs du réseau. [25]

Ces moyens de coup de bélier doivent jouer un rôle essentiel dans :

- Limiter la dépression
- Limiter la surpression

III.3 Moyens de protection contre le coup de bélier

III.3.1 Soupapes de décharge (protection contre la surpression)

On définit la soupape de décharge comme un dispositif anti-bélier qui écarte les surpressions en dérivant un débit spécifique à l'extérieur de la conduite lorsque la pression dépasse une certaine valeur de réglage, généralement à 1,04/1,1 bar de la pression maximale admissible. Ces dispositifs impliquent l'utilisation d'un organe mécanique, généralement un ressort à boudin, qui, en raison de sa compression, obture un orifice sur la conduite au point où

la compression maximale est à craindre. Il est essentiel que l'ouverture puisse se faire rapidement afin d'assurer une opération efficace. Il est donc crucial de minimiser à l'extrême l'inertie de ces dispositifs et c'est sur ce point que les constructeurs ont tout particulièrement travaillé.[26]

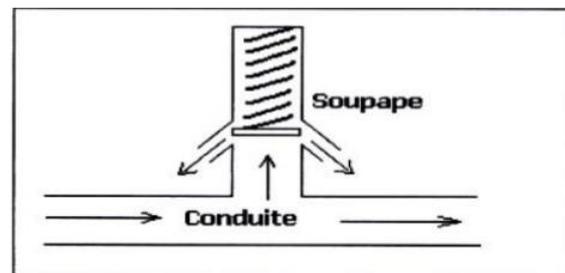


Figure (III. 1) : Soupapes de décharge. [27]

III.3.1.1 Composants d'une soupape anti-bélier :

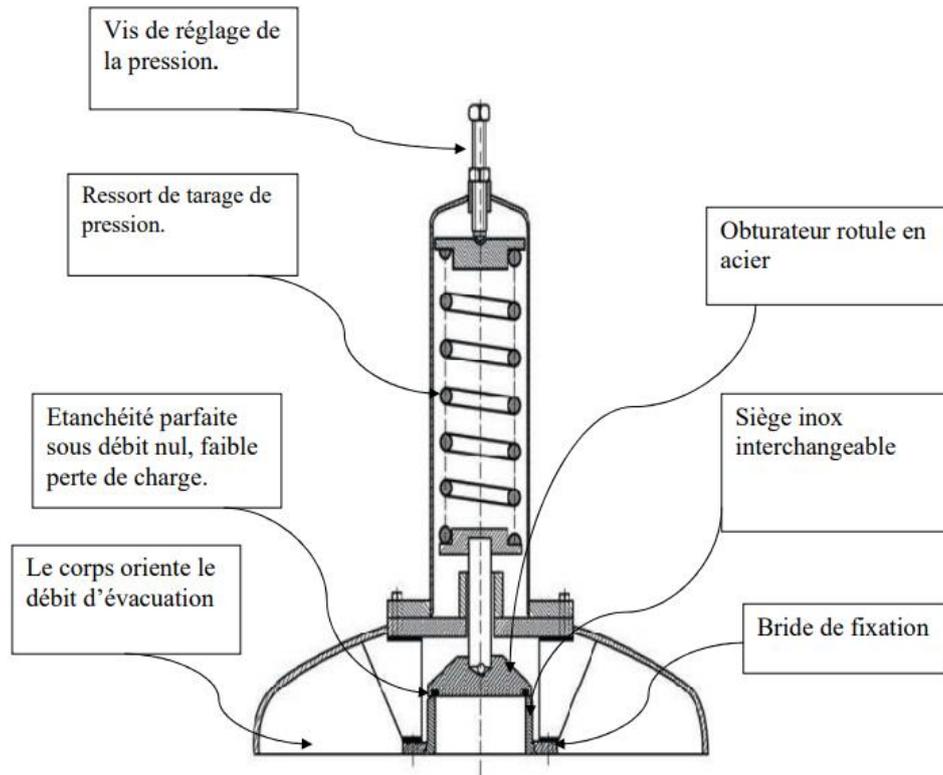


Figure (III. 2) : Composants d'une soupape anti-bélier. [28]

III.3.1.2 Emplacement d'une soupape de décharge :

Une conduite doit être protégée contre les coups de bélier en se situant la soupape le plus près possible de l'origine de la perturbation.

Si ce n'est pas le cas, les soupapes de décharge seront régulièrement positionnées le long de la conduite en fonction des niveaux de risque, et autant que possible à chaque nœud important de conduite.

Exemples d'emplacement :

- À l'amont d'un organe de sectionnement automatique (vanne de survitesse, vanne papillon motorisée, etc.) surtout lorsque le temps de fermeture (en minutes) de la vanne est inférieur à la longueur (en kilomètres) de la conduite.
- À l'amont d'un surpresseur, même à une vitesse variable, Pour éviter les arrêts brusques dus aux coupures de courant électrique.
- À l'aval des pompes d'une station de pompage.

- Amont ou aval d'autres perturbations telles que des usines, des poteaux d'incendie, des nœuds importants de conduite.

III.3.1.3 Principe de fonctionnement d'une soupape de décharge : (exemple d'une soupape de type Série F1 30) :[29]

III.3.1.3.1 Caractéristique et composants de soupape F1 30 :

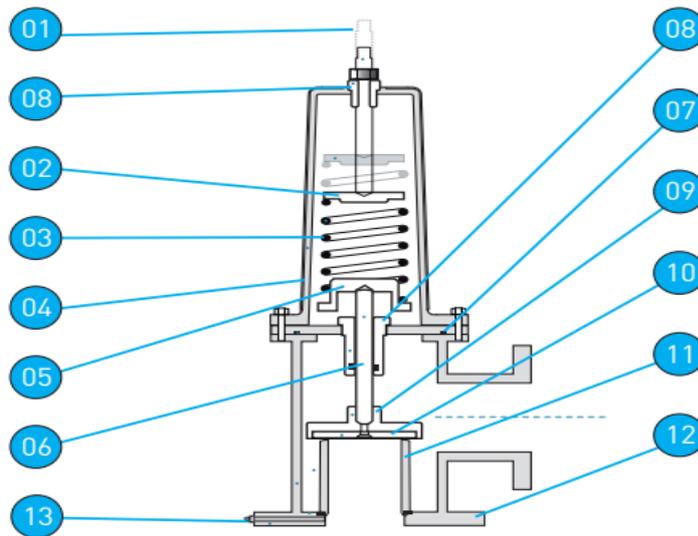


Figure (IV. 3) : schéma de soupape F1 30. [30]

Tableau IV. 1: nomenclature des pièces :

Rep	Designation	Nb Matériaux
01	Vis de réglage	Inox A2
02	Support ressort	Acier S235JR
03	Ressort	Acier C/SH
04	Chapeau	Fonte GS
05	Support ressort	Acier S235JR
06	Axe	Inox 18/8
07	Joint torique	Nitrile
08	Palier	Delrin
09	Clapet	Acier S235JR
10	Joint de clapet	Polyurethane
11	Siège	Inox 304L
12	Corps	Acier S235JR
13	Bride	Acier S235JR

III.3.1.3.2 Fonctionnement

- Le dispositif est constitué d'un corps (12) sur lequel est fixé un bouchon Inox. On peut y installer un manomètre ou une pompe d'épreuve afin de rééquilibrer l'appareil.
- Un écrou maintient le siège en Inox (11) et un sous-ensemble clapet (10) l'obture.
- Jusqu'au DN 125 (DN supérieurs en mécanosoudé), le chapeau (04) est fabriqué en fonte, comprenant le ressort (03) et la vis de tarage (01) qui traverse un palier en bronze (08) (moins de friction, moins de corrosion).
- Lorsque la pression exercée sur le clapet (04) dépasse la force du ressort, le clapet se relève et permet une évacuation d'eau proportionnelle à la surpression.
- La conception du clapet oriente le flux vers le bas et engendre une réaction qui favorise l'expédition. Le débit est canalisé par la forme du corps.
- Une fois que la perturbation est éliminée, le clapet se referme en raison de l'action mécanique du ressort, sans entraîner de perturbation.
- En cas de dépassement de la pression de tarage dans la conduite, la soupape pilote s'ouvre et évacue un débit supérieur à celui fourni par l'orifice calibré.
- La pression de la chambre A diminue rapidement par rapport à la pression du réseau, ce qui entraîne le soulèvement du clapet principal (13) et l'évacuation de la surpression.
- Lorsque la pression du réseau atteint sa valeur réglable, la soupape pilote se referme, la chambre A est alimentée par l'orifice calibré B et le clapet principal se referme progressivement.
- Lorsqu'il y a des ondes de surpression brutales (connues sous le nom de front raide), le choc entraîne une ouverture immédiate de la soupape. [31]

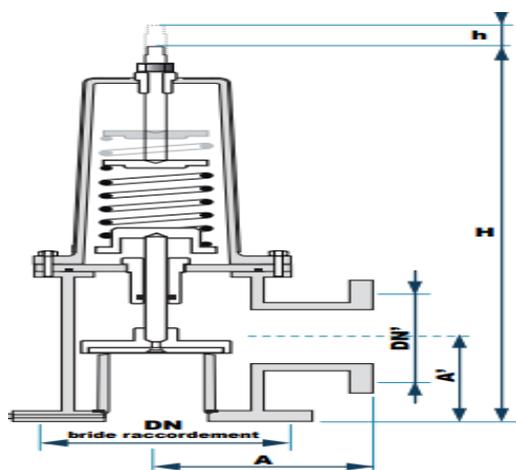


Figure (III. 4) : schéma montrant de soupape anti-bélier F1 30[30]

Tableau III. 2: dimensions des pièces :

DN	A(mm)	H(mm)	H(mm)	Poids kg
50/80	150	600	80	30
65/80	150	620	80	35
100/125	200	680	85	52
125/150	250	730	88	60
150/200	215	850	95	70
150/250	218	1050	95	82

III.3.1.4 Inconvénients des soupapes de décharge :

- La maintenance régulière est nécessaire.
 - Si la disposition et le montage sont incorrects, cela peut entraîner des béliers aggravés.
 - Dans certaines situations, le fonctionnement de l'installation peut être restreint, car il est nécessaire de retirer l'air aspiré ensuite.
 - En ce qui concerne les eaux usées, il est indispensable d'utiliser des conceptions particulières.
- [32]

III.3.2 Les ventouses (Les reniflards) (protection contre la dépression et la surpression) :

Les ventouses ont trois rôles distincts : évacuer l'air présent dans les conduites, ajouter de l'air dans ces conduites lors de leur vidange et éliminer les poches d'air qui se forment aux points hauts du circuit (qui peuvent causer des coups de bélier) (Figure IV 5), d'où leur positionnement en haut du circuit. Il existe aussi des ventouses qui ont une seule fonction, en l'occurrence, l'évacuation des poches d'air uniquement. (Figure IV 6)

En principe, une ventouse est composée d'un flotteur sphérique en caoutchouc qui est intégré dans un corps en fonte. [33]

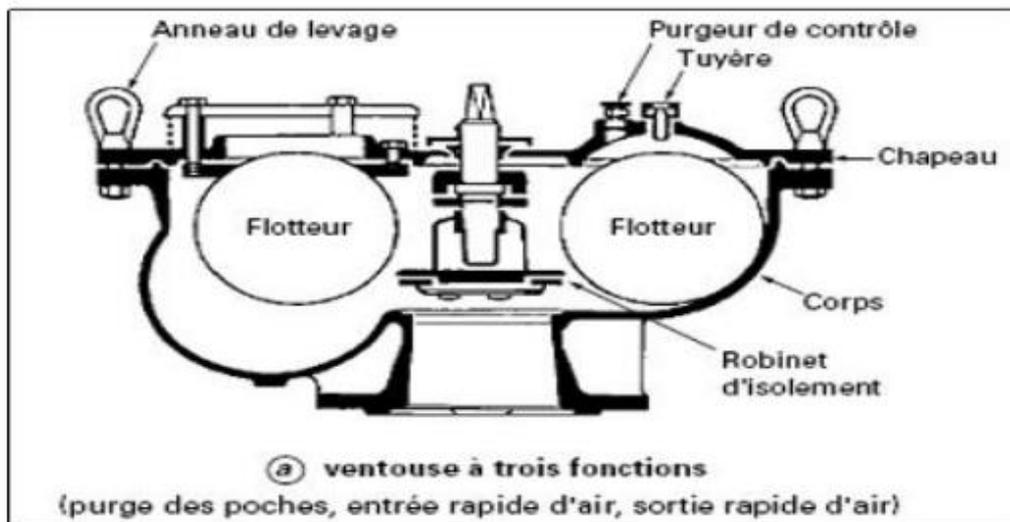


Figure (IV. 5) : Ventouse à trois fonctions. [31]

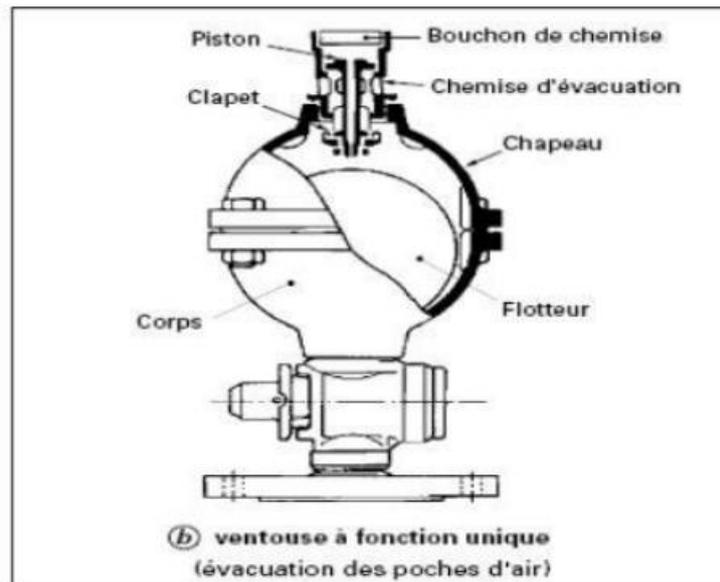


Figure (IV. 6) : Ventouse à une seule fonction. [31]

III.3.3 Réservoir d'eau sous pression d'air :

L'appareil le plus couramment employé pour protéger contre le coup de bélier est le réservoir d'air. Il s'agit d'un vase qui renferme de l'air comprimé dans sa partie supérieure et de l'eau dans sa partie basse. On désigne également ces dispositifs sous les noms de "accumulateur, cloche à air, ballon d'air, réservoir anti-bélier...etc."



Figure (III. 7) : Réservoir d'air
(station Djebahia)



Figure (III. 8) : Réservoir à vessie.

On trouve des réservoirs équipés d'un compresseur, des réservoirs équipés d'une vessie ou des réservoirs équipés d'un tube d'aération immergé. Le fonctionnement des réservoirs à vessie n'est pas différent de celui des réservoirs à compresseur. Le choix du type de réservoir est basé sur des critères techniques ou économiques. Les réservoirs à vessie ne sont utilisés que pour les petits volumes en raison de leur conception.

Comme nous l'avons mentionné précédemment, le volume du réservoir d'eau sous pression d'air n'est pas le seul facteur déterminant. S'il y a un rapport optimal entre le volume de l'eau et le volume de l'air, on peut économiser une grande partie du volume total du réservoir. Des capteurs assurent un remplissage adéquat dans un réservoir à compresseur en positionnant le compresseur d'air en/hors du circuit en fonction des besoins. La plupart du temps, le réglage sur le réservoir à vessie se fait avant l'installation en pré-gonflant la vessie. [34]

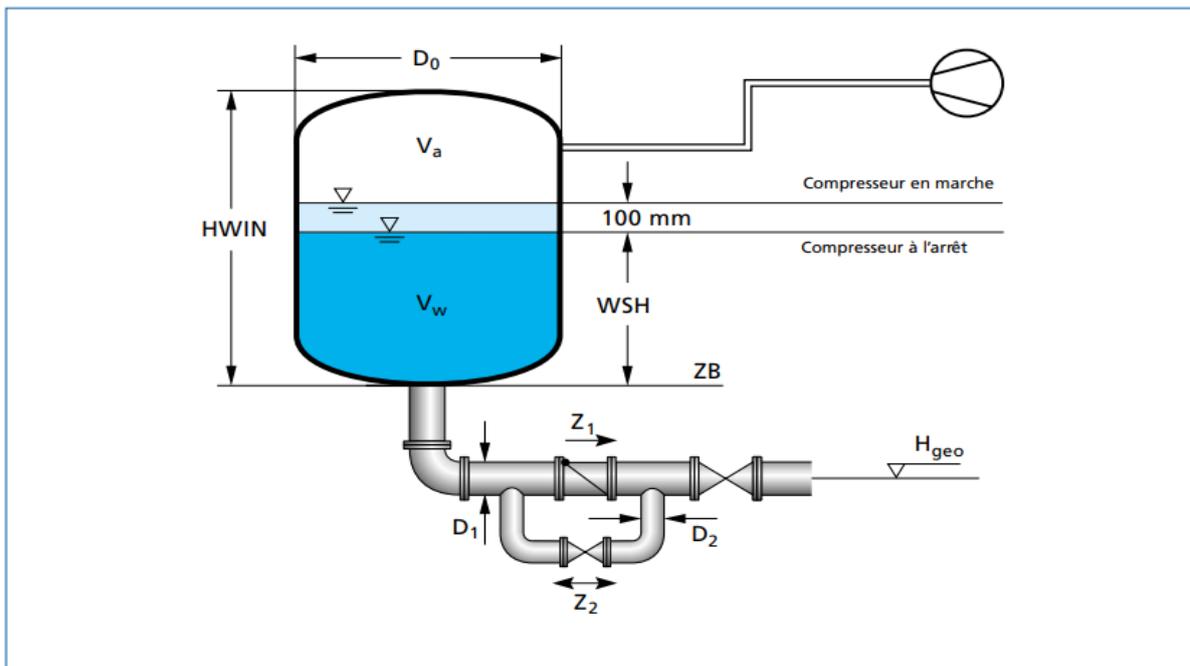


Figure (III. 9) : Schéma d'un réservoir à compresseur. [35]

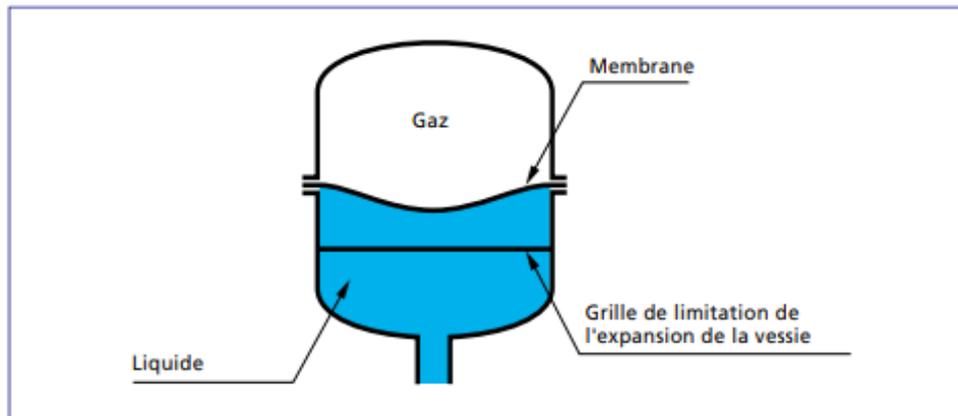


Figure (III. 10) : Schéma d'un réservoir à vessie. [35]

La mise en place de réservoirs d'eau sous pression d'air ne se limite pas à la sortie de la pompe afin de préserver les installations contre les pannes de la pompe. Il est également possible de les incorporer à d'autres endroits d'un réseau de tuyauteries : Il est envisageable d'installer un réservoir d'eau sous pression d'air supplémentaire à l'amont de la pompe en tant que sécurité contre les béliers sur les conduites d'amenée de grande longueur.

Après la panne de la pompe, le réservoir situé à l'amont absorbe de l'énergie, tandis que le réservoir situé à l'aval délivre de l'énergie. Les équipements de pompage d'eaux usées ne conviennent pas aux réservoirs d'eau sous pression d'air, Il y a plusieurs raisons pour cela :

- Il n'est pas possible de déterminer le niveau de remplissage requis pour ajuster le compresseur.
- Les objets coupants ou pointus des eaux usées peuvent causer des dommages à la vessie d'un réservoir à vessie.
- L'incrustation, le dépôt et le bouchage sont des dangers.

En assurant une surveillance adéquate, les réservoirs d'eau sous pression d'air présentent une sécurité d'exploitation élevée. Afin de les utiliser, il est important de prendre en compte les éléments suivants :

- Contrôle de la pression de l'eau dans le réservoir.
- Pour des raisons d'hygiène, le volume d'eau dans le réservoir doit être remplacé de manière continue ou régulière.

- Le comprimé d'air doit être dépourvu d'huile.
- Il est essentiel de prévoir des réservoirs de recharge afin de permettre une mise hors service pour des inspections techniques.
- Il est essentiel de protéger les robinets d'arrêt montés sur la conduite de raccordement contre les fermetures accidentelles, et de surveiller leur position d'ouverture.
- Maintenance du compresseur (réservoir à compresseur). [36]

III.3.4 Cheminée d'équilibre :



Figure (III. 11) : un Cheminée d'équilibre. [37]

La cheminée d'équilibre est un réservoir cylindrique à l'air libre et vertical. La représentation Figure (III.12) illustre une cheminée d'équilibre située à proximité d'une pompe. Son rôle est similaire à celui des réservoirs d'air, mais malheureusement, on peut observer des constructions de dimensions assez importantes pour les hauteurs de refoulement moyennes et grandes.

En général, on aménage une cheminée d'équilibre en dérivation à la jonction d'une galerie d'amenée en charge et d'une condition forcée afin de diminuer la valeur des surpressions générées par le coup de bélier, comme on peut le voir sur la figure Figure (III.13).

On utilise également la cheminée d'équilibre sur le tracé de refoulement, qui présente des points élevés où une cavitation peut se produire en régime transitoire. [38]

La mise en place des cheminées d'équilibre doit respecter les critères suivants :

- La réduction des oscillations doit être aussi significative et aussi rapide que possible.
- Ils doivent être aussi petits que possible afin de préserver l'aspect économique.

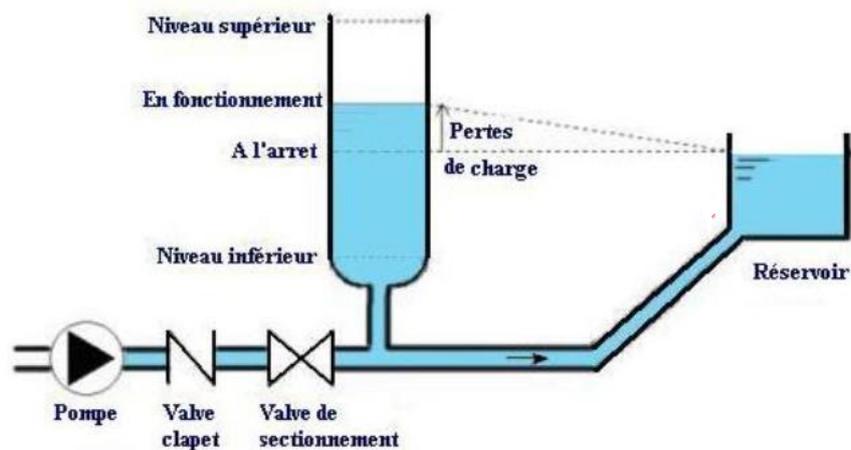


Figure (III. 12) : Schéma d'une cheminée d'équilibre. [37]

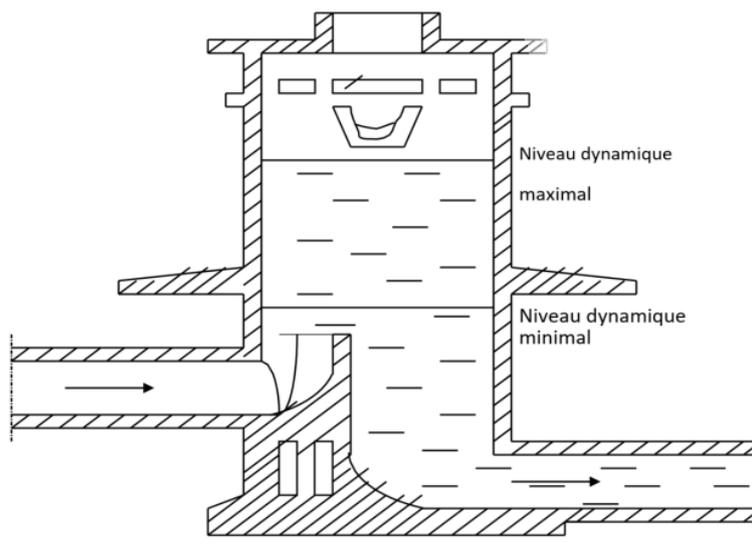


Figure (III. 13) : Coupe d'une cheminée d'équilibre. [37]

III.3.4.1 Types de cheminées

III.3.4.1.1 Cheminée à étranglement

Un blocage à la base de la cheminée entraîne des pertes de charge significatives qui entraînent une diminution de la charge :

- Amélioration de l'intensité des oscillations et donc de la hauteur atteinte par l'eau dans la cheminée.
- Les oscillations sont amorties, ce qui s'ajoute à celles causées par les pertes de charge dans la galerie de réception.

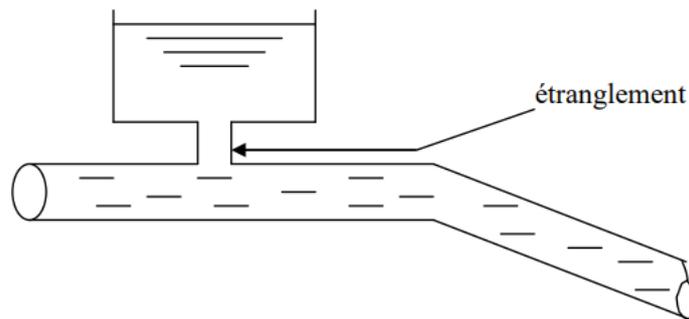


Figure (III. 14) : Cheminée à étranglement. [37]

Fonctionnement

Atténuation des Coups de Bélier : Lorsque le débit d'eau dans la canalisation principale change rapidement, l'onde de pression résultante est partiellement absorbée par la cheminée d'équilibre. L'étranglement aide à contrôler le débit entrant dans la cheminée, permettant une dissipation plus efficace de l'énergie

Stabilisation de la Pression : L'étranglement réduit la vitesse du fluide entrant dans la cheminée, ce qui diminue l'amplitude des variations de pression transmises à la cheminée. Cela aide à stabiliser la pression dans le système global.

III.3.4.1.2 Cheminée à épanouissement :

Le volume total de l'excavation peut être réduit en donnant à la cheminée une forme évasée vers le haut.

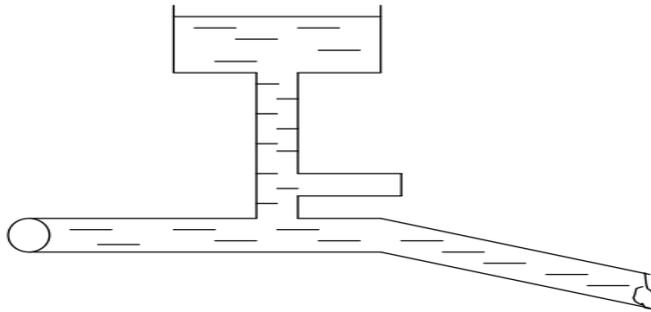


Figure (III. 15) : Cheminée à épanouissement. [37]

Fonctionnement de la Cheminée à Épanouissement

Ouverture Évasée : La cheminée à épanouissement se caractérise par une ouverture évasée qui s'élargit à son sommet. Cette forme permet une transition plus douce et graduelle de l'eau qui monte dans la cheminée.

Corps de la Cheminée : Le corps de la cheminée est un réservoir vertical connecté à la canalisation principale. Il permet l'entrée et la sortie de l'eau en réponse aux variations de pression dans le système.

Mécanisme de Réduction du Coup de Bélier

Montée de l'Eau :

Lorsqu'un changement rapide de débit se produit, comme la fermeture brusque d'une vanne ou l'arrêt soudain d'une pompe, une onde de pression (coup de bélier) se forme dans le système.

Cette onde de pression pousse l'eau vers la cheminée. Grâce à la forme évasée de l'épanouissement, l'eau monte plus progressivement, ce qui réduit l'intensité de l'onde de pression.

Dissipation de l'Énergie :

L'élargissement progressif de la cheminée permet à l'énergie cinétique de l'eau de se dissiper plus efficacement. L'évasement aide à ralentir et disperser l'eau de manière uniforme.

Cette dissipation d'énergie diminue les risques de surpression et protège les composants du système contre les dommages potentiels.

Retour à la Normale :

- Après l'atténuation de l'onde de pression, l'eau redescend progressivement dans la cheminée et le système retourne à son état normal.
- La conception de la cheminée à épanouissement facilite ce processus sans créer de perturbations additionnelles dans le système.

V.3.4.1.3 Cheminée différentielle :

Deux chambres C1 et C2 sont présentes, avec des sections distinctes, alimentées en dérivation sur la galerie d'amenée.

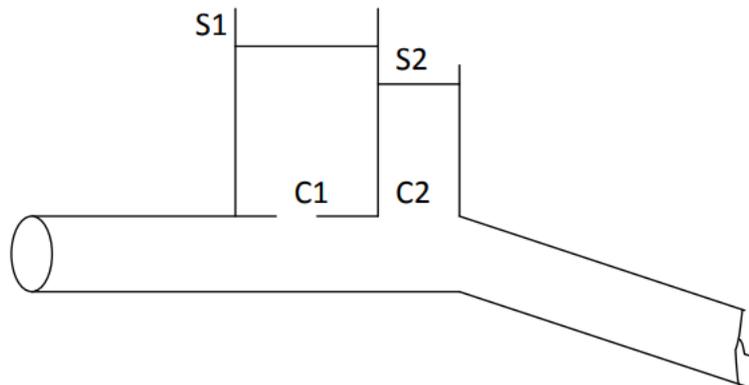


Figure (III. 16) : Cheminée différentielle. [37]

Tableau III. 3 : La spécificité de la cheminée d'équilibre

<p>Fonction :</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Réduire la valeur des surpressions produites par le coup de bélier dans la conduite forcée • Réduire les pressions excessives causées par le coup de bélier dans la gale d'amenée. • Réduire les fluctuations significatives. <p>Garantir le flux de liquide dans le conduit, en réduisant les dépressions causées par l'arrêt du moteur qui actionne la pompe.</p>
<p>Rôle anti-bélier :</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Stockage/restitution d'énergie mécanique
<p>Cas d'utilisation :</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Elles sont généralement employées lorsque la construction comprend une longue canalisation ou un long chenal d'amenée à faible pente, suivie d'une canalisation à forte pente terminée par un appareil de manœuvre qui peut entraîner des variations plus ou moins rapides de débit.

III.3.5 Volant d'inertie :



Figure (III. 17) : Volant d'inertie vertical [39]

Ce moyen se distingue par sa capacité à continuer à alimenter la veine liquide, même si le moteur actionnant la pompe s'arrête. La position de ce volant sur l'arbre du groupe permet de restituer l'énergie cinétique accumulée pendant la marche en régime normal lors de la disjonction, ce qui permet de prolonger le temps d'arrêt de l'ensemble du groupe et donc de réduire l'intensité du coup de bélier. Autrement dit, la vitesse de rotation diminue progressivement et le débit aussi. En général, la masse du volant se retrouve près de la périphérie. En règle générale, le volant d'inertie est peu ou pas utilisable, pour les raisons suivantes :

- On n'utilise ce moyen que pour limiter les dépressions.
- En présence d'une conduite de refoulement suffisamment grande, il est nécessaire de considérer des volants ayant des poids considérables, ce qui signifie que le système ne sera en aucun cas rentable.
- Plus le poids du volant augmente, plus le moteur doit être puissant afin de surmonter l'inertie de ce volant au démarrage, ce qui peut entraîner des appels d'intensité de courant inacceptables.
- Ce procédé est finalement employé pour protéger les conduites à faibles ou moyennes longueurs de refoulement et qui ne dépassent pas quelques centaines de mètres.[40][41]

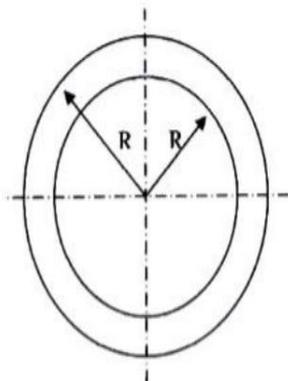


Figure (III. 18) : Volant d'inertie. [39]

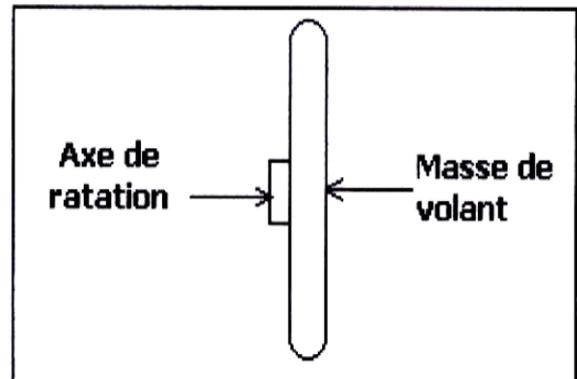
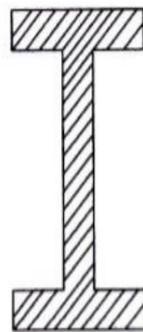


Figure (III. 19) : Concentration de la masse Réservoir. [39]

Tableau III. 4: La spécificité du volant d'inertie.

Fonction :	Augmentation du temps d'annulation du débit.
-------------------	--

Rôle anti-bélier :	Écrêter les dépressions à l’aval de la pompe.
Cas d’utilisation :	Pour la protection des conduites à longueurs de refoulement faibles ou moyennes et qui n’excédant pas quelques centaines de mètres.

III.4 Avantages et inconvénients :

Tableau III. 5: Avantages et inconvénients des appareils anti-bélier

Appareils	Avantages	Inconvénients	Observations
Volants d’inertie	<ul style="list-style-type: none"> • Produit économique. • Intéressants sur les installations qui ne s’arrêtent pas trop souvent. 	<ul style="list-style-type: none"> • Utilisation d’une énergie additionnelle. • La protection est restreinte en raison de la puissance du moteur et des caractéristiques de démarrage. • Elle n’est pas adaptée aux stations à forte fréquence de démarrage. 	<ul style="list-style-type: none"> • Utilisé en tant que moyen de prévention des dépressions.
Soupape de décharge	<ul style="list-style-type: none"> • Coûts limités • Facilité d’entretien et de réglage. • N’utilise pas d’énergie. • Sans nécessiter d’installation électrique. 	<ul style="list-style-type: none"> • Il est nécessaire d’entretenir et de vérifier attentivement (ressort). • Pertes considérables d’eau pendant le fonctionnement. 	<ul style="list-style-type: none"> • Utilisé en tant que mesure de protection contre la surpression
Ventouses (reniflards)	<ul style="list-style-type: none"> • Le bon fonctionnement garantit une circulation stable. • Ils peuvent être disposés sur la majorité des points culminants d’un réseau. 	<ul style="list-style-type: none"> • Il existe quelques problèmes lorsqu’il y a une dépression ou qu’il y a une aspiration d’eau sale dans le réseau. • Dépression résultant d’une cause inconnue (poteau d’incendie, manœuvre de vannes, etc...) ou d’une opération mal gérée. 	<ul style="list-style-type: none"> • Utilisé pour prévenir la surpression (et la dépression dans certains cas à triples fonctions))
Réservoir d’air	<ul style="list-style-type: none"> • Bon fonctionnement. • Excellente sécurité. • Aucun manque d’eau. 	<ul style="list-style-type: none"> • L’entretien et le réglage sont complexes et nécessitent un personnel compétent. • Le prix est élevé. 	<ul style="list-style-type: none"> • Utilisé comme moyen de prévenir la dépression et la

			surcharge de travail.
Cheminée d'équilibre	<ul style="list-style-type: none"> • Bon fonctionnement (ne comporte pas d'organes Mécaniques susceptibles de fonctionnement défectueux). • Importante durée de vie. • Indépendante d'une installation électrique. • Pas de pertes d'eau. 	<ul style="list-style-type: none"> • Possibilités d'installation limitées. • Ouvrage coûteux.(Hauteur généralement très Développée). 	<ul style="list-style-type: none"> • Utilisé en tant que mesure de protection contre la dépression et la surpression.

III.5 Conclusion :

Dans ce le quatrième chapitre, nous avons examiné les divers dispositifs anti-béliers utilisés pour protéger les canalisations dans les deux situations de variation de pression, à savoir la surpression et la dépression. Nous avons décrit leur système de fonctionnement et leur méthode d'utilisation, ainsi que leurs avantages et inconvénients.

CHAPITRE IV :
Calcul du coup de bélier

Chapitre IV : Calcul du coup de béliier

IV.1 Protection de la conduite gravitaire contre le coup de béliier

IV.1.1 Détermination théorique de l'expression générale de la célérité d'onde de coup de béliier

➤ Cas étudié:

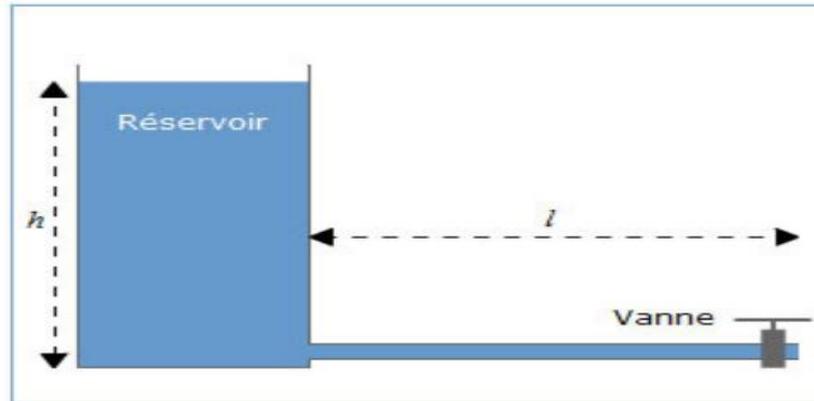


Figure (IV. 1) : Représentation de l'installation étudiée.

Caractéristique de la conduite pour un diamètre nominal de 12 pouces

- $D = 304.74\text{mm}$.
- $L = 300\text{m}$.
- $e = 9.53\text{mm}$.
- $E = 2,2 * 10^{11} \text{ Pa}$ pour l'acier.
- $\epsilon = 2 * 10^9 \text{ Pa}$ pour l'eau.

Remplaçons nos données dans la relation (II .7) :

$$a = \sqrt{\frac{2 * 10^9}{1000} \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{304.74 * 2 * 10^9}{9.53 * 2,2 * 10^{11}}}}}$$

On trouve $a = 1244.80\text{m/s}$

Nous étudierons les changements de célérité du coup de béliier en fonction du diamètre de la conduite et de la nature du matériau de cette dernière :

- En fonction du diamètre de la conduite

Le tableau suivant représente les valeurs de la célérité en pour diamètres de la conduite :

Tableau IV. 1 : les résultats de la célérité d'onde fonction du diamètre

DN	1/2	2	4	8	12	20	24	26	32
(D-e)	15.76-	52.48-	102.26-	202.74-	304.74-	488.94-	591.94	640.94	793.94
(mm)	2.77	3.91	6.02	8.18	9.53	9.53	9.53	9.53	9.53
Célérité (m/s)	1379.00	1335.10	1316.23	1277.58	1244.80	1167.92	1130.58	1114.06	1066.80

La courbe suivante représente la variation de la célérité d'onde en fonction de diamètre :
 Notons que plus le diamètre du tube est élevé, plus la célérité est faible, donc le risque de coup de bélier, est relativement moins important pour des diamètres de conduite plus grands.

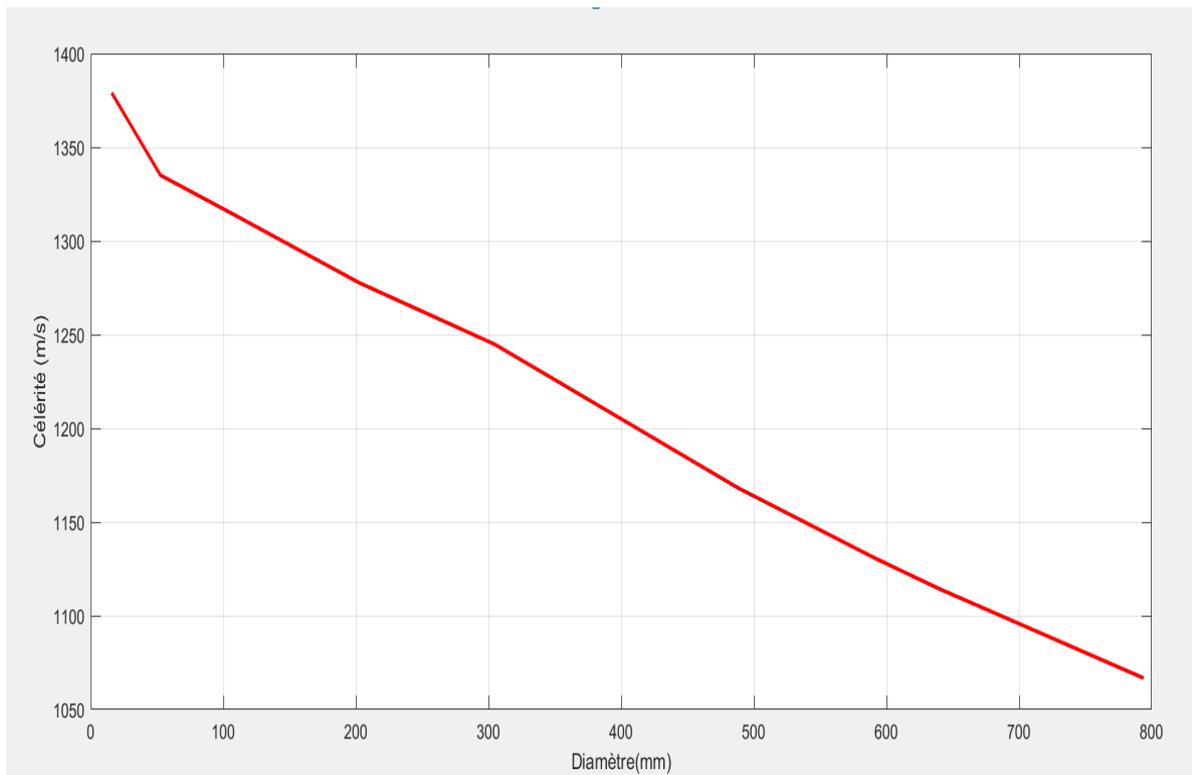


Figure (IV. 2) : Célérité de l'onde en fonction du diamètre nominal de la conduite.

- En fonction du matériau de la conduite, pour un diamètre nominal de 12 pouces

Tableau IV. 2 : les résultats de célérité en fonction du module d'élasticité de chaque matériau

Nature du matériau	Acier, fer	Cuivre	Fonte Ductile	Fonte Grise	Pvc	PEHD	PEBD
Module d'élasticité E (Pa)	$2,2 * 10^{11}$	$1,3 * 10^{11}$	$1,7 * 10^{11}$	$1,2 * 10^{11}$	$3 * 10^9$	$9,3 * 10^8$	$2 * 10^8$
Célérité (m /s)	1244.80	1157.81	1205.52	1142.22	299.36	169.312	78.96

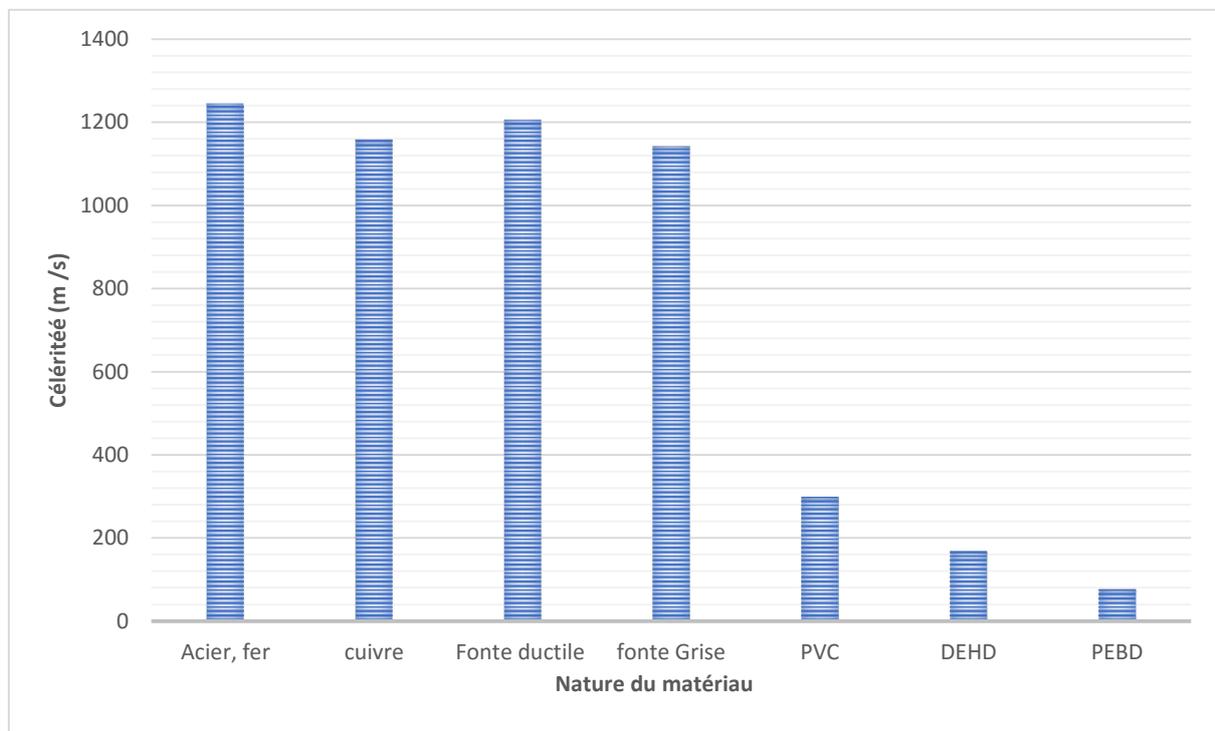


Figure (IV. 3) : Colonnes graphiques de changement de célérité en fonction de la nature du matériau pour un DN=12"

Grâce aux graphes, nous observons clairement l'évolution de la célérité est inversement proportionnelle au module d'élasticité du matériau. On observe de grandes variations de célérité de l'onde pour des matériaux tels que le PEHD et l'acier. Plus le module d'élasticité de la conduite est petit, plus la célérité est faible. On peut conclure que le choc du coup de bélièr peut être amortis et/ou absorbé pour les conduites avec des matériaux de faible module d'élasticité (comme le PVC, PEHD et DEBD).

IV.1.2 Cas D'une Ouverture / Fermeture D'une Vanne

Le coup de bélier peut se produire, par exemple, dans le cas de l'Ouverture / Fermeture brusque d'une vanne ou lente.

IV.1.2.1 Ouverture/fermeture brusque

Un calcul préliminaire s'effectue afin de contrôler la résistance de la conduite vis-à-vis de la dépression et la surpression.

D'après la formule du surpression (III 2) on a :

a : Célérité (1244.80 m /s)

U_0 : est la vitesse de fluide au moment de la fermeture (1.71 m/s)

g : Accélération de la pesanteur (9,81 m/s²)

$$\Delta H_{\max} = \frac{1244.8 * 1.71}{9,81}$$

$$\Delta H_{\max} = 216.98 mCE$$

$$\Delta P_{\max} = 21.698 Bar$$

Changement de valeur de surpression en fonction du débit :

On a

$$\Delta H_{\max} = \frac{a.V_0}{g} \quad (\text{III } 2)$$

$$\text{Et : } V_0 = \frac{Q}{S} \quad (\text{V. } 1)$$

$$\text{Et on aussi : } s = \frac{\pi D^2}{4} \quad (\text{V. } 2)$$

On remplace (V. 3) et (V. 4) dans (III. 2)

La formule de ΔH_{\max} devient :

$$\Delta H_{\max} = \frac{4.a.Q}{\pi D^2.g}$$

Tableau IV. 3 : les résultats de la surpression en fonction du débit

DN (Diamètre- épaisseur) (mm)	1/2 15.76-2.77	2 52.48-3.91	4 102.26-6.02	8 202.74-8.18	12 304.74-9.53	20 488.94-9.53
Célérité d'onde (m/s)	1379.0001	1335.10	1316.23	1277.58	1244.80	1167.92
Débit (Q)	0.00033	0.0037	0.014	0.055	0.1247	0.32
ΔH_{max}	237.8	232.79	228.71	221.87	216.98	202.9

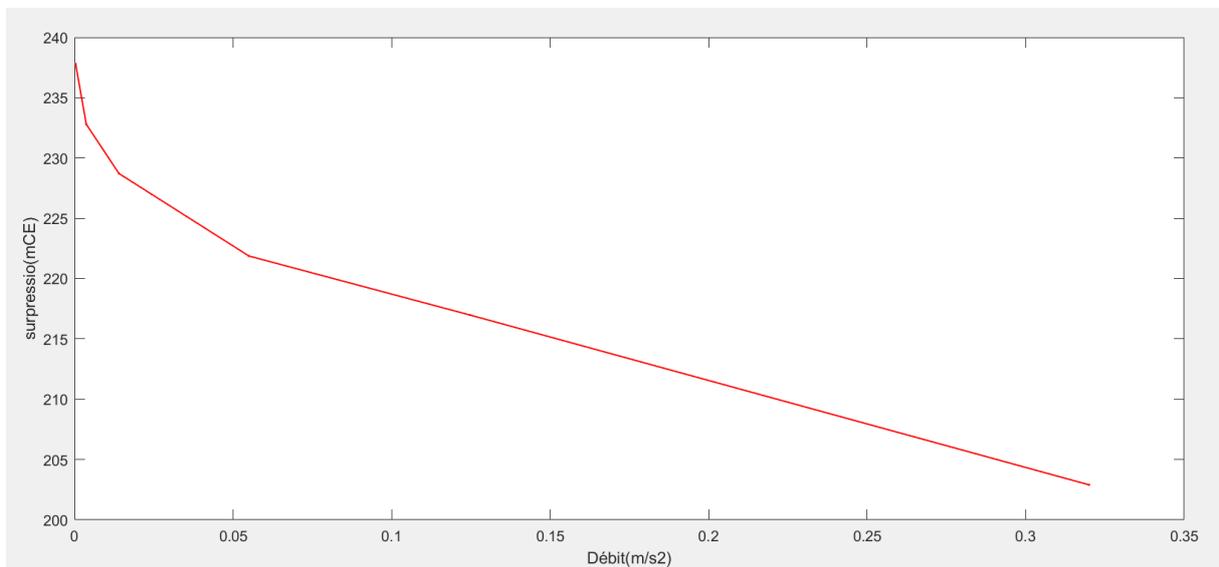


Figure (IV. 4) : Courbe de la surpression en fonction du débit.

À partir de la courbe graphique précédente, nous concluons que la pression est principalement liée à la valeur de débit, car plus le débit est élevé, plus la valeur de pression est faible.

On refait les calculs avec des fluides différents :

$$\rho_{\text{eau}} : 1000 \text{ kg/m}^3.$$

$$\rho_{\text{gasoil}} : 830 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{essences}} : 745 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{\text{Huile minérale}} : 850 \text{ kg/m}^3$$

Tableau IV. 4 : Résultats de calcul de la surpression maximale en fonction du diamètre de la conduite pour les liquides eau, gasoil, essence et huile.

DN	1/2	2	4	8	12	20	24	26	32
(D-e) (mm)	15.76- 2.77	52.48- 3.91	102.26- 6.02	202.74- 8.18	304.74- 9.53	488.94- 9.53	591.94 9.53	640.94 9.53	793.94 9.53
Célérité (m/s)	1379.00 01	1335.10	1316.23	1277.58	1244.80	1167.92	1130.58	1114.06	1066.80
ΔP_{max} l'eau (bar)	24.008	23.228	22.931	22.267	21.688	20.357	19.707	19.419	18.595
ΔP_{max} (bar) Gasoil	19.951	19.31	19.043	18.483	18.009	16.897	16.357	16.118	15.434
ΔP_{max} (bar) L'essence	17.908	17.337	17.092	16.59	16.165	15.166	14.681	14.467	13.853
ΔP_{max} (bar) Huile	20.431	19.781	19.502	18.929	18.443	17.304	16.751	16.506	15.806

Nous notons également que la valeur de surpression pour l'eau est grande par rapport aux liquides et nous concluons ici que la masse volumique du fluide et le diamètre ont des forts impacts sur la valeur de la surpression due au coup de bélier.

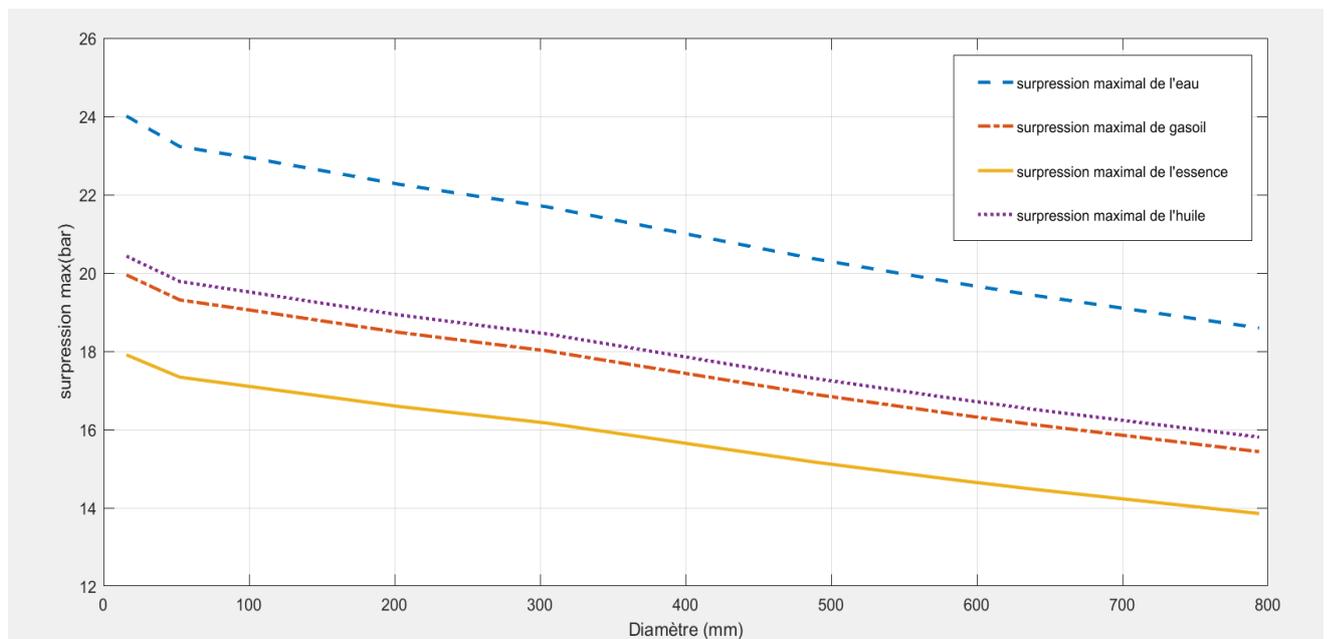


Figure (IV. 5) : courbes de la surpression en fonction du diamètre.

IV.1.2.2 Ouverture / Fermeture lente :

Le temps d’aller et retour de l’onde de déformation est régi par la formule :

$$T_r = \frac{2.L}{a}$$

Tr : temps d’aller et retour de l’onde de déformation (s) ;

Exemple :

- Pour la célérité **a = 1244.80m/s** des conditions pour un diamètre nominal de 12 pouces

L : longueur de la conduite (L = 300 m).

La célérité **a = 1244.80m/s**

$$T_r = \frac{2*300}{1244.8}$$

$$T_r = 0.48 \text{ sec}$$

Tableau IV. 5 :Les résultats de l’analyse du temps d’aller et retour en fonction de la longueur

Longueur de la conduite(m)	150	300	500	800	1200	1600	2000	2500
<i>T_r sec</i>	0.24	0.48	0.8	1.28	1.92	2.57	3.21	4.01

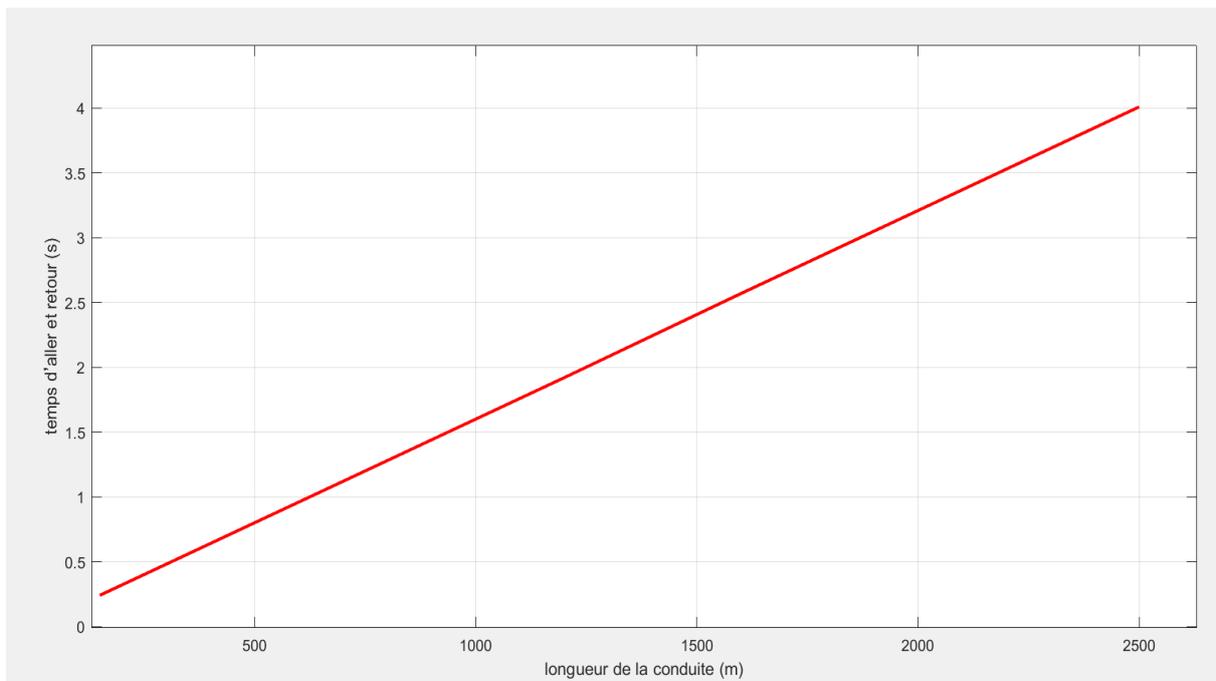


Figure (IV. 6) : courbe de changement de temps d’aller et retour en fonction de longueur de conduite en (m).

Cette courbe nous montre la relation linéaire entre le temps d'aller et retour de l'onde par rapport à la longueur de la conduite.

IV.1.3 Condition de non cavitation

Dans les circuits hydrauliques et notamment dans ceux contenant des machines (pompes, turbines hydrauliques...) on cherche à éviter le phénomène de cavitation qui se manifeste par L'apparition de bulles de vapeur dans l'écoulement du liquide

Pour que le phénomène de cavitation (changement de phase) n'ait pas lieu, il est indispensable de limiter les effets de dépression dus au coup de béliier par le calcul du temps d'ouverture adéquat de la vanne et ce, en tenant compte de la condition de non cavitation suivante :

A l'amont de la vanne on a :

$$P > P_{VS} \quad (t = 25^\circ\text{c})$$

Avec

Soit P_g la pression en amont juste avant l'ouverture de la vanne.

$$P_g = P_{atm} + \rho_k \cdot g \cdot h$$

$$P - P_g > P_{VS} - P_g$$

En admettant que le débit d'ouverture / fermeture de la vanne obéit à la loi linéaire

$(Q = Q_0(1 - \frac{t}{T}))$ Avec T au moins supérieur à $\frac{2L}{a}$, la valeur de coup de béliier sera réduite à :

$$\Delta P = P - P_g = - \frac{2 \cdot \rho_{fluid} \cdot V_0 \cdot L}{T}$$

Le signe (-) indique une dépression.

$$- \frac{2 \cdot \rho_{fluid} \cdot V_0 \cdot L}{T} > P_{VS} - P_g \quad \Rightarrow \quad \frac{2 \cdot \rho_{fluid} \cdot V_0 \cdot L}{T} < P_g - P_{VS}$$

$$T > \frac{2 \cdot \rho_{fluid} \cdot V_0 \cdot L}{P_g - P_{VS}} \quad \Rightarrow \quad T > \frac{2 \cdot \rho_{fluid} \cdot V_0 \cdot L}{P_{atm} - P_{VS} + \rho_{fluid} \cdot g \cdot h_g}$$

Pour les conductions suivantes :

$V_0 = 1.71 \text{ m/s}$

P : la pression engendrée par le coup de bélier (Bar).

P_{VS} : la pression de vapeur saturante à $t = 25^\circ\text{C}$ (Bar).

$P_{VS \text{ eau}} : 0.0317 \text{ bar}$

$P_{VS \text{ gasoil}} : 0.0085 \text{ bar}$

$P_{VS \text{ essence}} : 0.6 \text{ bar}$

$P_{VS \text{ huile minérale}} : 0.0001 \text{ bar}$

• **Pour l'eau :**

$$T > \frac{2 \cdot 1000 \cdot 1.71 \cdot 300}{(1,013 - 0,0317) \cdot 10^5 + 1000 \cdot 9,81 \cdot 10} \quad \text{D'où} \quad T > 3.48$$

Tableau IV. 6: Les résultats du temps de fermeture de l'eau en fonction de la longueur

Longueur de la conduite (m)	150	300	500	800	1200	1600	2000	2500
T (s)	1.74	3.48	5.80	9.29	13.94	18.59	23.23	29.04

• **Pour le gasoil :**

$$T > \frac{2 \cdot 830 \cdot 1.71 \cdot 300}{(1,013 - 0,0085) \cdot 10^5 + 830 \cdot 9,81 \cdot 10} \quad \text{D'où} \quad T > 3.23\text{s.}$$

Tableau IV. 7: Les résultats du temps de fermeture de gasoil en fonction de la longueur

longueur de la conduite (m)	150	300	500	800	1200	1600	2000	2500
T (s)	1.61	3.23	5.39	8.62	12.93	17.24	21.56	26.95

• **Pour l'essence :**

$$T > \frac{2 \cdot 745 \cdot 1.71 \cdot 300}{(1,013 - 0,6) \cdot 10^5 + 745 \cdot 9,81 \cdot 20} \quad \text{D'où} \quad T > 4.77\text{s}$$

Tableau IV. 8: Les résultats du temps de fermeture de l'essence en fonction de la longueur

longueur de la conduite (m)	150	300	500	800	1200	1600	2000	2500
<i>T</i> (s)	2.03	4.77	6.79	10.87	16.3	21.74	27.18	34

- **Pour l'huile minérale :**

$$T > \frac{2*850*1.71*300}{(1,013-0,0001)*10^5+850*9,81*20} \quad \text{D'où} \quad T > 3.25s$$

Tableau IV. 9: Les résultats du temps de fermeture de l'huile en fonction de la longueur

longueur de la conduite (m)	150	300	500	800	1200	1600	2000	2500
<i>T</i> (s)	1.62	3.25	5.42	8.67	13.01	17.35	21.68	27.11

Comparaison des fluides par rapport du temps de fermeture :

Pour $L = 300$ m.

$H_g = 10$ m

Fluide	Temps de fermeture
L'eau	3.48
Gasoil	3.23
L'essence	4.77
Huile minérale	3.25

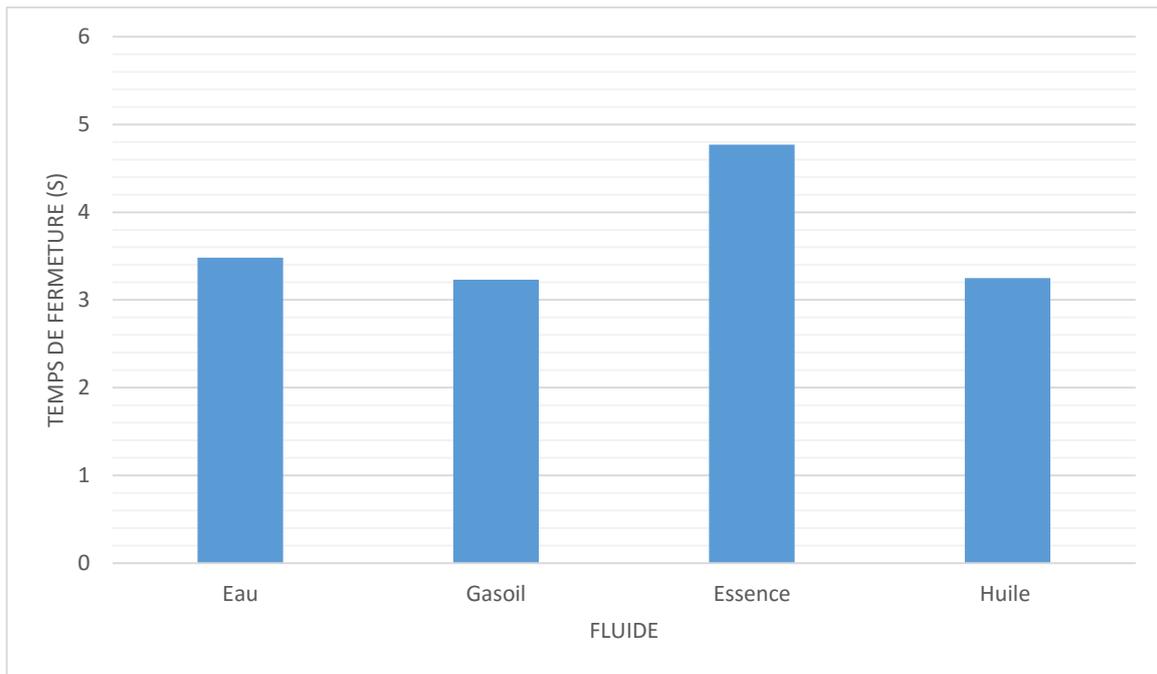


Figure (IV. 7) : Colonnes graphiques de changement de temps de fermeture pour chaque fluide.

Analyse des résultats obtenus :

Pour préserver la conduite gravitaire du coup de bélier et d'éviter le phénomène de cavitation, des vannes à fermeture lentes doivent être prévues suivant le temps de fermeture minimal calculé.

La figure (V.8) représente la variation du temps de fermeture de la vanne en fonction de la longueur de la conduite pour différents fluides : On remarque que le temps de fermeture est proportionnel à la longueur de la conduite. L'essence en particulier présente les temps les plus importants que les autres fluides ; cela est dû à la pression de vapeur saturante de l'essence qui présente la valeur la plus grande (0.6 bar @ 25°C) par rapport aux autres fluides. De ce fait le risque de cavitation est plus prononcé pour l'essence.

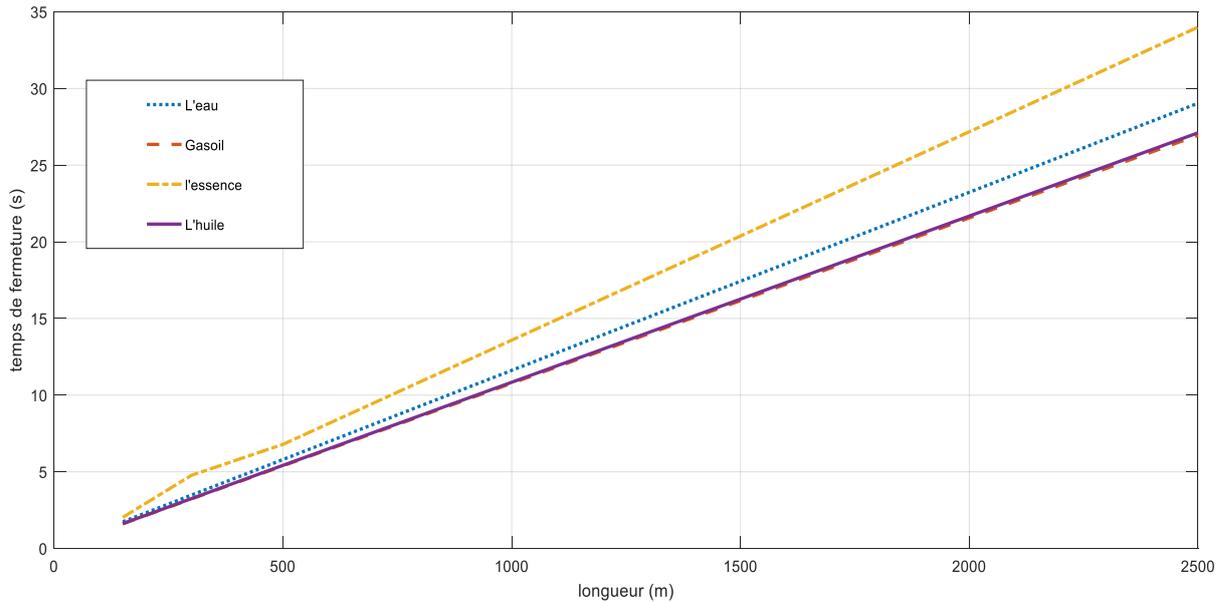


Figure (IV. 8) : Variation du temps de fermeture en fonction de la longueur de la conduite pour différents fluides

IV.2 PROTECTION DE LA CONDUITE DE REFOULEMENT CONTRE LE COUP DE BELIER

IV.2.1 Dimensionnement du réservoir Anti-bélier :

Pour pouvoir remédier à l’alternance surpression dépression créée par l’onde de choc hydraulique (Coup de Bélier), il nous faut installer un dispositif d’amortissement adéquat. Afin d’éviter tous risques liés aux effets irréversibles de l’onde sur la tuyauterie et le bon fonctionnement de l’installation, nous allons dimensionner un accumulateur Anti-Bélier qui doit à la fois emmagasiner et délivrer de l’énergie au fluide de process.

a) Application

Le volume de l’accumulateur est calculé en tenant compte des considérations faites sur les cycles de compression et d’expansion d’un gaz obéissant à la loi polytropique d’état des gaz parfaits.

$$P \times V^n = \text{Constante.}$$

L’expression qui permet d’estimer la taille de l’accumulateur V_0 est régie par la relation suivante :

$$V_0(\text{litres}) = \frac{m \cdot v^2 \cdot 0,4}{2 \cdot P_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{0,286} - 1 \right] \cdot 10^2} \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^{0,714}$$

Avec :

- m : Masse de fluide contenue dans la tuyauterie de refoulement (Kg)

$$m = \rho_f \cdot S \cdot L$$

Où :

- ρ_f : Masse volumique du fluide de Process (Kg/m³).
- S : Section droite de la conduite (m²).
- L : Longueur de la tuyauterie de refoulement (m)
- P_1 : Pression de refoulement de la pompe à débit nul (Bar)
- P_0 : Pression de gonflage de la vessie (Bar)
- P_2 : Pression de service maximale (Bar)
- v : Vitesse d'écoulement dans la conduite

Analyse des résultats obtenus :

La figure (V.9) représente la taille du réservoir anti-bélier pour la protection de la conduite de refoulement calculé pour différents fluides (Eau, gasoil, essence supe, huile minérale) pour une installation de pompage d'un débit nominal de 120 m³/h et une longueur de conduites de refoulement de 50 mètres et de diamètre nominal de 6". Les résultats montrent que la taille du réservoir la plus grande est celle correspondant l'eau comme fluide de travail. Ce résultat est prévisible car le volume de l'accumulateur est proportionnel à la masse de fluide contenue dans la conduite de refoulement.

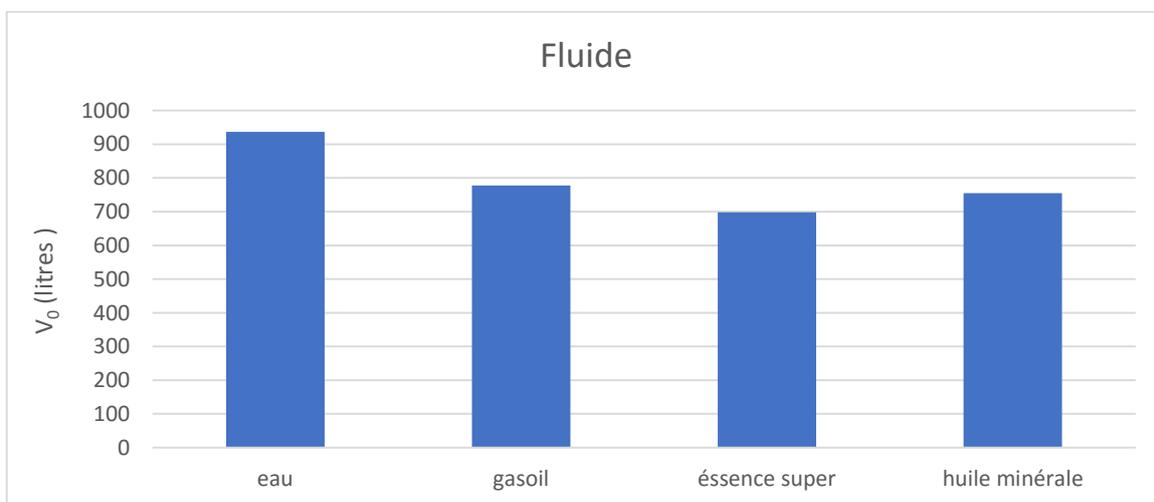


Figure (IV. 9) : Colonnes graphiques des fluides de changement de V0 en (Litres).

IV.3 Calcul d'un réservoir d'air réel

V.3.1 Présentation de la station de pompage

La station de pompage « djebahia » est une station créée en 2010 pour le but de traitement d'eau de barrage « koudiet aserdoun », la station distribue l'eau à quatre wilayas principales. Cette partie concerne seulement la ligne de distribution station vers Kadiria.

La figure suivante présente le schéma de le système étudiée avec les coordonnées de conduite de refoulement :

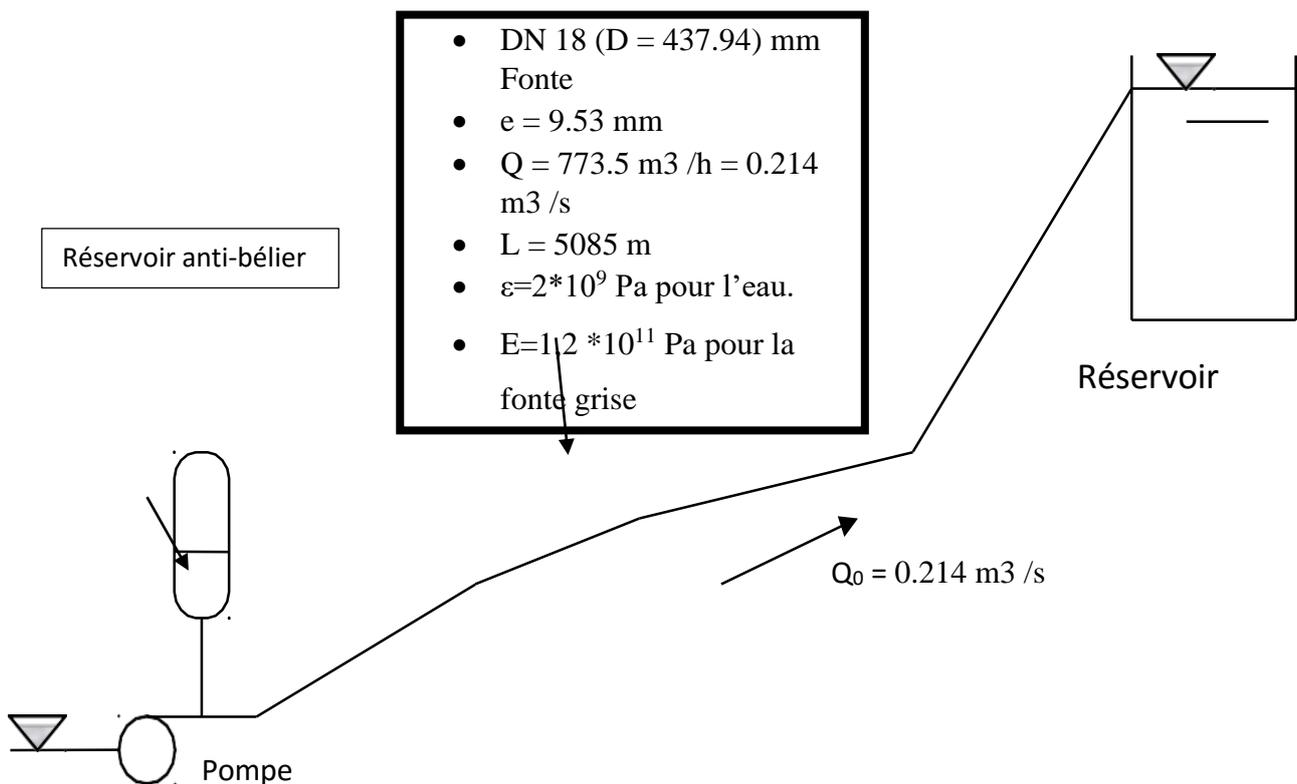


Figure (V. 10) : schéma de distribution station-kadiria.

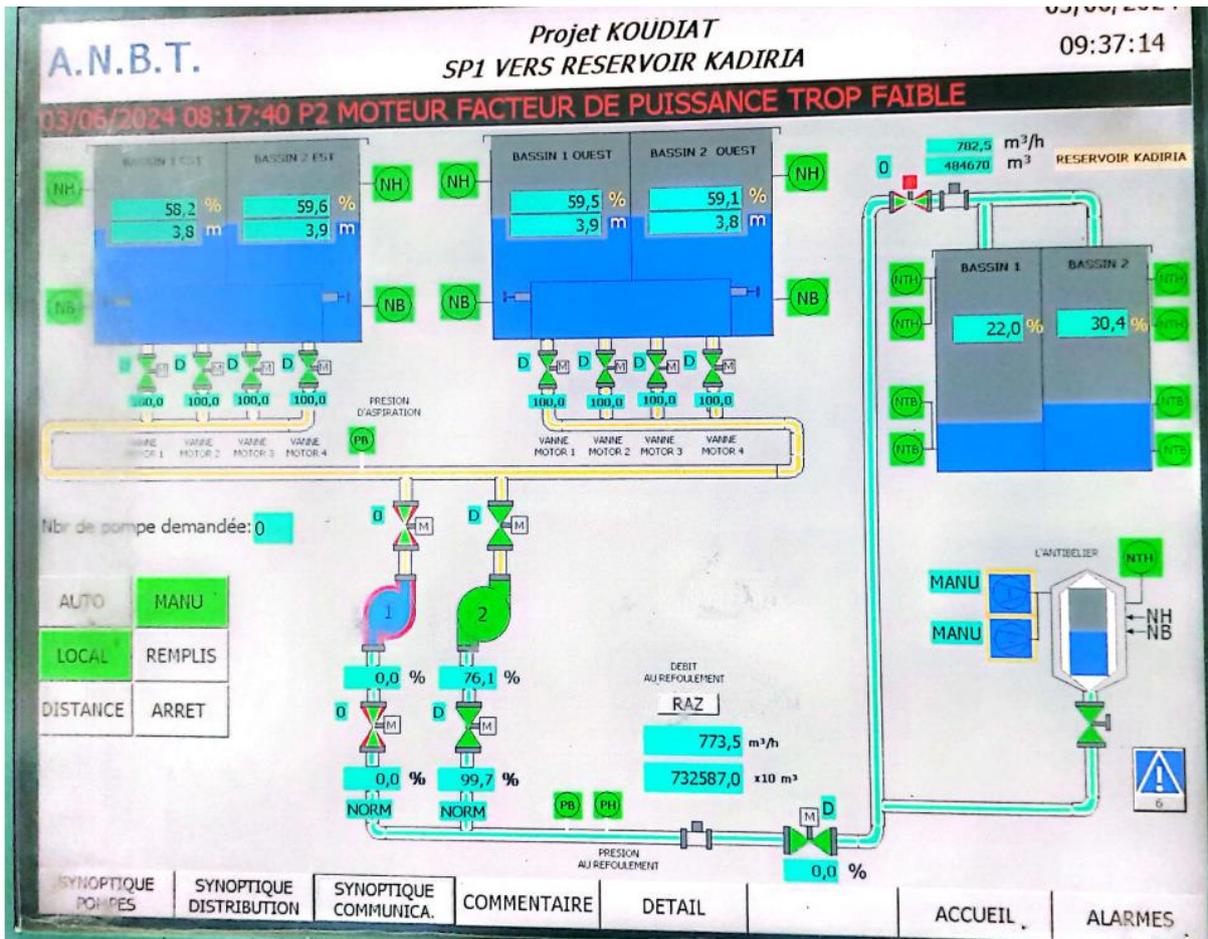


Figure (V. 11) : périmètre de la ligne station-kadiria.

V.3.2 Équipements hydrauliques sur la conduite de refoulement :

Il s’agit d’abord de vérifier la nécessité de mettre un Anti – bélier sur la conduite de refoulement.

V.3.2.1 Célérité des ondes :

D’après la relation (III 7) on a

$$a = \sqrt{\frac{2 * 10^9}{1000} \frac{1}{1 + \frac{(437.94)(2 * 10^9)}{9.53 (1,2 * 10^{11})}}}$$

a = 1064.22 m/s

V.3.2.2 Vérification de vitesse :

La vitesse de refoulement est déterminée par la formule classique $V_0 = \frac{Q_0}{S}$

Q : le débit de refoulement dans la conduite en m³ /s

S : la section de la conduite circulaire en m²

$$S = \pi \times r^2$$

$$s = 3.14 \times (0.219^2) = 0.15 \text{ m}^2$$

$$V_0 = \frac{0.214}{0.15}$$

$$\underline{V_0 = 1.43 \text{ m/s}}$$

V.3.2.3 Calcul de la surpression

selon la formule (III.2) on a :

$$\Delta H_{\max} = \frac{1064.22 * 1.43}{9.81}$$

$$\Delta H_{\max} = 155.13 \text{ Mce}$$

$$\Delta P_{\max} = 15.513 \text{ Bar}$$

V.3.2.4 Dimensionnement du ballon anti bélier

Le coup de bélier dans un réseau sous pression est généralement le résultat du démarrage ou l'arrêt de la pompe ou encore de l'ouverture ou de la fermeture brusque d'une vanne.

Une fermeture brusque signifie qu'elle se produit dans un temps inférieur ou égal à $T_r = \frac{2.L}{a}$

Tr : temps d'aller et retour de l'onde de déformation (s)

L = la longueur de la conduite de refoulement

a = célérité de l'onde

AN :

$$T_r = \frac{2 * 5085}{1064.22} = 9.56 \text{ sec}$$

Le volume de l'anti béliier nécessaire se calcul comme suit : $V = Q * T_r$ [42]

Ou T est le temps de propagation de l'onde et Q est le débit de refoulement.

AN :

$$V = 0.214 * 9.56 = 2.045$$

$$\underline{V (L) = 2045 \text{ Litres}}$$

Nous rajoutant un coefficient de sécurité de 1.5, d'où nous choisissons un ballon anti béliier de 3000 litres.



Figure (V. 12) : Fiche technique de réservoir anti-béliier.



Figure (V. 13) : Réservoir anti-bélier 660-4

IV. 4 Conclusion :

Dans la première partie de ce chapitre, Nous avons utilisé les relations de célérité et surpression en fonction d'un cas proposé afin de comparer les résultats obtenus, dans la deuxième partie nous avons étudié le réservoir d'eau anti-bélier de la station de pompage "DJEBAHIA vers KADIRIA", nous avons finalement conclu que les résultats obtenus compatibles avec le choix de l'équipement de protection contre le coup de bélier installé dans le circuit de refoulement de la station de pompage.

Conclusion générale

Conclusion générale

L'objectif de ce travail était d'analyser le phénomène de coup de bélier lors d'un écoulement transitoire dans les installations hydrauliques. Le danger qu'il représente dans la pratique est mis en exergue. Ces conséquences peuvent être désagréables, telles que la rupture de canalisations et la dégradation des appareils traversés par le fluide. Il faut donc mettre en place les moyens de protection afin atténuer les effets néfastes de ce phénomène.

L'analyse bibliographique a souligné ce type d'écoulement à travers diverses études de recherche menées à travers le monde.

La mise en évidence des équations de Saint Venant régissant ces écoulements permet une meilleure compréhension de toutes les grandeurs qui se manifestent, même si les méthodes de résolution nécessitent parfois l'utilisation de conditions aux limites. C'est pourquoi nous avons privilégié les conditions réelles que nous pouvons rencontrer dans les cas sélectionnés et ainsi effectuer des calculs relativement simples mais qui conduisent en final au dimensionnement des moyens de protection contre ce phénomène.

Une application a été effectuée pour le cas d'une ligne de pompage d'eau à la station de distribution hydraulique de Djebahia en vue de vérifier le dimensionnement du réservoir anti-bélier au niveau de la conduite de refoulement vers Kadiria.

Bibliographie

Bibliographie

- [1] G. M. e. al., review of Water hammer Theory and Practice :, 2005.
- [2] C. JAEGER, Théorie générale du coup de bélier :Application au calcul des conduites à caractéristiques multiples et des chambres d'équilibre., zurich, 1933.
- [3] E. B. WYLIE et V. L. STREETER, Fluid transients . MacGraw-Hill, 1978.
- [4] L. BERGERON, Du coup de bélier en hydraulique au coup de foudre en, 1950.
- [5] M. CARLIER, Hydraulique générale et appliquée ; Edition Eyrolles, PARIS, 1980.
- [6] M. ABBOTT, An introduction to the method of characteristics. Thames and, 1933.
- [7] P. BEAUCHEMIN, Calcul des coups de bélier:Méthodes modernes et approximations rapides à partir d'hypothèses physiquement réalistes:" Sciences et techniques de l'eau", 1992.
- [8] R. J. LEVEQUE, Finite Volume Methods for Hyperbolic Problems. Cambridge, 2002.
- [9] [En ligne].
- [10] M.MEUNIER, "Les coup de bélier et la protection des réseaux d'eau sous pression", ENGREF.
- [11] A.LENCASTRE "Hydraulique générale", Edition Eyrolles, paris 1983.
- [12] AFCP / CETIM "Guide acoustique des installations de pompage. En collaboration avec EDF France". Publication CETIM.
- [13] SAID L'HADJ DIHIA, ETUDE DU COUP DE BLIER EN REFOULEMENT DAND UN RESEAU DE RANG-2
- [14] OURAGH.YOUCEF"Ecoulement forcÈ en Hydraulique" Tome II OP
- [15] M.MEUNIER, "Les coup de bélier et la protection des réseaux d'eau sous pression", ENGREF,, 1986.
- [16] AFCP / CETIM "Guide acoustique des installations de pompage. En collaboration avec EDF, 1997.
- [17] Seridi Hani, Résolution des équations de l'écoulement transitoire par la méthode des différences finies

- [18] R. sami, «modélisation numérique des écoulements transitoires dans les conduites en charge a géométrie complexe,» BATNA, 2014.
- [19] «AFCP / CETIM "Guide acoustique des installations de pompage. En collaboration avec EDF,» 1997.
- [20] Benterki Abdallah, L'étude du phénomène transitoire du coup de bélier d'onde provoqué par la manipulation des vannes
- [21] «AFCP / CETIM "Guide acoustique des installations de pompage. En collaboration avec EDF».
- [22] F. Guhl, «Guide méthodologique d'études anti – bélier pour les réseaux,» 2002.
- [23] B. S, «Hydraulique et hydrologie. Deuxième édition revue et augmentée.».
- [24] A. ., N. D. A, «alimentation en eau potable de la commune de Tazmalt (apartir du barrage tichi Haff) , mémoire de fin d'études,Université Abderrahmane MIRA de Bejaia,» 2017.
- [25] F. GUHL, «Guide méthodologique d'étude anti-coup de bélier pour les réseaux d'eaux,» 2002.
- [26] «BAYARD - Série F1 30 - T20003».
- [27] DERROUCHE Wassim, Modélisation, Optimisation et simulation du Phénomène transitoire Etude de cas
- [28] BOUSSAFEUR. Kaci, étude du phénomène du coup de bélier, 2013
- [29] A. BERRESKI, «Hydraulique urbaine L3, LRHAE, Bejaia.».
- [30] BAYARD - www.bayard.fr
- [31] OURFELLA Hadjer, Contribution à l'étude du phénomène transitoire dans une conduite sous pression et dimensionnement d'un moyen de protection
- [32] J. Raabe, Machines et installations hydrauliques, 1989.
- [33] «alimentation en eau potable de la commune de Tazmalt (apartir du barrage tichi Haff) , mémoire de fin d'études,Université Abderrahmane MIRA de Bejaia.».
- [34] M. A. BERREKSI, «« COURS d'hydraulique » Université Abderrahmane Mira de Bejaia.».
- [35] KSB S.A.S. 4, allée des Barbanniers · F-92635 Gennevilliers Cedex Tél. : +33 1 41 47-7500 · Fax : +33 1 41 47-7510 www.ksb.fr

- [36] «SNC.LAVALIN INTERNATIONAL, 'Alimentation en eau potable des villes situées sur le couloir Alger – Tizi Ouzou à partir du barrage de Taksebt'.».
- [37] DERROUCHE Wassim, Modélisation, Optimisation et simulation du Phénomène transitoire Etude de cas
- [38] M. MEUNIER, "Les coup de bélier et la protection des réseaux d'eau sous pression", ENGREF, PARIS, 1980.
- [39] BOUDJENANA Yasser, étude du phénomène transitoire
- [40] Hydraulique générale et appliquée ; Edition Eyrolles.
- [41] J. BONNIN, Hydraulique urbaine appliquée aux agglomérations de petite et moyenne mportance. Edition EYROLLES, PARIS, 1986.
- [42] A.LENCASTRE "Hydraulique générale", Edition Eyrolles, PARIS, 1983.