

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

Université Mouloud Mammeri de Tizi-Ouzou

Faculté du génie de la construction

Département de génie mécanique



Mémoire de fin d'études

***En vue de l'obtention du diplôme de Master académique en génie
mécanique***

Option :Énergétique

Thème

***Etude du phénomène du coup de bélier
provoqué par une fermeture brusque de
la vanne***

Proposé et dirigé par :

Mr. M.FERROUK.

Réalisé par :

DJEMAI YACINE

MEDDOUR NACER EDDINE

Promotion: 2019/2020

Remerciements

Nous remercions d'abord avant tous, le bon Dieu qui nous a donné le courage, la patience, la santé et la volonté pour venir à bout de ce travail, et qui nous a permis d'acquérir ce savoir et d'enrichir nos connaissances.

Au terme de ce projet de fin de cycle, je tiens à remercier très chaleureusement **M. FERROUK Mohamed** qui nous a permis de bénéficier de son encadrement. Les conseils qu'il nous a prodigués, la patience, la confiance qu'il nous a témoigné ont été déterminants dans la réalisation de ce travail de recherche.

Et je tiens à remercier **M. BOUTOUDJ** et **M. TEBBICHE** de leur présence et d'avoir accepté d'évaluer et examiner notre travail.

Un grand merci à mes amis et à ma famille, en particulier à mes parents pour m'avoir soutenu et aidé tout au long de nos études.

On remercie aussi **M. KADEM Said** pour son aide et ces précieux conseils.

Enfin, j'adresse mes sincères remerciements à tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à la réalisation de ce travail.

Liste des symboles

Symbole	Signification	Unité SI
a	Célérité	m.s^{-1}
C	Vitesse de propagation de l'onde de pression	m.s^{-1}
C^+ et C^-	Caractéristique positive et négative	-
D	Diamètre	m
E	Module de Young	N.m^{-2}
e	Epaisseur de la conduite.	m
F_m	Force moyenne	N
f	Coefficient de pertes de charge linière	-
G	Débit spécifique	$\text{kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$
g	Acceleration de la pesanteur	m.s^{-2}
K	Coefficient de perte de charge singulière	-
L	Longueur	m
m	Masse molaire	kg
P	Pression	bar
P_g	Pression motrice	bar
Q_m	Débits massique	kg.s^{-1}
Q_v	Débit volumique	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$
Re	Nombre de Reynolds	-
R	Rayon	m
S	Section	m^2

Liste des symboles

s	coordonné concentrique	m
T	Temps	s
V	vitesse de l'onde	m.s ⁻¹
w	Vitesse moyenne	m.s ⁻¹
Z	Hauteur	m
ΔP	Pertes de pression	Pa.

Lettre grecques	Signification	Unité SI
ε	Rugosité	m
μ	Viscosité dynamique	N.s.m ⁻²
Θ	Angle de déviation	(°)
ρ	Masse volumique	kg.m ⁻³
χ	Coefficient de compressibilité	m ² .N ⁻¹
ω	Poids volumique	N.m ⁻³
ν	Viscosité cinématique	Pa.s
ζ	Coefficient de pertes de charge singulière	-
γ	Accélération	m.s ⁻²
α, δ	Angles de déviation	°

Indices	Signification
m	moyen
l	latérale

Liste des symboles

r	rectiligne
p	principale
v	volumique

Liste des Figure

Fig.Nméro	Titre	Pages
Figure 1.1	Circuit hydraulique de la station de Taksebt	4
Figure 1.2	Circuit d'aspiration : de la sortie du barrage jusqu'à la station pompage	5
Figure 1.3	Réunion des deux conduites – Pièce en Y	5
Figure 1.4	Schéma de la conduite de la station pompage	8
Figure 1.5	Schéma de la conduite à l'entrée de la station de pompage (By-pass)	9
Figure 1.6	Séparation du collecteur de refoulement en deux conduites	13
Figure 2.1	Schéma d'un coude brusque.	30
Figure 2.2	Schéma d'un coude convenablement arrondi.	30
Figure 2.3	Schéma d'une conduite divergente	30
Figure 2.4	Schéma d'une conduite convergente	31
Figure 2.5	Schéma entrée du fluide dans la conduite	31
Figure 2.6	Schéma sortie du fluide de la conduite	32
Figure 3.1	Diagramme de Moody	37
Figure 3.2	Schéma de la conduite de la station pompage	40
Figure 3.3	Position des pompes	41
Figure 3.4	Bifurcation (séparation des courants)	42
Figure 3.5	Courbes de coefficient de perte de charge de la branche rectiligne par apport à la branche latéral et la branche principale de la bifurcation.	44
Figure 3.6	Bifurcation (réunion de courant)	45
Figure 3.7	Courbe de coefficient de perte de charge de la branche rectiligne par apport aux débits volumiques à travers la branche latérale et branche principale de la bifurcation	46

Liste des Figure

Fig.Nméro	Titre	Pages
Figure 3.8	Clapet de non retour	47
Figure 3.9	Courbe de Coefficient de perte de charge en fonction du diamètre	48
Figure 3.10	Vanne de réglage et de regulation multijets MONOVAR	50
Figure 3.11	Coefficient de perte de charge en fonction du pourcentage d'ouverture	50
Figure 3.12	Schéma de la conduite de la station pompage jusqu'à la station de traitement	52
Figure 4.1	Ligne de charge, ligne piézométrique dans une conduite	58
Figure 4.2	Propagation d'une onde plane dans une conduite cylindrique	63
Figure 4.3.	Lignes caractéristiques dans le plan x-t.	69
Figure 4.4	Discretisation et calcul numérique de la pression le long de la conduite	71
Figure 4.5	Volant d'inertie	74
Figure 4.6	Soupape de décharge	74
Figure 4.7	Cheminée d'équilibre	75
Figure 4.8	Ventouse à trois fonctions	76
Figure 4.9	Ventouse à une seule fonction	76
Figure 4.10	Principe de fonctionnement d'un réservoir d'air	77
Figure 5.1	Problème étudié	79
Figure 5.2	Coefficient de perte de charge de la vanne papillon en fonction de l'angle d'ouverture	80
Figure 5.3	Fermeture linéaire de la vanne	80
Figure 5.4	Fermeture par étape de la vanne	80
Figure 5.5	Evolution de la pression à l'amont de la vanne lors d'une fermeture linéaire	81

Liste des Figure

Fig.Nméro	Titre	Pages
Figure 5.6	Evolution de la pression à l'amont de la vanne lors d'une fermeture linéaire par étape	82
Figure 5.7	Evolution de la pression en amont de la vanne pour les 2 modes de fermeture	82
Figure 5.8	Evolution de la pression pour deux temps de fermeture linéaire ($T=2$ L/a et 4 L/a)	84
Figure 5.9	Evolution de la pression pour deux temps de fermeture linéaire ($T=10$ L/a et 20 L/a)	84
Figure 5.10	Evolution de la pression pour deux temps de fermeture linéaire ($T=40$ L/a et 100 L/a)	85
Figure 5.11	Evolution de la pression pour deux temps de fermeture linéaire ($T=200$ L/a et 400 L/a)	85
Figure 5.12	Evolution de la pression pour deux temps de fermeture par étape ($T=10$ L/a et 20 L/a)	87
Figure 5.13	Evolution de la pression pour deux temps de fermeture par étape	87
Figure 5.14	Temps de fermeture de la vanne avec deux profils distincts	88
Figure 5.15	Effet du profil d'opération de la vanne pour un même temps de fermeture	89
Figure 5.16	Effet du profil d'opération de la vanne	89
Figure 5.17	Enveloppes de pression maximale et minimale pour 2 temps de fermeture	90
Figure 5.18	Evolution de la pression pour 2 temps de fermeture linéaire incomplète de la vanne	91
Figure 5.19	Enveloppes de pression maximale et minimale pour 2 temps de fermeture	92

Liste des Tableaux

Tab. Numéro	Titre	pages
Tableau 1.1	Dimensions et hauteurs piézométriques des tronçons composant la conduite d'aspiration	6
Tableau 1.2	Dimensions et hauteurs des tronçons à l'intérieur de la station de pompage	10
Tableau 1.3	Dimensions et hauteurs des tronçons du circuit de refoulement	13
Tableau 3.1	Les diamètres et les longueurs approximatives des canalisations	34
Tableau 3.2	Coefficients de pertes de charge locale rencontrées dans le circuit aspiration	38
Tableau 3.3	Calcul des pertes de charge par frottement et singulière dans le circuit aspiration	38
Tableau 3.4	Calcul des coefficients de perte de charge par frottement(f)	41
Tableau 3.5	Les différentes valeurs du coefficient de perte de charge singulière	42
Tableau 3.6	Coefficient de perte de charge locale est évaluée en fonction des débits	43
Tableau 3.7	Les différentes valeurs du coefficient de perte de charge	44
Tableau 3.8	Coefficient de perte de charge locale	45
Tableau 3.9	Coefficient de perte de charge singulière	46
Tableau 3.10	Coefficient de perte de charge pour différent diamètre	48
Tableau 3.11	Calcul des pertes de charges dans la conduite de la station de pompage	51
Tableau 3.12	Calcul des pertes de charges dans la conduite de la station de pompage à la station de traitement	53
Tableau 5.1	Temps de fermeture linéaire en fonction de l'ouverture de la vanne	83
		86

Liste des Tableaux

Tab. Numéro	Titre	pages
Tableau 5.2	Temps de fermeture par étapes en fonction de l'ouverture de la vanne	88
Tableau 5.3	Temps de fermeture de la vanne avec deux profils distincts	91
Tableau 5.4	Temps de fermeture incomplète : linéaire et par étapes	

Sommaire

Sommaire

Introduction générale	1
------------------------------	----------

Chapitre 1 : Description de la station de Taksebt

1.1. Introduction	3
1.2. Circuit d'aspiration	4
1.3. Chambre de vannes	7
1.4. Ballon anti-bélier – aspiration	8
1.5. Station de pompage	8
1.6. Circuit de refoulement	12
1.7. Modes de fonctionnement de la station	15
1.8. Asservissement des vannes du collecteur d'aspiration	17
1.9. Sécurités et verrouillages	17
1.9.1. Sécurités générales	17
1.9.2. Sécurités individuelles des pompes :	19
Conclusion	20

Chapitre 2 : Notions de base sur la mécanique des fluides

2.1. Equation de conservation de la masse ou de continuité	21
2.1.1. Cas d'un écoulement permanent	22
2.1.2. Cas d'un fluide incompressible homogène	22
2.1.3. Cas d'un tube de courant en écoulement permanent	22
2.2. Equations générales du mouvement du fluide incompressible	22
2.2.1. Equation de la statique de fluide	22
2.2.2. Equation de la dynamique des fluides parfaits incompressibles	23
2.2.3. Théorème de Bernoulli en régime permanent	25
2.2.4. Théorème de Bernoulli en mouvement non permanent	25
2.3. Equations générales de l'écoulement d'un fluide visqueux	26
2.3.1. Equation générale de Navier-Stokes	26
2.3.2. Equations linéarisées de stockes	27
2.4. Notion de perte de charge	27
2.5. Théorème de Bernoulli tenant compte des pertes de charge	28

Sommaire

2.5.1. Perte de charge par frottement	28
2.5.2. Pertes de charge singulières	29
2.5.2.1.Coudes	29
2.5.2.2.Elargissement progressif de section (divergent)	30
2.5.2.3.Rétrécissement progressif de section (convergent)	31
2.5.2.4.Entrée ou sortie des tuyauteries	31
2.5.2.5.Vannes	32
2.6.Vitesse de propagation des ondes dans les fluides	32
Conclusion	33

Chapitre 3. Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

3.1. Introduction	34
3.2. Données de base	34
3.3. Perte de charge par frottement	36
3.4. Circuit d'aspiration	37
3.5. Dans la station de pompage	40
3.6. Calcul des coefficients de frottements	41
3.7. Calcul des pertes de charge singulière	42
3.8. Circuit refoulement	52
Conclusion	55

Chapitre 4 : Coup de bélier

4.1. Définition	56
4.2. Causes du coup de bélier	56
4.3. Risques dus aux coups de béliers	56
4.4 Coup de bélier en masse	57
4.4.1. Première méthode	57
4.4.2. Deuxième méthode	58
4.5. Allure du phénomène du coup de bélier en fluide compressible	60
4.6. Formules d'Alliévi	62
4.7. Méthode des caractéristiques	66
4.8. Les moyens de protection	72
4.8.1. Introduction	72

Sommaire

4.8.2. Moyens de protection anti-bélier	73
4.8.3 Le volant d'inertie	73
4.8.4 Les soupapes de décharge	74
4.8.5. Ventouses	75
4.8.6. Les réservoirs d'air	75
4.8.7. Les réservoirs d'air.	77
Conclusion	78

Chapitre 5 : Simulation numérique du coup de bélier

5.1. Introduction	79
5.2. Validation du programme en le comparant à la solution graphique	81
5.3. Evolution de la pression pour différents temps de fermeture de la vanne.	83
5.3.1. Fermeture linéaire de la vanne	83
5.3.2. Fermeture par étapes de la vanne	86
5.4. Temps de fermeture de la vanne fixe avec des profils d'opération différents.	87
5.5. Enveloppes de pression maximale et minimale le long de la conduite	89
5.6. Evolution de la pression lorsque l'état final de la vanne n'est pas complètement fermée	90

Conclusion générale	93
----------------------------	-----------

Références bibliographiques.

Annexes.

INTRODUCTION GENERALE

Le fonctionnement d'un réseau de conduite, en régime transitoire, est caractérisé par des pressions et vitesses variables dans le temps. Ces dernières sont accompagnées par le phénomène de propagation des ondes de pression qui parcourent le réseau pendant un certain temps jusqu'à leur amortissement et l'établissement d'un nouveau régime permanent. Lorsque la vitesse d'écoulement change rapidement (par exemple, une fermeture de vanne ou un arrêt de pompe), il provoque un changement dans le système sous la forme d'une onde de pression. Ce phénomène peut provoquer la défaillance des équipements hydrauliques d'un réseau de canalisations, lors du dimensionnement des conduites d'adduction, travaillant notamment en refoulement, les conduites choisies après optimisation possèdent des pressions de service définies, et qu'on ne doit pas dépasser. C'est justement là où intervient le calcul du réseau, en régime transitoire pour prévoir les pressions susceptibles de se produire. Si la pression de fonctionnement est inférieure à la pression nominale de la conduite, il n'y a évidemment pas de danger. Par contre, si le contraire s'observe, le danger existe, et l'on doit choisir entre les deux solutions suivantes :

- Changer la classe des conduites pour une pression de nominale supérieure.
- Atténuer les pressions transitoires par les moyens de protection (protection anti – béliet).

Dans l'état actuel des choses, l'étude du régime transitoire sert à vérifier la tenue des conduites déjà choisies, mais il n'existe pas de méthode directe permettant le dimensionnement des conduites tout en tenant compte du coup de béliet.

Le présent travail a pour but l'élaboration d'un outil de calcul permettant de prédire le phénomène du coup de béliet et de pouvoir comparer et valider les résultats ainsi obtenus avec ceux données dans la littérature et dans l'échant avec ceux mesurés dans une installation donnée. Pour cela un stage pratique a été accompli au niveau de la station de pompage de Taksebt, dotée de systèmes de protection du phénomène du coup de béliet. Pour mener à bien notre étude, le mémoire est structuré comme suit :

- Le premier chapitre est consacré à la description de la station de Taksebt.
- Les notions de bases et les équations régissant les écoulements de fluide sont résumées et sont rappelées dans le chapitre deux.
- Le troisième chapitre est consacré au calcul des pertes de charge en régime permanent dans toute la station de Taksebt, indispensable à l'étude du phénomène du coup de béliet.

Introduction générale

- Le chapitre quatre est dédié à la théorie du phénomène du coup de bélier. Pour la simulation de ce phénomène, une méthode largement utilisée dans les logiciels de commerce connue sous le nom de la méthode des caractéristiques a été détaillée et présentée dans ce chapitre.
- Le dernier chapitre présente les résultats obtenus à l'aide d'un programme rédigé en langage fortran basé sur la méthode des caractéristiques permettant de prédire le phénomène du coup de bélier provoqué par une fermeture brusque de la vanne. Les résultats ainsi obtenus, présentés sous formes de courbes ont été comparés avec ceux disponibles dans la littérature.

La conclusion et les développements possibles en perspective sont exposés après le chapitre 5.

En annexe, sont donnés les fichiers source et input du programme élaboré.

1.1. Introduction

La station de Taksebt est gérée par la société SEAAL, Société de l'Eau et de l'Assainissement d'Alger, filiale de l'Algérienne Des Eaux (ADE) et de l'Office National de l'Assainissement (ONA), créée en 2006, comme opérateur pilote de la modernisation du service public de l'eau en Algérie. La station de traitement est alimentée par le barrage de Taksebt qui s'étend sur une surface de 550 ha, situé à 10 km à l'est de la ville de Tizi Ouzou et sa capacité est de 180 millions de mètres cubes.

Le barrage est alimenté par les eaux de pluie, de la fonte du manteau neigeux du Djurdjura et des eaux usées du grand bassin collecteur. Le projet de Taksebt comprend une station de traitement, une station de pompage, des tunnels dont une canalisation de 95 km pour permettre l'alimentation du couloir Tizi-Ouzou – Alger.

La station de pompage est composée de (figure 1.1) :

- Deux canalisations de diamètre nominal DN 1800 à l'aspiration
- Une Chambre de vannes
- Un ballon anti bélier de 12 m³
- Une salle machine abritant six groupes motopompes
- Deux canalisations de diamètre nominal DN 1800 au refoulement
- Deux ballons anti-bélier de 60 m³ chacun.

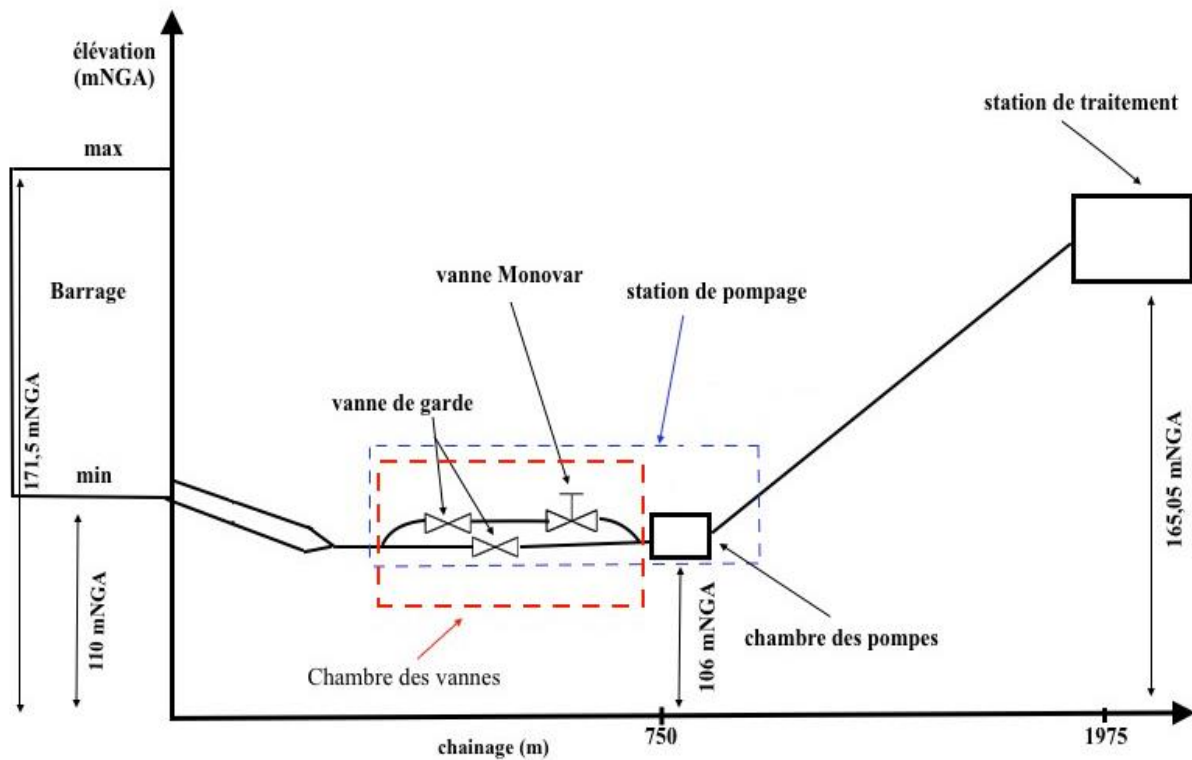


Figure 1.1 : Circuit hydraulique de la station de Taksebt.

1.2. Circuit d'aspiration

Le barrage de Taksebt alimente la station de pompage SP par écoulement gravitaire via deux canalisations de DN1800 sur une longueur d'environ 750 m. Ces deux conduites sont représentées en trait bleu sur la figure ci-après :

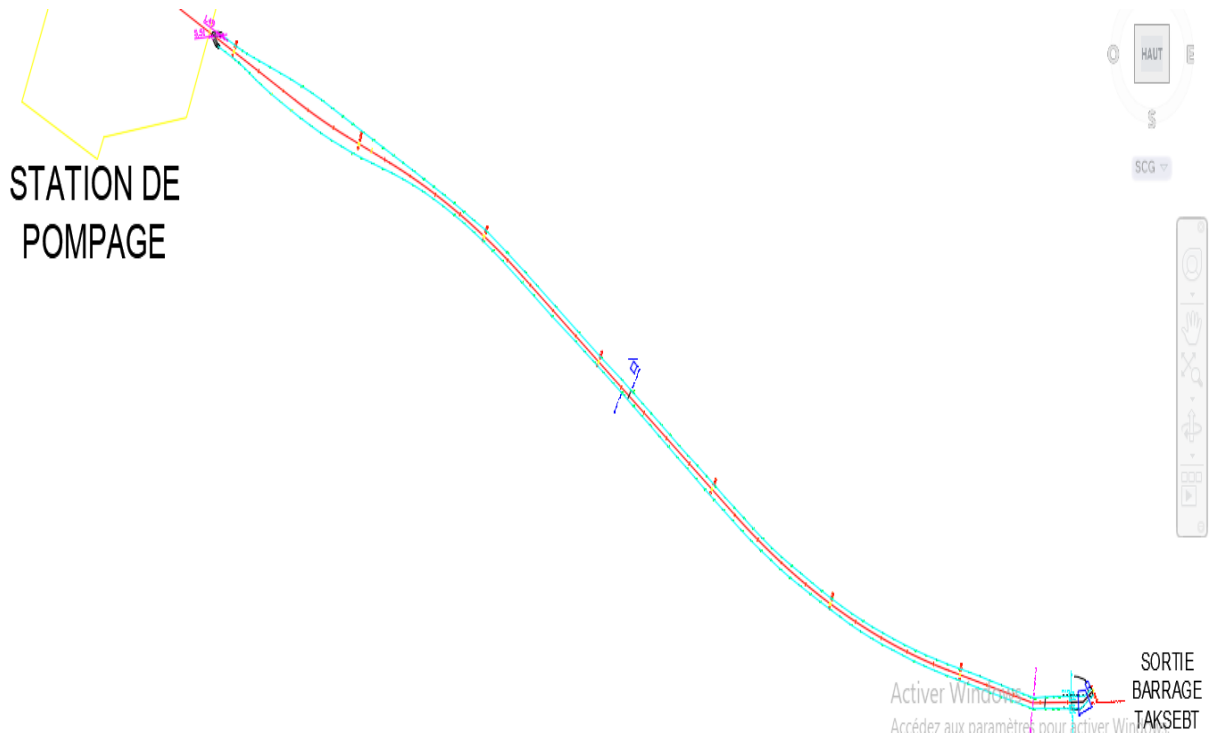


Figure 1.2 : Circuit d’aspiration : de la sortie du barrage jusqu’à la station pompage.

La figure ci-dessus représente une capture d’écran de la fenêtre du logiciel AutoCAD. En se référant au schéma fourni, on a dénombré 14 coudes, une ventouse et la longueur totale des tronçons droits s’élève à 648.69 m. Les hauteurs de ces tronçons par rapport au niveau géodésique de l’Algérie (NGA), ainsi que les différents angles de courbure des coudes sont tirées à l’aide de ce logiciel et les valeurs ainsi obtenues sont récapitulées dans le tableau 1.1.

A l’intérieur du barrage, il y a deux conduites de liaisons distinctes qui peuvent être isolées séparément au niveau de la prise d’eau. A l’amont de la chambre de vannes, ces deux conduites sont réunies à l’aide d’une pièce en Y en une conduite principale de DN2200.

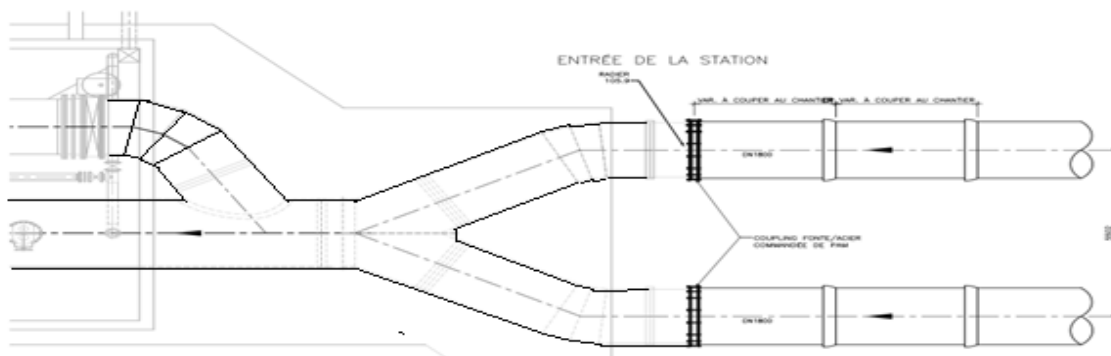


Figure 1.3 : Réunion des deux conduites – Pièce en Y

Chapitre 1 : Description de la station de Taksebt

Tableau 1.1. Dimensions et hauteurs piézométriques des tronçons composant la conduite d'aspiration

Nom de la pièce	Diamètre intérieur (m)	Longueur (m)	Hauteur à l'entrée Z_1 (m)	Hauteur à la sortie Z_2 (m)	Angle de déviation Θ (°)
Tronçon Droit (L1.5) (TD)	1.8	1,75	94,04	94,02	-
TD (L1.4+L1.3)	1.8	1,89	94,02	94,71	-
Coude	1.8	-			7
TD	1.8	0,18	94,71	94,80	
COUDE	1.8	-			23
TD	1.8	1,11	94,80	95,03	
Coude	1.8	-			19
TD	1.8	7,67	95,03	95,44	-
TD (L1.2)	1.8	3,73	95,44	95,16	-
Réducteur	1,2	-			-
TD	1,2	2,43	95,16	95,51	-
TUYAU CALIBRE	1.8	-			-
TD	1.8	1,51	95,51	95,44	-
VENTOUSE	1.8	-			-
TD	1.8	30,74	95,44	95,03	-
Coude	1.8	-			9
TD	1.8	2,1	95,03	95,05	-
Coude	1.8	-			5
TD	1.8	72,92	95,05	94,7	-
Coude	1.8				6
TD	1.8	32,7	94,7	93,19	-
Coude	1.8	-			6
TD	1.8	32,53	93,19	95,95	-
Coude	1.8	-			5

Chapitre 1 : Description de la station de Taksebt

Tableau 1.1. Dimensions et hauteurs piézométriques des tronçons composant la conduite d'aspiration (suite)

Nom de la pièce	Diamètre intérieur (m)	Longueur (m)	Hauteur à l'entrée Z_1 (m)	Hauteur à la sortie Z_2 (m)	Angle de déviation Θ (°)
TD	1.8	40,73	95,95	88,7	-
Coude	1.8	-			5
TD	1.8	217,49	88,7	89,4	-
Coude	1.8	-			6
TD	1.8	141,33	89,4	107,57	-
Coude	1.8	-			4
TD	1.8	72,15	107,57	107,68	-
Coude	1.8	-			45
TD	1.8	5,58	106	106	-
Coude	1.8	-			45
TD	1.8	52,36	106	106	-
Réunion de courant	1.8	-			45
ELARGISSEMENT 2000x2200	2,2	-			-

1.3. Chambre de vannes

Dans cette chambre, la conduite principale de DN2200 est équipée d'une vanne motorisée DN2200 ainsi qu'un by-pass de DN1800 (voir figure 1.1). Sur ce dernier est placée une vanne d'isolement DN 1800 et une vanne de réglage motorisée de type Monovar.

Cette dernière vanne motorisée permet d'adapter la perte de charge en fonction de la hauteur d'eau dans le barrage (plus le niveau est haut dans le barrage, plus la vanne doit se fermer pour créer une perte de charge permettant le bon fonctionnement des pompes). Cette vanne est asservie de manière automatique pour garantir une différence de pression minimum de 1,1 bar entre l'aspiration des pompes et le collecteur de refoulement.

1.4. Ballon anti-bélier – aspiration

Un ballon anti-bélier de 12 m^3 est raccordé à l'intérieur de la chambre des vannes. Ce dernier est opérationnel lorsque le niveau du barrage est compris entre son niveau le plus bas, 110 mNGA, et la cote 120 mNGA. Dans le cas contraire, un nombre limité de pompes est mis en service, c'est-à-dire des pompes sont mises à l'arrêt en fonction de la disponibilité des anti-béliers.

La mesure de pression en amont de la chambre des vannes permet d'évaluer le niveau du barrage.

1.5. Station de pompage

La station de pompage de Taksebt est composée de six pompes (5 en opération + 1 en réserve). La longueur totale de l'ensemble des tronçons droits contenus dans la salle s'élève à 130.72 m. On y trouve 6 coudes, une vanne monovar, 12 bifurcations et 5 clapets anti-retour.

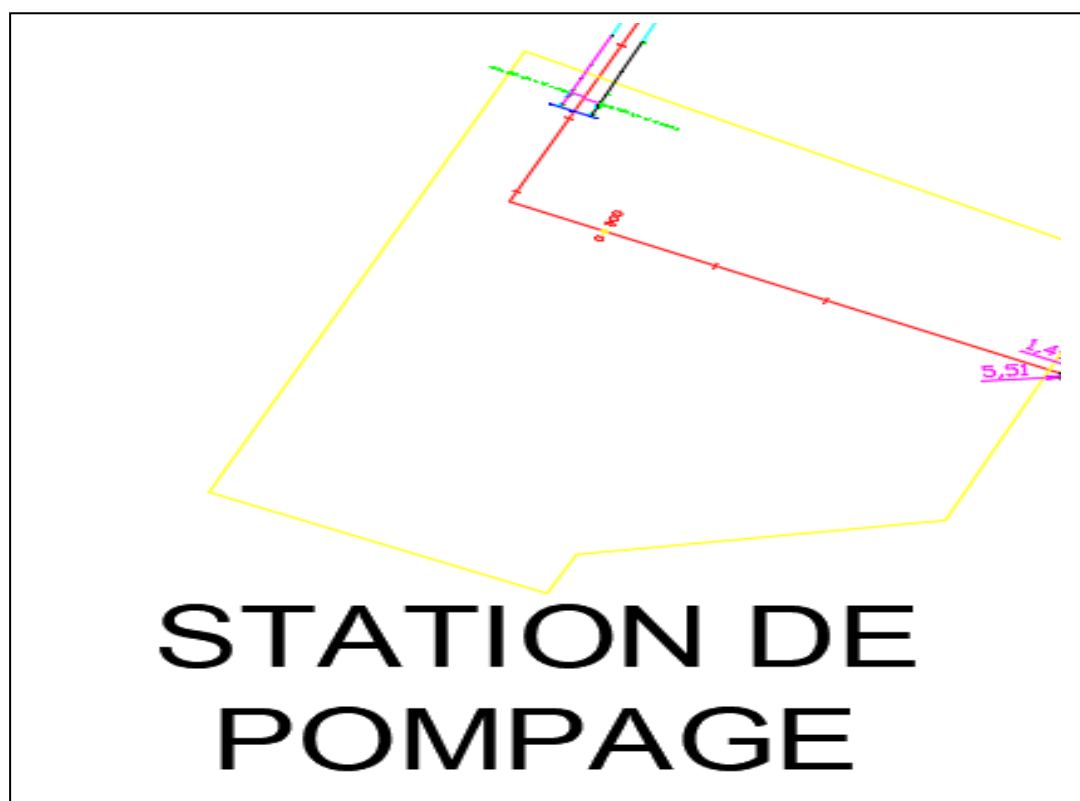


Figure 1.4 : Schéma de la conduite de la station pompage.

Chapitre 1 : Description de la station de Taksebt

le présent tableau ci-après représente la désignation des pièces situées en amont de la station de pompage (by-pass) :

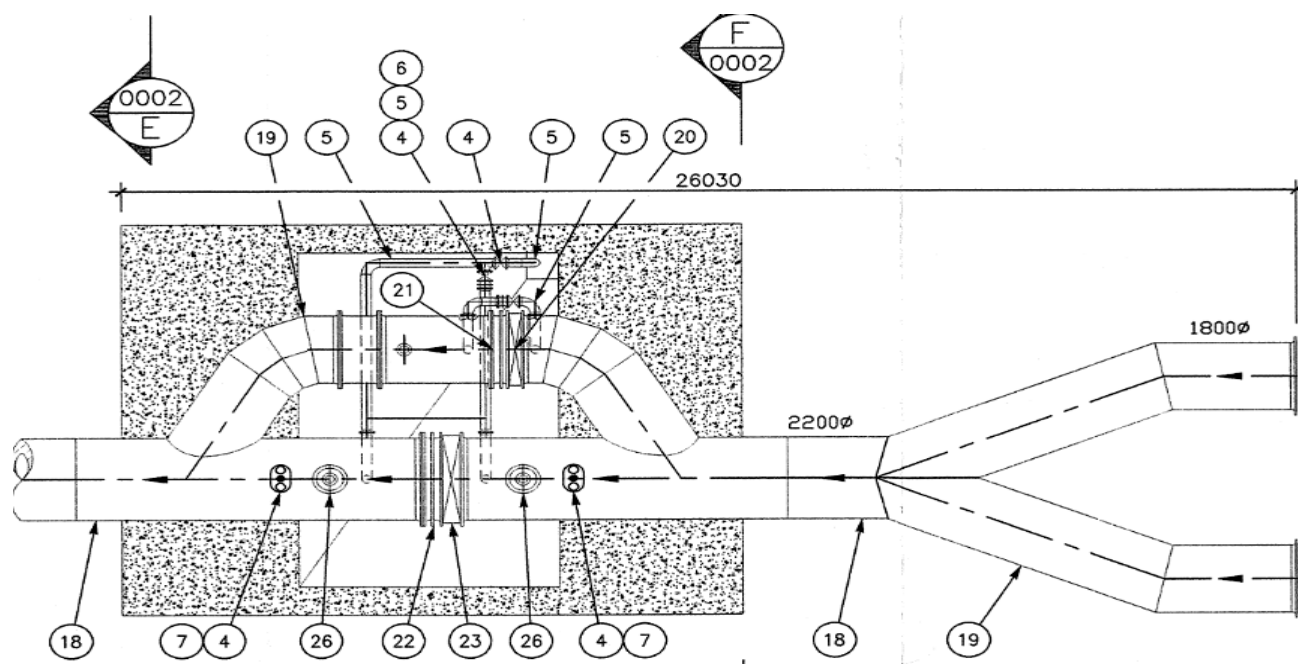


Figure 1.5: Schéma de la conduite à l'entrée de la station de pompage (By-pass)

Désignation des pièces	
ITEM	DESCRIPTION
4	DN220, VANNE A COIN PN10
5	DN200, ELEMENT DE TUYAUTERIE PN10
6	DN200, JOINT DE DEMONTAGE AUTO-BUTEE TYPE 3 FRIEDRICH PN10
7	DN200, VENTOUSE TRIPLE ACTION PN10
18	DN2200, ELEMENT DE TUYAUTERIE PN10
19	DN1800, ELEMENT DE TUYAUTERIE PN10
20	DN1800, VANNE MONOVAR OU EQUIVALENT APP.PN10
21	DN1800, JOINT DE DEMONTAGE AUTO-BUTEE TYPE 3 FRIEDRICH PN10
22	DN2200, JOINT DE DEMONTAGE AUTO-BUTEE TYPE 3 FRIEDRICH PN10
23	DN2200, VANNE PAPILLON MAMOUTH PN10
26	DN600, TROU D'HOMME PN10

Les dimensions et les hauteurs de ces tronçons par rapport au niveau de référence sont récapitulées dans le tableau 1.2.

Chapitre 1 : Description de la station de Taksebt

Tableau 1.2. Dimensions et hauteurs des tronçons à l'intérieur de la station de pompage

Nom de la pièce	Diamètre intérieur (m)	Longueur (m)	Hauteur à l'entrée Z_1 (m)	Hauteur à la sortie Z_2 (m)	Angle de déviation Θ (°)
Tronçon Droit	2,2	37,21	106	106	-
Séparation de courant 1	1	-			45
Réducteur 2200x1000	1	-			-
TD	1	2	106	106	-
Réducteur 1000x800	0,8	-			-
TD	0,8	0,3	106	106	-
Réducteur 800x700	0,7	-			-
TD	0,7	0,03			-
Pompe 1	0.7	-	106	106	-
clapés non retour ($D_0 = 800$)	0,8	-			-
TD	0,8	2	106	106	-
Réunion de courant	0,8	-			45
Séparation de courant 2	1	-			45
Réducteur 2200x1000	1	-			-
TD	1	2	106	106	-
Réducteur 1000x800	0,8	-			-
TD	0,8	0,3	106	106	-
Réducteur 800x700	0,7	-			-
TD	0,7	0,03	106	106	-
Pompe 2	0.7	-	106	106	-
clapés non retour ($D_0 = 800$)	0,8	-			-
TD	0,8	2	106	106	-
Réunion de courant	0,8	-			45
Séparation de courant 3	1	-			45
Réducteur 2200x1000	1	-			-
TD	1	2	106	106	-
Réducteur 1000x800	0,8	-			-
TD	0,8	0,3	106	106	-

Chapitre 1 : Description de la station de Taksebt

Tableau 1.2. Dimensions et hauteurs des tronçons à l'intérieur de la station de pompage (suite)

Nom de la pièce	Diamètre intérieur (m)	Longueur (m)	Hauteur à l'entrée Z_1 (m)	Hauteur à la sortie Z_2 (m)	Angle de déviation Θ (°)
Réducteur 800x700	0,7	-			-
TD	0,7	0,03	106	106	-
Pompe 3	0,7	-	106	106	-
clapés non retour ($D_0 = 800$)	0,8	-			-
TD	0,8	2	106	106	-
Réunion de courant	0,8	-			45
Séparation de courant 4	1	-			45
Réducteur 2200x1000	1	-			-
TD	1	2	106	106	-
Réducteur 1000x800	0,8	-			-
TD	0,8	0,3	106	106	-
Réducteur 800x700	0,7	-			-
TD	0,7	0,03	106	106	-
Pompe 4	0,7	-	106	106	-
clapés non retour ($D_0 = 800$)	0,8	-			-
TD	0,8	2			-
Réunion de courant	0,8	-			45
Séparation de courant 5	1	-			45
Réducteur 2200x1000	1	-			-
TD	1	2	106	106	-
Réducteur 1000x800	0,8	-			-
TD	0,8	0,3	106	106	-
Réducteur 800x700	0,7	-			-
TD	0,7	0,03	106	106	
Pompe 5	0,7	-	106	106	
clapés non retour ($D_0 = 800$)	0,8	-			-
TD	0,8	2	106	106	-

Chapitre 1 : Description de la station de Taksebt

Tableau 1.2. Dimensions et hauteurs des tronçons à l'intérieur de la station de pompage (suite)

Nom de la pièce	Diamètre intérieur (m)	Longueur (m)	Hauteur à l'entrée Z_1 (m)	Hauteur à la sortie Z_2 (m)	Angle de déviation θ (°)
Réunion de courant	0,8	-			45
TD (Au refoulement des pompes)	2	20	106	106	-
Réducteur 2000x1800	1.8	-			-
Coude	1.8	-			45
TD	1.8	0,6	106	106	-
Coude	1.8	-			45

Le nombre de pompes autorisées à fonctionner dépend du nombre de ballons anti-béliers disponibles et du débit demandé par la station de traitement tout en essayant d'optimiser la consommation d'énergie.

En fonctionnement automatique, le démarrage des pompes de la station de pompage de Taksebt est conditionné d'abord par la disponibilité des ballons anti béliers et ensuite par la consigne de débit introduite par l'opérateur à partir du panneau de contrôle Situé dans la salle de commande de la station de pompage ou par la consigne de débit en provenance du centre de dispatching désigné.

Le nombre et la vitesse des pompes qui seront alors mises en fonctionnement seront ajustés par l'automate programmable en fonction du débit de consigne, du débit mesuré tout en optimisant la consommation énergétique.

1.6. Circuit de refoulement

A l'aval du collecteur de refoulement (DN2000) de la station de pompage, on trouve une vanne de sectionnement DN2000 et deux ballons anti-bélier de 60m³ chacun raccordés à cette conduite. Cette dernière est séparée en deux canalisations de diamètre nominal de 1800 ayant une longueur d'environ de 1870 m.

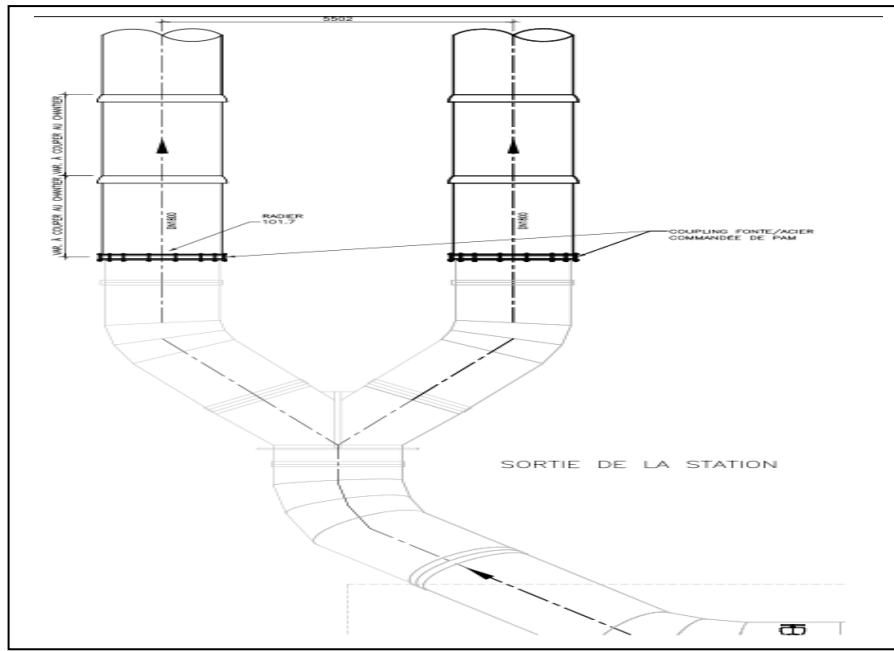


Figure 1.6 : Séparation du collecteur de refoulement en deux conduites.

Les différents coudes ainsi que les dimensions et les hauteurs des différents tronçons constituant la conduite de refoulement depuis la sortie de la station de pompage jusqu'à la station de traitement sont données au tableau 1.3.

Tableau 1.3. Dimensions et hauteurs des tronçons du circuit de refoulement

Nom de la pièce	Diamètre intérieur (m)	Longueur (m)	Hauteur à l'entrée Z_1 (m)	Hauteur à la sortie Z_2 (m)	Angle de déviations Θ (°)
Tronçon Droit	1.8	69,22	106	92,2	-
Coude	1.8	-			12
TD	1.8	0,96	92,2	92,19	-
Coude	1.8	-			9
TD	1.8	78,4	92,19	91,99	-
Coude	1.8	-			11
TD	1.8	1,14	91,99	91,96	-
Coude	1.8	-			10
TD	1.8	79,92	91,96	91,25	-
Coude	1.8	-			4

Chapitre 1 : Description de la station de Taksebt

Tableau 1.3. Dimensions et hauteurs des tronçons du circuit de refoulement (suite)

Nom de la pièce	Diamètre intérieur (m)	Longueur (m)	Hauteur à l'entrée Z_1 (m)	Hauteur à la sortie Z_2 (m)	Angle de déviation Θ (°)
TD	1.8	0,84	91,25	91,25	-
Coude	1.8	-			6
TD	1.8	262,81	91,25	87,65	-
Coude	1.8	-			12
TD	1.8	4,58	87,65	87,69	-
Coude	1.8	-			44
TD	1.8	67,4	87,69	99,96	-
Coude	1.8	-			5
TD	1.8	503,4	99,96	137,96	-
Coude	1.8	-			3
TD	1.8	3,96	137,96	138,38	-
Coude	1.8	-			4
TD	1.8	58,11	138,38	142,41	-
VENTOUSE	1.8	-			-
TD	1.8	260,79	142,41	110,8	-
Coude	1.8	-			4
TD	1.8	440,62	110,8	144,74	-
Coude	1.8	-			4
TD	1.8	7,35	144,74	146,36	-
Coude	1.8	-			3
TD	1.8	4,44	146,36	145,82	-
Coude	1.8	-			33
TD	1.8	4,44	146,36	145,82	-
Coude	1.8	-			33
TD	1.8	4,44	146,36	145,82	-
Coude	1.8	-			33
TD	1.8	0,81	145,82	146,02	-

Chapitre 1 : Description de la station de Taksebt

Tableau 1.3. Dimensions et hauteurs des tronçons du circuit de refoulement (suite)

Nom de la pièce	Diamètre intérieur (m)	Longueur (m)	Hauteur à l'entrée Z_1 (m)	Hauteur à la sortie Z_2 (m)	Angle de déviation Θ (°)
Coude	1.8	-			11
TD	1.8	2,67	146,02	146,44	-
Coude	1.8	-			3
TD	1.8	0,58	146,44	146,46	-
Coude	1.8	-			3
TD	1.8	0,58	146,46	146,62	-
Coude	1.8	-			8
TD	1.8	82,49	146,62	161,54	-
VENTOUSE	1.8	-			-
TD	1.8	3,04	161,54	161,64	-
REDUCTEUR	1,6	-			-
TD	1,6	16,14	161,64	161,45	-
Entrée à la station de traitement	1,6	-	161,45	161,49	-

1.7. Modes de fonctionnement de la station

Le nombre de pompes en service est calculé sur base du débit demandé tout en veillant à assurer la consommation minimale d'énergie.

L'automate programmable calcule l'énergie de pompage à l'aide de la relation :

$$\text{Energie de pompage nécessaire (kW)} = (\Delta p \times Q \times 101350) / 3600 \quad (1.1)$$

Où :

$-\Delta p$: Différence de pression (en bars) = la HMT générée par la/les pompe(s)

$-Q$: Débit en m³/heure

La première routine de l'automate programmable réalise le calcul énergétique en considérant

Chapitre 1 : Description de la station de Taksebt

soit 1, 2, 3, 4 ou 5 pompes en tenant comptes des points suivants :

1. du débit total demandé tout en veillant à ce que le débit unitaire de chaque pompe soit maintenu dans une fourchette allant de $0,713 \text{ m}^3/\text{sec}$ à $1,42 \text{ m}^3/\text{sec}$ (condition liée au bon fonctionnement des pompes),
2. du ΔP à générer par la/les pompe(s)
3. des courbes de rendement pour le débit unitaire calculé.

En fonction de la condition 1, certain fonctionnement pour un certain nombre de pompe ne sera pas permis quand bien même le calcul énergétique aurait été le meilleur.

Le nombre optimal de pompes qui permet de minimiser la consommation énergétique et donc d'optimiser le rendement global de la station est envoyé de la première routine vers une seconde qui va décider quelle(s) pompe(s) vont démarrer/s'arrêter.

Cette sous-routine est recalculée continuellement (plusieurs fois par minute).

Une fenêtre affiche en permanence le nouvel optimum calculé, c'est-à dire le nouveau nombre de pompes recommandé. Lorsque celui-ci sera différent de la situation en service pendant au moins 15 minutes (paramétrable), le système permettra de faire la commutation vers la nouvelle situation plus favorable énergétiquement soit de façon automatique soit de façon manuelle. Pour ce faire, l'opérateur aura à disposition au niveau du sélecteur software permettant le choix d'une commutation automatique ou manuelle.

Ce nombre optimal pourrait être éventuellement réduit en fonction du nombre d'anti-béliers disponibles, ce qui pourrait avoir comme conséquence de limiter éventuellement le débit total des pompes et le cas échéant le nombre de pompes.

En fait, la restriction que pourrait générer des anti-béliers non opérationnels représente en fait une restriction sur les débits maximum admissibles.

Dès lors, sur base du débit maximum admissible qui pourrait être une limitation par rapport à la consigne de débit souhaitée et introduite dans le système, le calcul énergétique redéfinira l'optimum et donc le nombre de pompes qui peuvent être en service.

Une permutation cyclique des pompes en mode automatique sera assurée pour que toutes les

pompes aient l'occasion de fonctionner au moins une fois par mois.

Le choix de la pompe qui doit démarrer se fait sur la base d'un compteur qui se base sur le nombre d'heures de fonctionnement et d'arrêt. Quand le système automatique (PLC) veut démarrer une pompe, il cherche celle qui a le compteur le plus petit. Si le système automatique (PLC) veut arrêter une pompe, il cherche la pompe qui a le compteur le plus grand. Ce système permet d'uniformiser les temps de fonctionnement des pompes et de faire une permutation des pompes utilisées.

1.8.Asservissement des vannes du collecteur d'aspiration

La gestion automatique de ces vannes est réalisée par un coffret autonome équipé d'un PLC indépendant du PLC coordinateur et installé dans un local/abri situé à côté de la « chambre des vannes Monovar ».

C'est la mesure de pression en amont de la chambre des vannes qui définit la configuration d'alimentation de la station, soit par la conduite principale DN2200, soit via le by-pass DN1800.

La valeur « pivot » est fixée à 4,5bars (paramétrable). Cela correspond plus ou moins à un niveau de barrage de 151mNGA (106mNGA (axe des pompes) +45m=151mNGA).

En dessous de 4,5 bars, l'alimentation se fait via la conduite principale DN2200 et au dessus de 4,5 bars, l'alimentation se fait via le by-pass et le Monovar.

1.9. Sécurités et verrouillages

1.9.1. Sécurités générales

La dénomination « Sécurités générales » regroupe les signaux et verrouillages assurant le fonctionnement correct de la station de pompage :

- Arrêt d'urgence général (sur le pupitre ou près des moteurs) arrête toutes les pompes.
- Choix des modes de fonctionnement (Manuel, Automatique)
- Marche à sec (Pression minimum aspiration), elle est assurée par une mesure de pression à seuil réglable (manomètre à contacts).

Chapitre 1 : Description de la station de Taksebt

-Surveillance min. tension, max. tension et champ tournant (en 400 VAC dans l'armoire auxiliaire).

-Pression min. et max. au collecteur de refoulement : Pression min. correspond à une canalisation insuffisamment remplie ou à une rupture de canalisation ; pression max. correspond à un fonctionnement des pompes contre une vanne fermée, elle est assurée par une mesure de pression à seuils réglables (manomètre à contacts).

-Blocage temporaire : cette fonction empêche le démarrage d'une pompe consécutivement au démarrage ou à l'arrêt d'une autre. Son but est triple:

- assurer un intervalle suffisant entre deux démarrages pour laisser refroidir le variateur de fréquence et le moteur

- laisser le temps aux ondes de choc transitoires, générées dans les canalisations par l'arrêt ou le démarrage d'une pompe, de s'amortir.

- Permettre un temps d'adaptation dans le fonctionnement des équipements durant les transitoires au niveau des régulateurs (position de la Monovar et consigne de vitesse des pompes pour un débit donné).

Cette fonction a été paramétrée de sorte que le démarrage successif des pompes se fasse avec un intervalle au minimum d'une minute et que l'arrêt successif des pompes se fasse avec un intervalle de 5 minutes au minimum.

-Défaut anti-bélier (2x60m³ en aval) : si le niveau de l'eau dans les ballons est trop élevé, ces derniers ne peuvent plus assurer leur rôle d'amortisseur et de ce fait il n'est plus possible de démarrer une pompe; il y a seulement une alarme transmise via le MP270 à l'opérateur.

-Défaut anti-bélier (1x12m³ en amont) : si le niveau de l'eau dans le ballon est trop élevé, celui-ci ne peut plus assurer son rôle d'amortisseur et de ce fait il n'est plus possible de démarrer une pompe ; il y a seulement une alarme transmise via le MP270 à l'opérateur.

-Position des vannes d'isolement des 3 ballons anti-bélier (1x12 m³ en amont et 2x60m³ en aval) : en fonction de la matrice de disponibilité des anti-béliers, un mode de fonctionnement plus ou moins dégradé au niveau du débit maximum admissible sera autorisé.

-Position des vannes du collecteur d'aspiration : soit la vanne d'isolement DN2200 sur la conduite principale est ouverte à 100%, soit les vannes de régulation Monovar ainsi que la vanne d'isolement DN1800 associée sur le by-pass doivent être ouvertes (à 100% pour la vanne d'isolement) pour que la station puisse fonctionner. Etant donné la gestion automatisée du mouvement de ces vannes, c'est le PLC dédié à cet asservissement qui générera le défaut et l'alarme.

Ces sécurités ont pour but d'assurer la protection des équipements hydromécaniques et électromécaniques contre tout fonctionnement risquant d'entraîner des détériorations plus ou moins graves.

1.9.2. Sécurités individuelles des pompes

Ces sécurités ont pour but d'assurer la protection de la pompe et de son moteur et d'éviter de ce fait tout dommage. Ces sécurités se composent principalement de capteurs et détecteurs + fusibles, protections variateur de fréquence, etc.

On distingue :

- Les interrupteurs d'arrivée avec fusibles (1 par secondaire de transformateur) du variateur de fréquence pour protéger les redresseurs contre les courts circuits et les fusibles internes aux onduleurs du variateur de fréquence pour la protection des semi-conducteurs.
- La limitation de courant interne au variateur de fréquence (protection du moteur contre les surcharges).
- Les sécurités internes au groupe motopompe à partir des sondes PT100 (mesure de la température des bobinages du moteur, surveillance de la température des paliers du moteur et de la pompe).
- La surveillance du niveau de vibration sur les paliers de la pompe.
- La surveillance de la position des vannes motorisées se trouvant sur l'aspiration et sur le refoulement individuel de chaque pompe. Si ces vannes motorisées, à commande manuelle, ne sont pas 100% ouvertes, les pompes correspondantes ne peuvent pas démarrer car le démarrage doit se faire vanne ouverte.

Chapitre 1 : Description de la station de Taksebt

- Le bouton-poussoir pour arrêt d'urgence de la pompe monté sur le panneau du manomètre de chaque pompe. Ce bouton poussoir arrête toutes les pompes.
- Limitation du nombre de démarrages consécutifs et par heure (protection du variateur de fréquence et du moteur contre la surchauffe).
- L'arrêt d'urgence sur le départ moteur (arrête le moteur concerné).

Ces sécurités sont traitées indépendamment pour chaque moteur et font l'objet de messages d'alarme au niveau du pupitre de contrôle.

Conclusion

La station et son mode de fonctionnement ont été décrit brièvement dans ce chapitre. Sur la base de schémas isométriques sous AutoCAD, les longueurs et les hauteurs des différents tronçons ainsi que les différentes singularités ont été répertoriées dans des tableaux. Ces données seront exploitées dans le chapitre 3 pour le calcul hydraulique en régime stationnaire. Dans le chapitre qui suit nous présenterons, les notions de base de la mécanique des fluides, que nous tacherons d'appliquer dans le troisième chapitre pour le calcul hydraulique de la station afin de retrouver en premier lieu les conditions en régime stationnaire de la station.

Chapitre 2 : Notions de base sur la mécanique des fluides

Dans ce présent chapitre, on présentera les équations fondamentales régissant la dynamique des fluides basées sur les équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement.

2.1. Equation de conservation de la masse ou de continuité

La masse m d'une portion de fluide que l'on suit dans son mouvement reste constante. La masse de cet élément s'écrit :

$$m = \iiint_V \rho d\tau \quad (2.1)$$

La dérivée particulaire ou matérielle de la masse de cet élément de volume est donc nulle :

$$\frac{Dm}{Dt} = 0 \quad (2.2)$$

La dérivée Particulaire est la somme de la dérivée locale + la dérivée convective.

$$\frac{Dm}{Dt} = \iiint_V \frac{\partial \rho}{\partial t} d\tau + \iint_S \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dS = 0 \quad (2.3)$$

D'après le théorème de la divergence, on a :

$$\iint_S \rho \vec{V} \cdot \vec{n} dS = \iiint_V \text{div}(\rho \vec{V}) d\tau = \iiint_V \vec{\nabla} \cdot \rho \vec{V} d\tau \quad (2.4)$$

L'équation de continuité s'écrit donc :

$$\iiint_V \left(\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho \vec{V} \right) d\tau = 0 \quad (2.5)$$

Cette relation doit être vérifiée pour tout élément de volume d'où en supprimant le signe somme :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot \rho \vec{V} = 0 \quad (2.6)$$

Chapitre 2 : Notions de base sur la mécanique des fluides

2.1.1. Cas d'un écoulement permanent

Dans ce cas la masse volumique en un point est indépendante du temps. L'équation (6) devient donc :

$$\vec{\nabla} \cdot \rho \vec{V} = 0 \quad (2.7)$$

2.1.2. Cas d'un fluide incompressible homogène

La masse volumique est constante en tous les points. L'équation (2.7) devient donc :

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (2.8)$$

2.1.3. Cas d'un tube de courant en écoulement permanent

Si V et ρ sont la vitesse et la masse volumique dans une section droite S d'un tube de courant, l'équation de continuité devient :

$$Q_m = \rho v S = \text{cte} \quad \text{Pour un fluide compressible}$$

$$Q_v = S v = \text{cte} \quad \text{Pour un fluide incompressible}$$

Ces équations traduisent la conservation du débit masse m du débit volume le long du tube de courant.

2.2. Equations générales du mouvement du fluide incompressible

Le principe fondamental de la dynamique s'énonce comme suit : la résultante ou la somme des forces est égale à la quantité d'accélération :

$$\vec{\gamma} = \frac{D\vec{V}}{Dt} \quad (2.9)$$

En fluide parfait, c'est-à-dire en absence de frottement, les seules forces intervenant dans le bilan, sont : les forces de pression et les forces de volume.

2.2.1. Equation de la statique de fluide

En régime permanent ou en mouvement uniforme, la quantité d'accélération est nulle.

Chapitre 2 : Notions de base sur la mécanique des fluides

L'équation statique des fluides s'écrit donc :

$$-\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P + \vec{F} = 0 \quad (2.10)$$

Où $\vec{\nabla}$ désigne l'opération nabla :

$$\vec{\nabla} = \vec{i} \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \frac{\partial}{\partial y} + \vec{k} \frac{\partial}{\partial z} \quad (2.11)$$

$\vec{F}$: Force de volume de composante X, Y, et Z.

Si l'axe oz est l'axe verticale, les composantes X et Y sont nulles dans un champ de pesanteur la composante Z par unité de masse vaut -g.

L'équation (2.10) permet d'écrire :

$$\frac{dP}{dz} + \rho g = 0 \quad (2.12).$$

Pour un fluide incompressible, on obtient :

$$P + \rho g z = \text{cst} = P_g \quad (2.13)$$

Ou P_g est appelée pression motrice, et P pression absolue.

L'équation précédente, peut se mettre sous la forme suivante :

$$H + z = \text{cst} \quad (2.14)$$

2.2.2. Equation de la dynamique des fluides parfaits incompressibles

Pour les fluides non visqueux l'équation de mouvement est :

$$-\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P + \vec{F} = \vec{\gamma} \quad (2.15)$$

L'expression de l'accélération $\vec{\gamma}$ est la suivante [2] :

Chapitre 2 : Notions de base sur la mécanique des fluides

$$\vec{\gamma} = \frac{D\vec{V}}{Dt} = \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \frac{1}{2} \vec{\nabla} V^2 + (\vec{\nabla} \wedge \vec{V}) \wedge \vec{V} \quad (2.16)$$

D'où

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \frac{1}{2} \vec{\nabla} V^2 + (\vec{\nabla} \wedge \vec{V}) \wedge \vec{V} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P \quad (2.17)$$

Cette équation est valable pour tous les types d'élément de fluides compressibles ou incompressibles. La seule restriction étant que la viscosité soit négligeable.

Dans le champ de pesanteur l'éq (2.17) s'écrit :

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \frac{1}{2} \vec{\nabla} V^2 + (\vec{\nabla} \wedge \vec{V}) \wedge \vec{V} = -\vec{\nabla}(gz) - \frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P \quad (2.18)$$

En introduisant la pression motrice. P_g (eq.2.13), on obtient :

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \frac{1}{2} \vec{\nabla} V^2 + (\vec{\nabla} \wedge \vec{V}) \wedge \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P_g \quad (2.19)$$

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{\nabla} \wedge \vec{V}) \wedge \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P_g - \vec{\nabla} \frac{V^2}{2} = -\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} (P_g + \rho \frac{V^2}{2}) \quad (2.20)$$

En introduisant la charge de l'écoulement (si $\rho = \text{cte}$)

$$X = P + \rho gz + \rho \frac{V^2}{2} = P_g + \rho \frac{V^2}{2} \quad (2.21)$$

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{\nabla} \wedge \vec{V}) \wedge \vec{V} = -\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} X \quad (2.22)$$

$$\text{Si l'écoulement est permanent } \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} = 0 \quad (2.23)$$

$$\text{Si l'écoulement est irrotationnel } \vec{\nabla} \wedge \vec{V} = 2\vec{\Omega} = 0 \quad (2.24)$$

2.2.3. Théorème de Bernoulli en régime permanent

Si l'écoulement est permanent et irrotationnel, et le fluide est incompressible et non visqueux, l'équation (15) du paragraphe précédent s'écrit :

$$-\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} X = 0 \quad (2.25)$$

En intégrant, on obtient :

$$X = P + \rho g z + \rho \frac{V^2}{2} = cst \quad (2.26)$$

Cette équation peut se mettre sous la forme suivante :

$$\frac{P}{\rho g} + z + \frac{V^2}{2g} = cst = \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2g} \quad (2.27)$$

2.2.4. Théorème de Bernoulli en mouvement non permanent

Reprenons l'équation (2.18) du paragraphe (2.4.) :

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \frac{1}{2} \vec{\nabla} V^2 + (\vec{\nabla} \wedge \vec{V}) \wedge \vec{V} = -\vec{\nabla}(gz) - \frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P$$

Considérons un élément de longueur ds le long d'une ligne courant, et procédons à l'intégration de l'éq (2.18) en fonction de s le long de la ligne de courant.

L'équation précédente peut s'écrire encore sous cette forme :

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \vec{\nabla} X + 2 \vec{\Omega} \wedge \vec{V} = 0 \quad (2.28)$$

En intégrant et supposant que le fluide est incompressible, nous obtenons :

$$\rho \int \frac{\partial V}{\partial t} dS + X = cst \quad (2.29)$$

Chapitre 2 : Notions de base sur la mécanique des fluides

Dans le cas où la section du tube de courant est constante : $\frac{\partial V}{\partial t}$ est constant en tout point.

D'où

$$X + \rho \frac{\partial V}{\partial t} s = cst \quad (2.30)$$

Ou encore

$$\frac{P}{\rho g} + z + \frac{V^2}{2g} + \frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} ..S = cst \quad (2.31)$$

2.3. Equations générales de l'écoulement d'un fluide visqueux

L'équation générale de l'écoulement tenant compte des forces de contact dues à la viscosité est donnée par [1] :

$$\underbrace{\vec{F}}_{\text{Force de volume}} - \underbrace{\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} P}_{\text{Force de pression}} + \underbrace{\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} \cdot \vec{\tau}}_{\text{Force de viscosité}} = \underbrace{\vec{\gamma}}_{\text{Quantité d'accélération}} \quad (2.32)$$

Pour les différentes formes de l'équation (2.32), il suffit de remplacer le terme $\frac{1}{\rho} \vec{\nabla} \cdot \vec{\tau} = \vec{f}_\mu$ par l'expression qu'il faut.

2.3.1. Equation générale de Navier-Stokes

Pour un fluide compressible, on obtient :

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \frac{1}{2} \vec{\nabla} V^2 + (\vec{\nabla} \wedge \vec{V}) \wedge \vec{V} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \vec{\nabla} p + \nu \left[\vec{\nabla}^2 \vec{V} + \frac{1}{3} \vec{\nabla} \left(\vec{\nabla} \cdot \vec{V} \right) \right] \quad (2.33)$$

Pour un fluide newtonien incompressible, la relation suivante :

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \frac{1}{2} \vec{\nabla} V^2 + (\vec{\nabla} \wedge \vec{V}) \wedge \vec{V} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \vec{\nabla} p + \nu \vec{\nabla}^2 \vec{V} \quad (2.34)$$

Où ν est la viscosité cinématique du fluide.

Un fluide newtonien implique une relation linéaire entre la force de viscosité et dérivée des vitesses.

2.3.2. Equations linéarisées de stockes

Pour les écoulements lents, les équations précédentes sont linéarisées en négligeant les termes

du second ordre de la forme $\vec{V}_1 \frac{\partial \vec{V}_2}{\partial x}$ c'est-à-dire ceux provenant de $\vec{\nabla} V^2$ et de $(\vec{\nabla} \wedge \vec{V}) \wedge \vec{V}$

Les équations linéaires s'écrivent donc :

Pour un fluide compressible :

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \vec{\nabla} p + \nu \left[\nabla^2 \vec{V} + \frac{1}{3} \vec{\nabla} (\vec{\nabla} \cdot \vec{V}) \right] \quad (2.35)$$

Pour un fluide incompressible

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \vec{\nabla} p + \nu \nabla^2 \vec{V} \quad (2.36)$$

2.4. Notion de perte de charge

Soit un écoulement irrotationnel permanent de fluide incompressible newtonien dans le champ de pesanteur.

Dans ce cas, $\vec{F} = \vec{\nabla}(-gz)$ et l'équation de Navier-Stokes devient :

$$\frac{1}{2} \vec{\nabla} V^2 = \vec{\nabla}(-gz) - \frac{1}{\rho} \vec{\nabla} p + \nu \nabla^2 \vec{V} \quad (2.37)$$

$$-\vec{\nabla}\left(\frac{\vec{V}^2}{2}\right) = \vec{\nabla}(gz) + \frac{1}{\rho} \vec{\nabla}P - \vec{V} = \nu \cdot \vec{\nabla}^2 \vec{V} \quad (2.38)$$

$$\vec{\nabla} \left(\frac{V^2}{2} + gz + \frac{P}{\rho} \right) = \nu \cdot \vec{\nabla}^2 \cdot \vec{V} \quad (2.39)$$

En introduisant la charge

$$\vec{\nabla} X = \mu \vec{\nabla}^2 \cdot \vec{V} \quad (2.40)$$

En intégrant le long d'une ligne de courant, on obtient :

$$\vec{\nabla} X \cdot d\vec{x} = \mu \vec{\nabla}^2 \cdot \vec{V} \cdot d\vec{x} \quad (2.41)$$

Ou

$$dX = \mu \cdot \vec{\nabla}^2 \vec{V} \cdot d\vec{x} \quad (2.42)$$

L'équation de Bernoulli $X = cte$ n'est plus valable pour un filet de fluide visqueux dX correspond à la perte de charge, c'est-à-dire à la perte d'énergie par unité de volume.

2.5. Théorème de Bernoulli tenant compte des pertes de charge

En tenant compte des pertes de charges, le théorème de Bernoulli entre deux points 1 et 2 d'un circuit, s'écrit :

$$P_1 + \rho g z_1 + \frac{1}{2} \rho V_1^2 = P_2 + \rho g z_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 + \Delta P_{frot} + \Delta P_{sing} \quad (2.43)$$

Ou ΔP_{frot} est la perte de charge totale par frottement et ΔP_{sing} est la perte de charge totale singulière.

2.5.1. Perte de charge par frottement

La perte de charge par frottement, dans une conduite de longueur d'onde L et de diamètre intérieur D , est donnée par :

Chapitre 2 : Notions de base sur la mécanique des fluides

$$\Delta P_{\text{frot}} = f \frac{L}{D} * \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (2.44)$$

Où f est le coefficient de perte de charge linéaire. Ce dernier dépend du régime d'écoulement.

En régime laminaire : ($Re < 2000$)

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.45)$$

En régime turbulent lisse et rugueux :

Pour les conduites industrielles, on utilise généralement la formule de coolebrook. Donnée par :

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{2.51}{Re \sqrt{f}} + \frac{\varepsilon}{3.71D} \right) \quad (2.46)$$

Où ε est la rugosité de la paroi de la conduite.

2.5.2. Pertes de charge singulières

Ce sont des pertes dues à des variations brusques de section ou de changement de direction de l'écoulement :

La perte de charge singulière est donnée par :

$$\Delta P = K * \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (2.47)$$

2.5.2.1. Coudes

- Coudes brusques :

Le coefficient de perte de charge locale pour le coude brusque avec un angle de déviation α est donnée par [2] :

$$\text{Angle } 90^\circ : K=1 \quad (2.48)$$

$$\text{Angle } \delta : K = \sin^2 \frac{\delta}{2} + 2 \sin^4 \frac{\delta}{2} \quad (2.49)$$

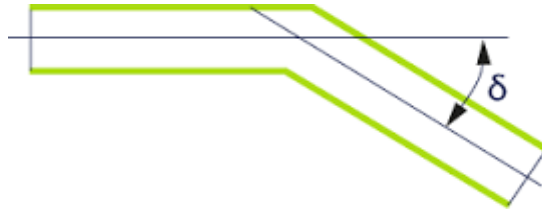


Figure 2.1 : Schéma d'un coude brusque.

- Coudes convenablement arrondis :[2]

$$K = \frac{\delta}{\pi} \left[0.131 + 2.847 \left(\frac{D}{2R} \right) \right] \quad (2.50)$$

Ou :

δ : Angle de déviation en radians

D: Diamètre de la conduite

R: Rayon de courbure du coude

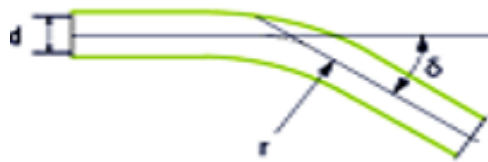


Figure 2.2 : Schéma d'un coude convenablement arrondi.

2.5.2.2.Elargissement progressif de section (divergent)

$$K = \left(1 - \frac{S_1}{S_2} \right)^2 \sin \delta \quad (2.51)$$



Figure 2.3 : Schéma d'une conduite divergente

2.5.2.3. Rétrécissement progressif de section (convergent)

$$K = \left(\frac{1}{\mu} \right)^2 \sin \alpha \quad (2.52)$$

Ou :

μ : est le rapport de section S_1/S_2

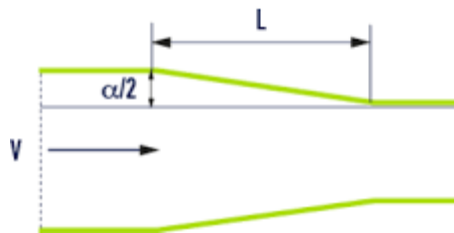


Figure 2.4 : Schéma d'une conduite convergente

2.5.2.4. Entrée ou sortie des tuyauteries

Elles sont des cas particuliers n du rétrécissement brusque.[2]

- Entrée : $K = 0.5$ (2.53)



Figure 2.5 : Schéma entrée du fluide dans la conduite

- Sortie : $K = 1$ (2.54)



Figure 2.6 : Schéma sortie du fluide de la conduite

Pour une sortie brutale, l'énergie cinétique $\frac{V^2}{2g}$ est totalement perdue.

2.5.2.5. Vannes

Vanne ouverte $K = 0.05$ à 0.4 selon le type de vanne. Quand on ferme la vanne, K varie progressivement de cette valeur jusqu'à $K = \infty$.

2.6. Vitesse de propagation des ondes dans les fluides

Dans un milieu indéfini homogène et isotrope, la vitesse de propagation de l'onde est donnée par :

$$a = \sqrt{\frac{\partial p}{\partial \rho}} \quad (2.55)$$

En introduisant le coefficient de compressibilité :

$$\chi = \frac{1}{p} \frac{\partial p}{\partial \rho} \quad (2.56)$$

La vitesse de propagation devient :

$$a = \sqrt{\frac{1}{\chi \rho}} \quad (2.57)$$

A l'intérieur d'une conduite déformable, c'est-à-dire tenant compte de la variation de section de la conduite, la vitesse de propagation de l'onde est donnée par :

$$a = \sqrt{\frac{1}{\rho \left(\chi + \frac{D}{eE} \right)}} \quad (2.58)$$

Ou :

D : Diamètre de la conduite

e : Epaisseur de la conduite

E : Module de Young.

Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les équations régissant les écoulements dans des conduites en fluide parfait et visqueux. Pour le fluide visqueux, les pertes sont de deux types : les pertes par frottement proportionnelles à la longueur de la conduite et les pertes locales ou singulières dues à la variation ou au changement brusque des lignes de courant. Pour ces dernières on a présenté, les relations permettant le calcul des coefficients de perte de charge locales pour diverses singularités.

Chapitre 3 : Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

3.1. Introduction

Dans ce chapitre, en se basant sur le schéma du circuit d'alimentation, on s'est attelé à faire le calcul hydraulique en régime stationnaire indispensable pour l'étude d'un écoulement transitoire à l'aide d'un code de calcul système. Les dimensions, les hauteurs piézométriques et les singularités relevées sur les schémas des circuits, présentées au chapitre un ont été utilisées dans ce chapitre.

3.2. Données de base

Nous avons pris les mêmes conditions que celles qui ont servi à la conception de la station. Les données disponibles dans la documentation technique et fournies par le constructeur [5] ont été reprises dans cette étude. Les diamètres et les longueurs approximatives des canalisations sont les suivantes :

Tableau 3.1. Les diamètres et les longueurs approximatives des canalisations

Tronçon	Diamètre	Longueur (m)
Barrage Taksebt à la station de pompage Taksebt	2 X DN 1800	750 X 2
Station de pompage Taksebt à station de traitement Taksebt	2X DN1800	1975 X 2

Les conduites sont en fonte moderne avec un revêtement intérieur au mortier. La rugosité pour une conduite en acier de construction ou forgé est de 0.025 mm Le diamètre intérieur de la conduite est de 1820 mm.

La rugosité relative de la conduite est donc de 5.5×10^{-5} .

Débit de conception :

Le débit maximal utilisé pour la vérification du réseau de transfert est celui pris dans l'étude d'avant-projet réalisée par la firme Coba,Binie-Partners et WS Atkins International. Il est de 7,132 m³/s.

Chapitre 3 : Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

Propriétés thermo-physique de l'eau :

La température de l'eau est supposée égale à 20 °C. A cette température, la masse volumique est égale à 998.2 kg/m³ et la viscosité dynamique 1.002 × 10⁻³ Ns/m².

Divers :

Les valeurs des autres paramètres considérés durant l'étude du projet de Taksebt [6] sont les suivantes :

- ❖ La vitesse de propagation d'ondes pour les simulations dans les conduites principales est de 943 m/s.
- ❖ Le diamètre intérieur pour une conduite de fonte de DN1800 est de 1820 mm.
- ❖ Les conduites sont en fonte ductile avec une pression maximale admissible de 27,0 bars.
- ❖ La station de pompage comprend 5 pompes (en fonction) et 1 en Reserve. Les pompes sont à vitesse variable. Les caractéristiques des pompes pour vitesse de rotation maximale de 744 tr/min sont les suivantes :
 - Débit : 5132m³/h
 - HMT : 60,216 mCE
 - Rendement : 85,2%
 - Vitesse de rotation : 744 tours/mn
- ❖ La station de pompage est protégée au niveau du refoulement par 2 ballons anti-bélier dont les caractéristiques sont les suivantes :
 - 2 réservoirs verticaux : 60 m³ chacun
 - Volume d'air minimum en régime permanent : 55 m³ pour (65 m³ d'eau)
 - Volume total : 120 m³

Chapitre 3 : Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

- Nombre de réservoirs : 2
 - Pression de service : 10 bars
 - Type de réservoir : vertical associé à un compresseur
 - Conduite de liaison : 4200 mm avec vanne papillon DN600
- ❖ La station de pompage est protégée au niveau de la suction par 1 ballon anti-bélier dont les caractéristiques sont les suivantes :
- 1 réservoir horizontal : 12 m³
 - Volume d'air : 9,5 m³
 - Pression de service : 10 bars
 - Type de réservoir : horizontale associé à un compresseur
 - Conduite de liaison : 4700 mm avec robinet-vanne à opercule DN300
 - Centre du ballon est à : 107,66 m NGA
- ❖ Les niveaux d'eau du barrage considérés sont de 110 m NGA à niveau minimum et de 171,5 m NGA à niveau maximum.

3.3. Perte de charge par frottement

Au chapitre 2, l'équation (2.44) permet de calculer la perte de charge par frottement, dans une conduite de longueur L et de diamètre D :

$$\Delta P_{frot} = \frac{f \cdot L}{D} \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (3.1)$$

En introduisant le débit spécifique, cette équation se met sous la forme suivante :

$$\Delta P_{frot} = \frac{f L}{D} \frac{G^2}{2 \rho} \quad (3.2)$$

Chapitre 3 : Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

$$\text{où } G = \frac{W}{A} = \frac{\rho Q}{A} = \frac{998.2 \times (7.132/2) \times 4}{\pi \times 1.82^2} = 1368.25 \text{ kg/m}^2\text{s}$$

Calcul du coefficient de frottement f :

Le coefficient de frottement dépend du nombre de Reynolds et de la rugosité relative. Le nombre de Reynolds pour le cas de la conduite de 1820 mm vaut :

$$Re = \frac{GD}{\mu} = \frac{1368.25 \times 1.82}{1.002 \times 10^{-3}} = 2.485 \times 10^6$$

A l'aide du diagramme de Moody [3], on tire la valeur de f :

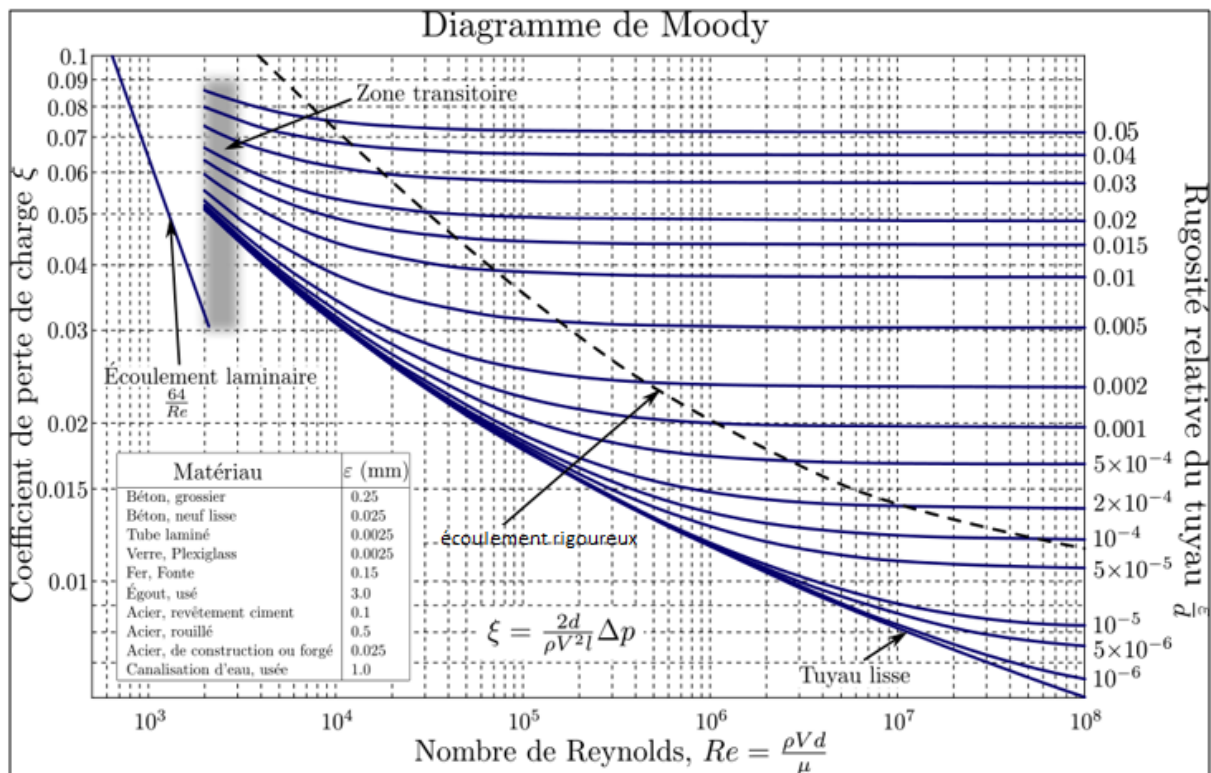


Figure 3.1 : Diagramme de Moody [3].

3.4 Circuit d'aspiration

Le circuit d'aspiration comporte 13 coudes brusques. L'équation (2.49) du chapitre précédent permet d'évaluer le coefficient de perte de charge singulière. Les valeurs de ces coefficients sont résumées dans le tableau ci-après :

Chapitre 3 : Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

Tableau 3.2. Coefficients de pertes de charge locale rencontrées dans le circuit aspiration

Nom de la singularité	Diamètre intérieur (m)	Longueur (m)	Angle de déviation Θ (°)	Coefficient K (-)
Sortie du barrage	1,8	-	-	0.5000
Coude N°1	1,8		7	0.0036
Coude N°2	1,8		23	0.0429
Coude N°3	1,8		19	0.0287
Coude N°4	1,8		9	0.0062
Coude N°5	1,8		5	0.0019
Coude N°6	1,8		6	0.0027
Coude N°7	1,8		6	0.0027
Coude N°8	1,8		5	0.0019
Coude N°9	1,8		5	0.0019
Coude N°10	1,8		6	0.0027
Coude N°11	1,8		4	0.0012
Coude N°12	1,8		45	0,242
Coude N°13	1,8		45	0,242

Le tableau 3.3 ci-dessous donne les pertes de charge par frottement et singulière dans le circuit aspiration.

Tableau 3.3. Calcul des pertes de charge par frottement et singulière dans le circuit aspiration

Nom de la pièce	f	$\frac{L}{D}$	K	$\frac{G^2}{2\rho}$	ΔP_i (Pa)	$\sum \Delta P_i$
Entré dans la conduite			0,5	937,8	469	469
TD (L1.4+L1.3)	0,012	2	-	937,8	23	492
Coude	-		0,004	937,8	4	496
TD	0,012	1,747	-	937,8	20	516

Chapitre 3 : Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

Tableau 3.3. Calcul des pertes de charge par frottement et singulière dans le circuit aspiration(Suite)

Nom de la pièce	f	$\frac{L}{D}$	K	$\frac{G^2}{2\rho}$	ΔP_i (Pa)	$\sum \Delta P_i$
Coude	-		0,043	937,8	40	556
TD	0,012	0,61	-	937,8	7	563
Coude	-		0,029	937,8	27	590
TD	0,012	4,214	-	937,8	47	637
TD (L1.2)	0,012	2,049	-	937,8	23	660
Réducteur 1800x1200	-	,	0,283	4962	1404	2064
TD	0,012	2,025	-	4962	121	2185
TUYAU CALIBRE 1200x1800	-		0,189	937,8	177	2362
TD	0,012	0,83	-	937,8	9	2371
VENTOUSE	-		0,001	937,8	1	2372
TD	0,012	16,89	-	937,8	190	2562
Coude	-		0,006	937,8	6	2568
TD	0,012	1,154	-	937,8	13	2581
Coude	-		0,002	937,8	2	2583
TD	0,012	40,066	-	937,8	451	3034
Coude	-		0,003	937,8	3	3037
TD	0,012	17,967	-	937,8	202	3239
Coude	-		0,003	937,8	3	3242
TD	0,012	17,874	-	937,8	201	3443
Coude	-		0,002	937,8	2	3445
TD	0,012	22,379	-	937,8	252	3697
Coude	-		0,002	937,8	2	3699
TD	0,012	119,5	-	937,8	1345	5044
Coude	-		0,003	937,8	3	5047

Chapitre 3 : Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

Tableau 3.3. Calcul des pertes de charge par frottement et singulière dans le circuit d'aspiration (Suite)

Nom de la pièce	f	$\frac{L}{D}$	K	$\frac{G^2}{2\rho}$	ΔP_i (Pa)	$\sum \Delta P_i$
Coude	-		0,001	937,8	1	5922
TD	0,012	39,643	-	937,8	310	6232
Coude	-		0,242	937,8	227	6459
TD	0,012	3,066	-	937,8	35	6494
Coude	-		0,242	937,8	227	6721
TD	0,012	28,769	-	937,8	324	7045
Réunion de courant	-		0,242	937,8	227	7272
ELARGISSEMENT 1800x2200	-		0,109	439,2	48	7320

On estime que sur ce tronçon la perte de charge par frottement et de toutes les singularités sont de **0,0732 bar**.

3.5. Dans la station de pompage

Ce tronçon compte 130.72 mètre de longueur, 2 coudes, une vanne Monovar, 5 bifurcations (Séparation de courant), et 5 bifurcations (Réunion de courant), 4 réducteurs et 5 clapets non-retour. Ce schéma présente le tronçon à étudier dans cette partie. (Voir la figure 3.2 ci-après)

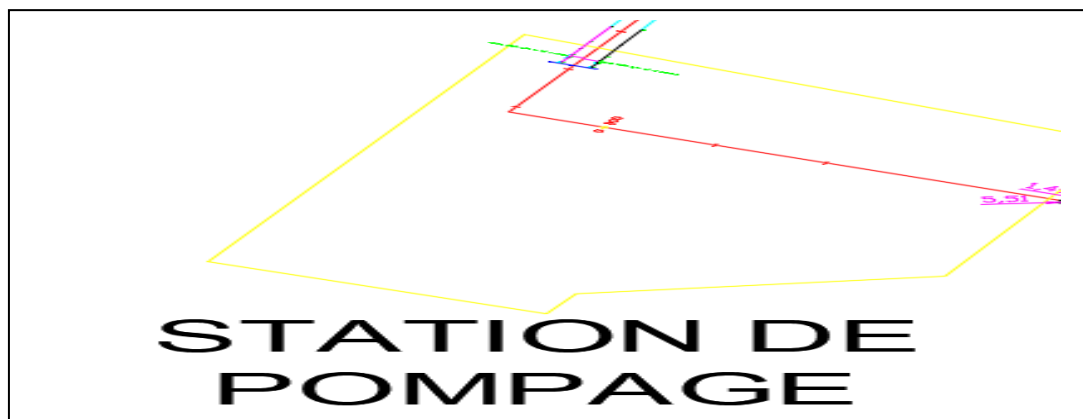


Figure 3.2 : Schéma de la conduite de la station pompage

Chapitre 3 : Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

Les pompes utilisées sont installées en parallèle tel que représenté par la figure 3.3, le débit est donc divisé en cinq et la perte de charge est identique pour les cinq branches.

Pour le calcul de la perte de charge nous avons considéré la branche 3, celle en rouge.

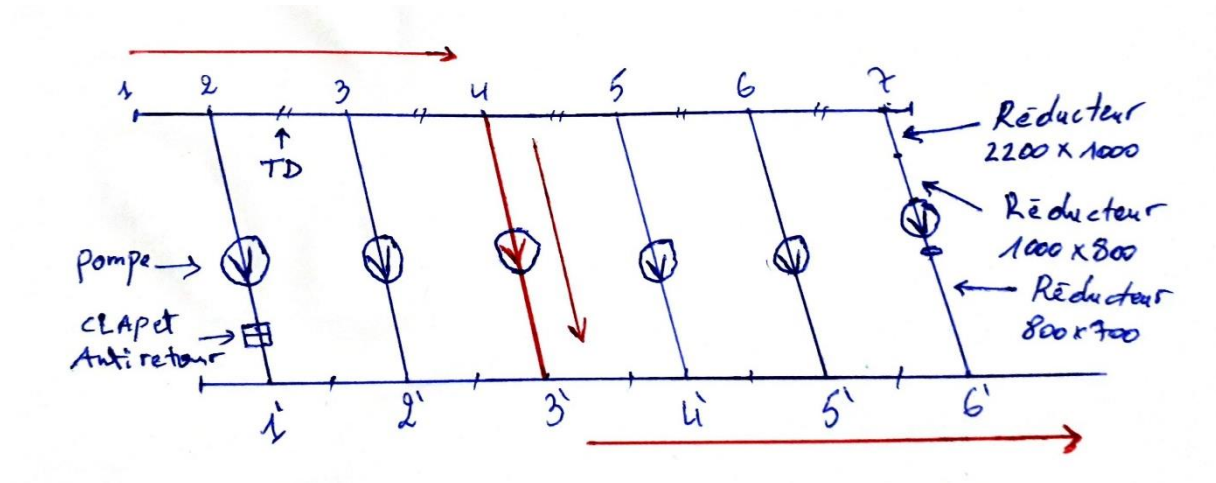


Figure 3.3 : Position des pompes.

3.6. Calcul des coefficients de frottements

Dans la station de pompage, il existe plusieurs diamètres, les valeurs calculées de ces différents coefficients de perte de charge par frottement sont résumées dans le tableau ci après :

Tableau 3.4. Calcul des coefficients de perte de charge par frottement(f)

Diamètre (mm)	W (kg/s)	G (kg/m ² s)	Re (-)	ε/D ($\times 10^{-4}$)	f (-)
600	7119,2	25191.70	15084850	0.416	0.0115
700	7119,2	18508.20	12929880	0.357	0.0111
800	7119,2	14170.30	11313613	0.312	0.0100
1000	7119,2	9069.110	9050898	0.250	0.0096
1800	7119,2	2799.120	5028323	0.138	0.0114
2000	7119,2	2267.210	4525349	0.125	0.0098
2200	7119,2	1873.851	4114132	0.113	0.0081

Chapitre 3 : Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

3.7. Calcul des pertes de charge singulière :

Coude brusque :

Les différentes valeurs du coefficient de perte de charge singulières ont été calculées comme précédemment. Les valeurs obtenues sont résumées ci-après.

Tableau 3.5. Les différentes valeurs du coefficient de perte de charge singulière

Nom de la singularité	Diamètre intérieur (m)	Longueur (m)	Angle de déviation Θ (°)	Coefficient K (-)
Coude N°1	1,8	-	45	0,242
Coude N°2	1,8	-	45	0,242

Séparation de courant : du mémento des pertes de charge [1], le coefficient de perte de charge locale est évalué en fonction des débits véhiculé dans les différentes branches.

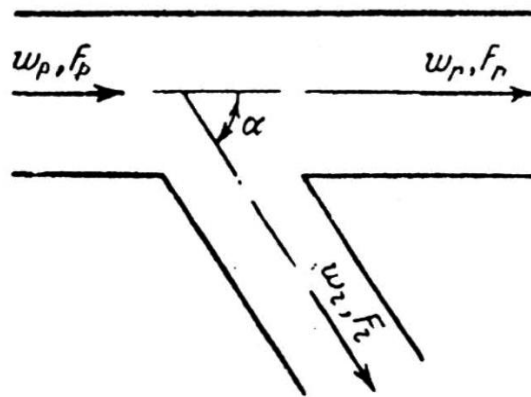


Figure 3.4 : Bifurcation (séparation des courants).[1]

Chapitre 3 : Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

Tableau 3.6. Coefficient de perte de charge locale est évalué en fonction des débits.[1]

Pour $\frac{w_r}{w_p} \leq 1$ et $\alpha = 45^\circ$:

α	N° 1	N° 2					
	15 - 90°	15 - 60°	90°				
$\frac{w_r}{w_p}$	F_r / F_p						
	0 - 1,0	0 - 1,0	0 - 0,4	0,5	0,6	0,7	> 0,8
0	0,40	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
0,1	0,32	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81
0,2	0,26	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64
0,3	0,20	0,50	0,50	0,52	0,52	0,50	0,50
0,4	0,15	0,36	0,36	0,40	0,38	0,37	0,36
0,5	0,10	0,25	0,25	0,30	0,28	0,26	0,25
0,6	0,06	0,16	0,16	0,23	0,20	0,18	0,16
0,8	0,02	0,04	0,04	0,16	0,12	0,07	0,04
1,0	0,00	0,00	0,00	0,20	0,10	0,05	0,00
1,2	—	0,07	0,07	0,36	0,21	0,14	0,07
1,4	—	0,39	0,39	0,78	0,59	0,49	—
1,6	—	0,90	0,90	1,36	1,15	—	—
1,8	—	1,78	1,78	2,43	—	—	—
2,0	—	3,20	3,20	4,00	—	—	—

Chapitre 3 : Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

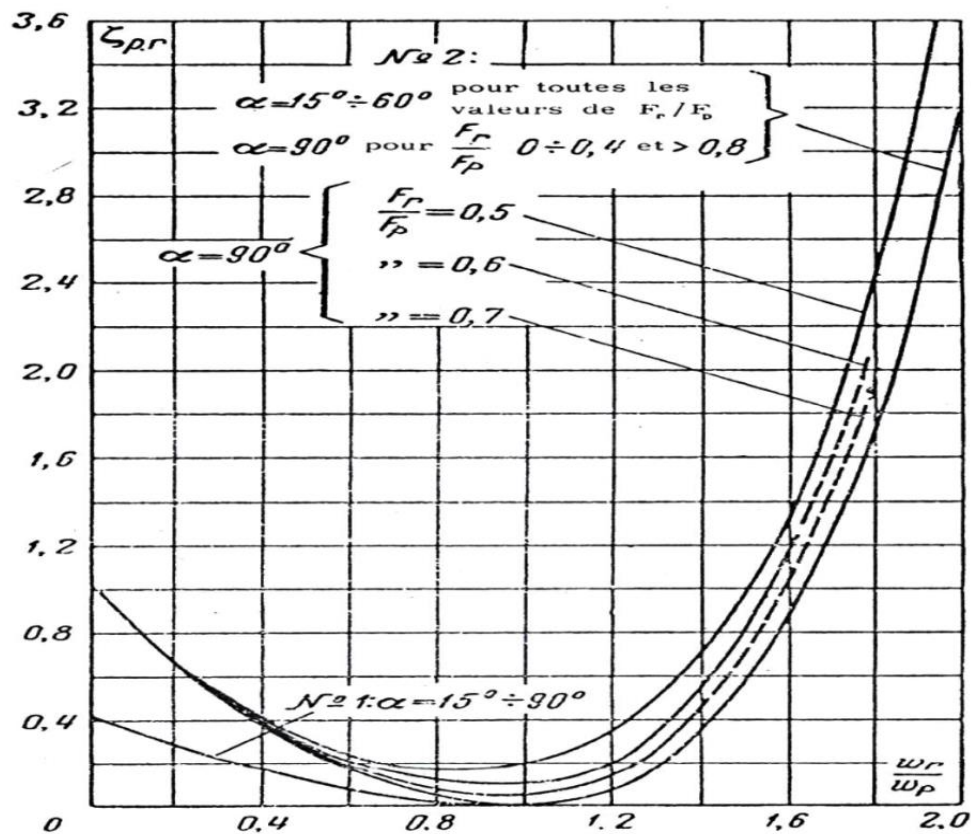


Figure 3.5: Courbes de coefficient de perte de charge de la branche rectiligne par apport à la branche latéral et la branche principale de la bifurcation.[1]

Les différentes valeurs du coefficient de frottement singulier obtenu en fonction du débit, comme dans le tableau ci-après.

Tableau 3.7. Les différentes valeurs du coefficient de perte de charge

Séparation de courant	K
Séparation 1	0,02
Séparation 2	0,03
Séparation 3	0,05
Séparation 4	0,1
Séparation 5	0,4

Chapitre 3 : Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

Réunion de courant : du mémento des pertes de charge [1], le coefficient de perte de charge locale est évalué en fonction des débits véhiculés dans les différentes branches.

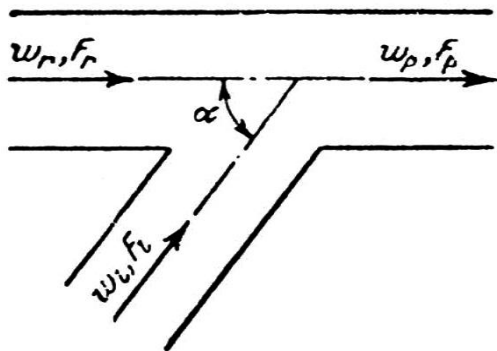


Figure 3.6 : Bifurcation (réunion de courant).

le tableau 3.8 :

Tableau 3.8. Coefficient de perte de charge locale

$\frac{Q_l}{Q_p}$	F_l/F_p						
	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0
0	0	0	0	0	0	0	0
0,1	+ 0,05	0,12	0,14	0,16	0,17	0,17	0,17
0,2	- 0,20	+ 0,17	0,22	0,27	0,27	0,29	0,31
0,3	- 0,76	- 0,13	+ 0,08	0,20	0,28	0,32	0,40
0,4	- 1,65	- 0,50	- 0,12	+ 0,08	0,26	0,36	0,41
0,5	- 2,77	- 1,00	- 0,49	- 0,13	+ 0,16	0,30	0,40
0,6	- 4,30	- 1,70	- 0,87	- 0,45	- 0,04	0,20	0,33
0,7	- 6,05	- 2,60	- 1,40	- 0,85	- 0,25	+ 0,08	0,25
0,8	- 8,10	- 3,56	- 2,10	- 1,30	- 0,55	- 0,17	+ 0,06
0,9	- 10,0	- 4,75	- 2,80	- 1,90	- 0,88	- 0,40	- 0,18
1,0	- 13,2	- 6,10	- 3,70	- 2,55	- 1,35	- 0,77	- 0,42

Chapitre 3 : Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

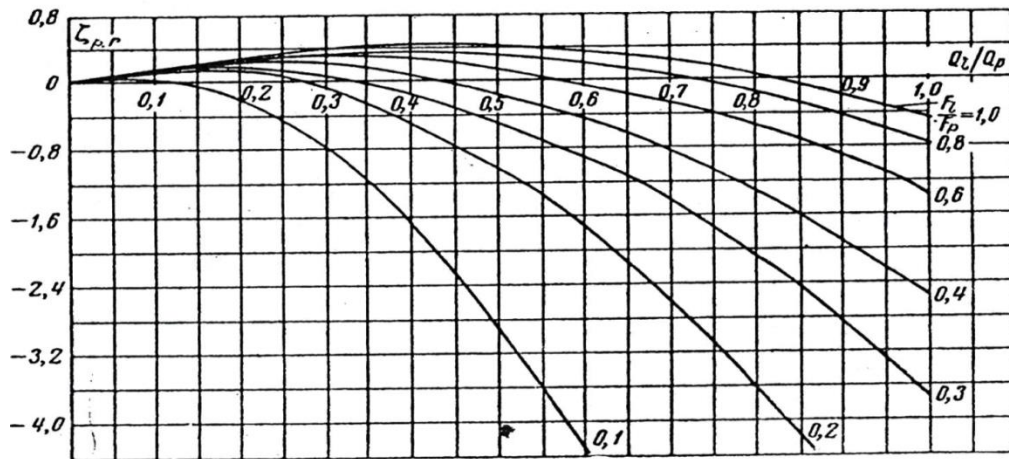


Figure 3.7: Courbe de coefficient de perte de charge de la branche rectiligne par apport aux débits volumiques à travers la branche latérale et branche principale de la bifurcation.

Les différentes valeurs du coefficient de frottement singulières ont été calculées comme précédemment. Les valeurs obtenues sont résumées ci-après.

Tableau 3.9. Coefficient de perte de charge singulière

Réunion de courant	K
Réunion 1'	3,71
Réunion 2'	0,72
Réunion 3'	0,43
Réunion 4'	0,065
Réunion 5'	-0,17

Avec :

$K_{P,r}$: Coefficient de perte de charge de la branche rectiligne, rapporté à la vitesse dans la branche principale.

W_r , W_p , W_l :Vitesse moyenne dans la branche latérale, la branche rectiligne et la branche principale de la bifurcation, m/s.

F_l , F_r , F_p :Aire de la section de la branche latérale, de la branche rectiligne et de la branche principale de la bifurcation, m².

Chapitre 3 : Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

Q_l Q_p Q_r : Débits volumiques à travers la branche latérale, la branche rectiligne, la branche principale de la bifurcation, m³/s.

ΔH_l , ΔH_r : Pertes de pression dans la branche latérale et la branche rectiligne de la bifurcation.

Clapet anti retour :

Du mémento des pertes de charge [1], Pour un clapet de diamètre 0.8 m, le coefficient de perte de charge est égal à 3. (Voir le tableau 3.10.et figure 3.8)

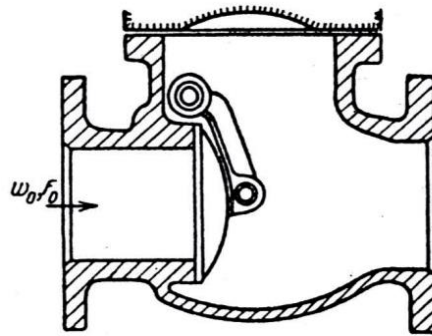


Figure 3.8 : Clapet de non-retour

Tableau 3.10. Coefficient de perte de charge pour différent diamètre

D ₀ mm	K	
	1 Clapet anti- retour	2 Clapet d'aspiration avec grille
40	1,3	12
70	1,4	8,5
100	1,5	7,0
200	1,9	4,7
300	2,1	3,7
500	2,5	2,5
750	2,9	1,6

Chapitre 3 : Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

Ou par la courbe ci-après :

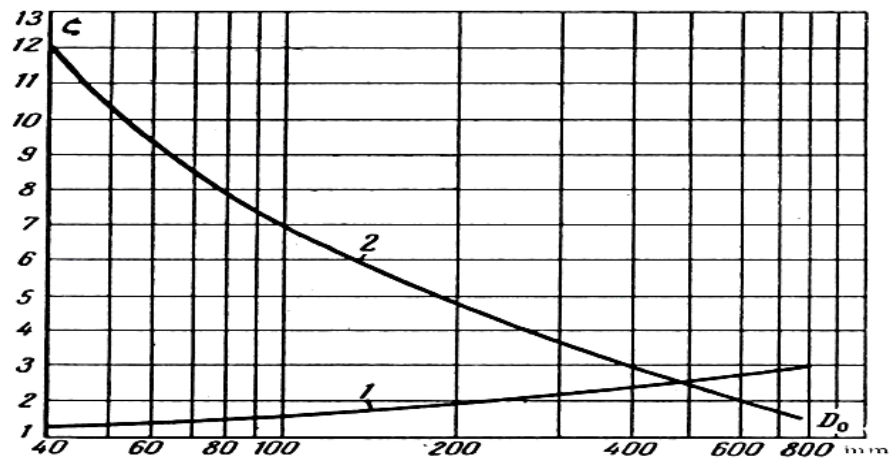


Figure 3.9: Courbe de Coefficient de perte de charge en fonction du diamètre. [1]

K est déterminé d'après la courbe (Figure 3.9) :

$$K = f(D_0, mm) \quad (3.3)$$

Avec :

1) clapet anti retour :

2) clapet d'aspiration avec grille

Avec :

K : Coefficient de perte de charge.

ΔH : Perte de pression (2. Perte de charge) kgp/m^3 .

Chapitre 3 : Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

Vanne de réglage et de regulation multijets MONOVAR :



Figure 3.10 : Vanne de réglage et de regulation multijets MONOVAR

C'est la perte de pression résultant du passage du liquide dans le MONOVAR

$$\Delta H = K \frac{V^2}{2g} \quad (3.4)$$

ΔH : perte de charge exprimée en mètres de colonne de liquide, pour ouverture donnée de la MONOVAR,

K : coefficient de perte de charge pour la même ouverture,

V : vitesse du liquide en m/s calculé dans la section nominale de la MONOVAR,

g : accélération de la pesanteur en m/s^2 ,

le graphe ci-dessous donne, à titre d'exemple, la valeur K pour la perforation maximale

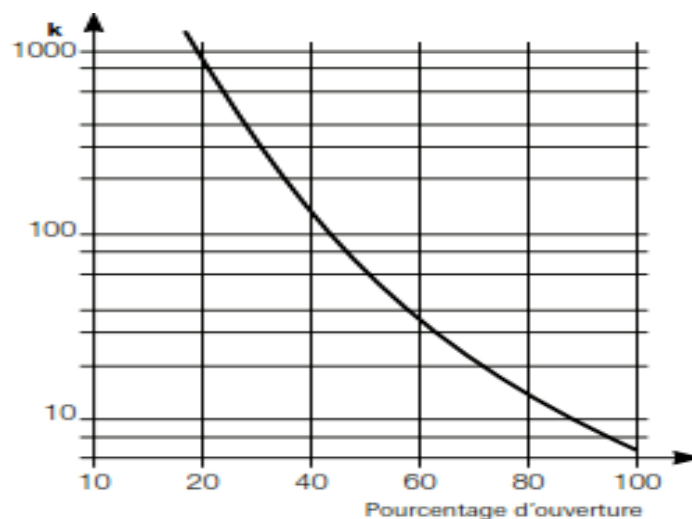


Figure 3.11: Coefficient de perte de charge en fonction du pourcentage d'ouverture[5]

Chapitre 3 : Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

Les différentes pertes de charges par frottement et de toutes les singularités subie par ce tronçon sont présenté dans tableau ci-dessous :

Tableau 3.11. Calcul des pertes de charges dans la conduite de la station de pompage

Nom de la pièce	f	$\frac{L}{D}$	K	$\frac{G^2}{2\rho}$	ΔP_i (Pa)	$\sum \Delta P_i$
TD 1-2	0,012	16,914	-	1758,7	157	157
Séparation de courant 1	-		0,02	1758,7	35	192
TD 2-3	0,012	4,166	-	1758,7	88	280
Séparation de courant 2	-		0,03	1125,5	33	313
TD 3-4	0,012	4,166	-	1125,5	88	401
Séparation de courant 3	-		0,55	633,1	348	749
Réducteur 2200x1000	-		0,397	1647,9	654	1403
TD	0,009	2	-	1647,9	40	1443
Réducteur 1000x800	-		0,18	4023,2	724	2167
TD	0,010	0,375		4023,2	18	2185
Réducteur 800x700			0,02	6863,4	137	2322
TD	0,011	0,054		6863,4	4	2326
clapés non-retour 800			3	4023,2	12069	14395
TD	0,012	2,5		4023,2	120	14515
Réunion de courant 3'			4,86	2574,8	12513	27028
TD 3'-4'	0,012	4,166		2574,8	128	27156
Réunion de courant 4'			0,065	2574,8	167	27323
TD 4'-5'	0,012	4,166		2574,8	128	27451
Réunion de courant 5'			-0,17	2574,8	-437	27014
TD 5'-6'	0,012	0,255		2574,8	8	27022

Chapitre 3 : Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

Tableau 3.11. Calcul des pertes de charges dans la conduite de la station de pompage (suite)

Nom de la pièce	f	$\frac{L}{D}$	K	$\frac{G^2}{2\rho}$	ΔP_i (Pa)	$\sum \Delta P_i$
vanne			0,054	2574,8	139	27161
TD	0,012	4,166		2574,8	128	27289
Réducteur 2000x1800			0,086	981,1	84	27373
Coude			0,242	981,1	237	27610
TD	0,012	2		981,1	24	27634
Coude			0,242	981,1	237	27871

On estime que sur ce tronçon la perte de charge par frottement et de tous les singularités sont de **0,278 bar**.

3.8.Circuit refoulement : sortie station de pompage jusqu'à l'entrée de la station de traitement

Ce tronçon compte 1945.49 mètre de longueur, 19 coudes, 2 ventouse et un réducteur. Ce schéma présent le tronçon a étudié dans cette partie

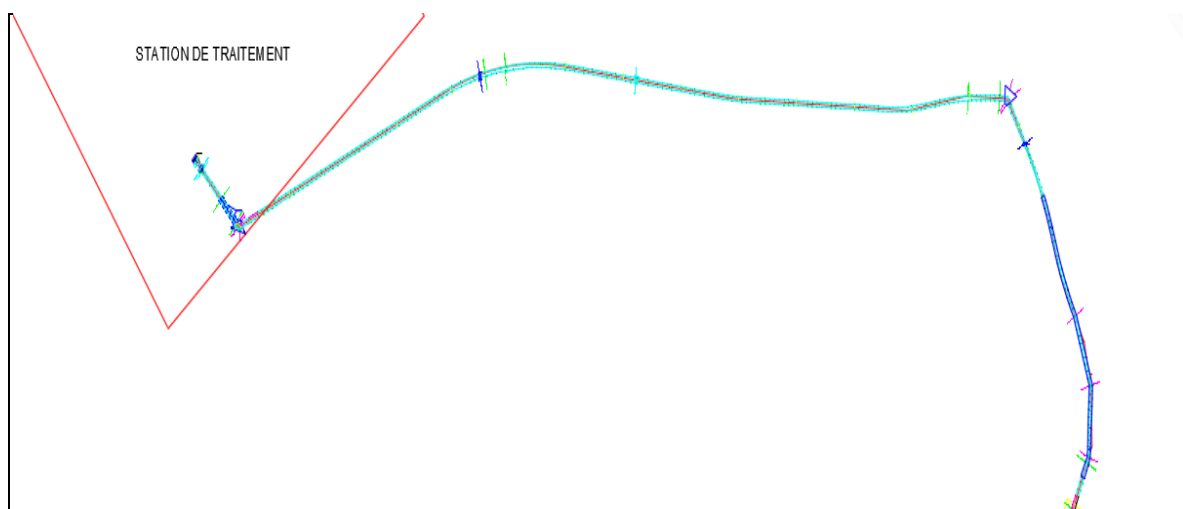


Figure 3.12 : Schéma de la conduite de la station pompage jusqu'à la station de traitement.

Chapitre 3 : Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

Le tableau 3.5 ci-dessous présente les différentes pertes de charge qui se trouve sur ce premier tronçon.

Tableau 3 .12. Calcul des pertes de charges dans la conduite de la station de pompage à la station de traitement

Nom de la pièce	f	$\frac{L}{D}$	K	$\frac{G^2}{2\rho}$	ΔP_i (Pa)	$\sum \Delta P_i$
TD	0,012	38,033	-	937,8	428	428
Coude	-		0,011	937,8	10	438
TD	0,012	0,527	-	937,8	6	444
Coude	-		0,006	937,8	6	450
TD	0,012	43,077	-	937,8	485	935
Coude	-		0,009	937,8	8	943
TD	0,012	0,626	-	937,8	7	950
Coude	-		0,008	937,8	8	958
TD	0,012	43,912	-	937,8	494	1452
Coude	-		0,001	937,8	1	1453
TD	0,012	0,462	-	937,8	5	1458
Coude	-		0,003	937,8	3	1461
TD	0,012	144,401	-	937,8	1625	3086
Coude	-		0,09	937,8	84	3170
TD	0,012	2,516		937,8	28	3198
Coude	-		0,18	937,8	169	3367
TD	0,012	37,033	-	937,8	417	3784
Coude	-		0,002	937,8	2	3786
TD	0,012	276,593	-	937,8	3113	6899
Coude	-		0,001	937,8	1	6900
TD	0,012	2,176	-	937,8	24	6924
Coude	-		0,001	937,8	1	6925
TD	0,012	31,929	-	937,8	359	7284

Chapitre 3 : Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

Tableau 3 .12. Calcul des pertes de charges dans la conduite de la station de pompage à la station de traitement (suite)

Nom de la pièce	f	$\frac{L}{D}$	K	$\frac{G^2}{2\rho}$	ΔP_i (Pa)	$\sum \Delta P_i$
VENTOUSE			0,001	937,8	1	7285
TD	0,012	143,291	-	937,8	1613	8898
Coude	-		0,001	937,8	1	8899
TD	0,012	242,099	-	937,8	2724	11623
Coude	-		0,001	937,8	1	11624
TD	0,012	4,038	-	937,8	45	11669
Coude	-		0,001	937,8	1	11670
TD	0,012	2,44	-	937,8	27	11697
Coude	-		0,094	937,8	88	11785
TD	0,012	0,445	-	937,8	5	11790
Coude	-		0,009	937,8	8	11798
TD	0,012	1,467	-	937,8	17	11815
Coude	-		0,001	937,8	1	11816
TD	0,012	0,319	-	937,8	4	11820
Coude	-		0,001	937,8	1	11821
TD	0,012	0,319	-	937,8	4	11825
Coude	-		0,005	937,8	5	11830
TD	0,012	45,324	-	937,8	510	12340
VENTOUSE	-		0,001	937,8	1	12341
TD	0,012	1,67	-	937,8	19	12360
Réducteur 1800x1600	-		0,114	1570	180	12540
TD	0,012	10,088	-	1570	190	12730
Arrivée au traitement	-		1	1570	1570	14300

On estime que sur ce tronçon la perte de charge par frottement et de tous les singularités sont de **0.143 bar**.

Chapitre 3 : Calcul hydraulique du circuit d'alimentation de la station de traitement

Conclusion :

On estime que la perte de charge totale par frottement et de toutes les singularités depuis la sortie du barrage jusqu'à l'entrée de la station de traitement, en passant par la station de pompage est de **0,5 bar**

4.1. Définition

Le coup de bélier est un cas particulier du régime transitoire. Il est un phénomène oscillatoire qui se manifeste dans les conduites en charge à écoulement gravitaire ou par refoulement. On entend aussi sous le terme « coup de bélier » un écoulement non permanent du liquide accompagné des variations pratiquement sensibles de la pression qui peuvent devenir dangereuses pour la tuyauterie. Ces variations résultent d'une perturbation des conditions permanentes d'écoulement.

C'est le nom que l'on donne à une onde de choc hydraulique, lorsqu'un liquide non compressible comme l'eau, est stoppé net dans une canalisation. Autrement dit, c'est l'arrêt brutal de la circulation de l'eau lorsqu'un robinet (ou tout autre appareil) se ferme.

4.2. Causes du coup de bélier

Les causes les plus fréquentes du coup de bélier sont les suivantes :

- L'ouverture ou la fermeture des vannes dans les conduites en charge à écoulement gravitaire.
- La mise en marche ou l'arrêt des pompes dans les conduites en charge par refoulement.
- Le remplissage ou la vidange d'un système d'AEP.
- Modification de la vitesse d'une pompe.
- Une variation du niveau d'un réservoir à une extrémité du réseau.
- La disparition de l'alimentation électrique dans une station de pompage qui est la cause la plus répandue du coup de bélier.
- La mise en marche ou la modification de l'opération d'une turbine.
- Une modification de position de vanne.

4.3. Risques dus aux coups de béliers

Les conséquences du coup de bélier peuvent être néfastes elles deviennent de plus en plus dangereuses à mesure que les paramètres modificateurs deviennent importants (variation de pressions et de débits dans le temps).

Ces phénomènes se produisant dans une conduite en charge, peuvent provoquer des

risques à la suite d'une dépression ou surpression engendrée par les manœuvres brusques.

a. Cas de surpression

C'est une conséquence du coup de bélier engendrée par une pression importante se produisant à la suite d'une fermeture instantanée ou rapide d'une vanne de sectionnement ou bien à la suite d'une dépression causée par l'arrêt brusque d'une pompe. Si la pression totale c'est-à-dire la pression en régime permanent majorée de la valeur de surpression due au coup de bélier dépasse la pression maximale admissible des tuyaux il y a risques de rupture de ces derniers et déboîtement des joints (les anneaux d'étanchéité seront délogés).

b. Cas de dépression

C'est une conséquence du coup de bélier engendrée par l'apparition d'une pression relative négative, à la suite d'un arrêt brusque d'une pompe ou d'une ouverture instantanée d'une vanne de sectionnement. Si cette pression devient inférieure à 10m CE il se produit une poche de cavitation. Si le profil en long de la canalisation est déformable la canalisation peut être aplatie par implosion et les joints peuvent être aspirés. Le phénomène de cavitation une fois apparu peut provoquer la détérioration de la couche d'enduit intérieur du tuyau.

c. Fatigue de la canalisation

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

4.4. Coup de bélier en masse

Les hypothèses simplificatrices supposées dans l'étude sont :

- Fluide incompressible,
- Courte conduite,
- Pendant la durée de vannage, il se produit un nombre important d'allers et retours d'ondes et les variations de débits se transmettent instantanément.

4.4.1. Première méthode :

Un tuyau horizontal de section constante S et de longueur d'onde L , alimenté par un

réservoir de grande capacité à niveau constant. Quand la vanne est ouverte, le régime permanent est établi avec une vitesse moyenne V_m .

La durée de fermeture de la vanne d'extrémité est T .

La quantité de mouvement de la masse d'eau contenue dans la conduite, pendant le temps T , varie de ρSLV_m à 0.

La dérivée par rapport au temps de cette quantité de mouvement est égale à la force moyenne exercée sur la vanne par le liquide :

$$F_m = \frac{\rho SLV_m}{T} \quad (4.1)$$

La suppression correspondante à l'extrémité de la conduite est :

$$\Delta P = \frac{F_m}{S} = \frac{\rho LV_m}{T} \quad (4.2)$$

4.4.2. Deuxième méthode :

L'équation de Benoulli en mouvement non permanent (équ.(2.31)), s'écrit :

$$\frac{P}{\rho g} + z + \frac{V^2}{2g} + \frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} s = \text{cst} \quad (4.3)$$

L'application de cette équation entre la surface libre et un point (a) à l'air libre (figure 4.1) à une distance s de l'orifice du tuyau donne :

$$h + \frac{P_a}{\omega} = 0 + \frac{P}{\omega} + \frac{V^2}{2g} + \frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} s \quad \text{Avec } \omega = \rho g$$

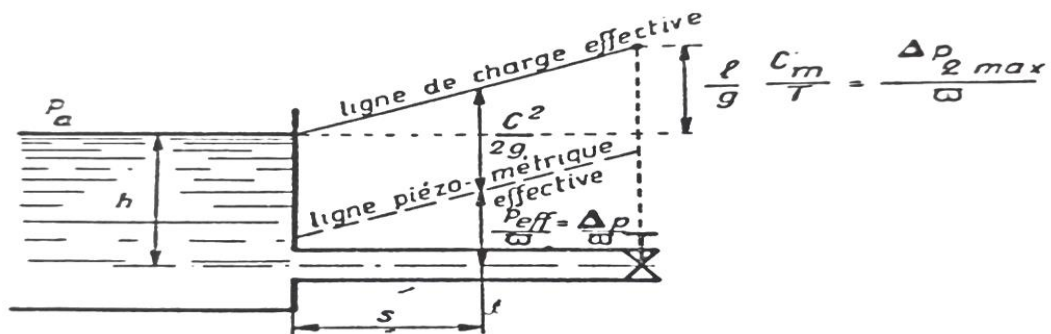


Figure 4.1 : Ligne de charge effective, ligne piézométrique effective dans une conduite

Chapitre 4 : Coup de bélier

La suppression crée en A par de fermeture de la vanne est :

$$\frac{\Delta P}{\omega} = \frac{P}{\omega} - \frac{P_a}{\omega} = \frac{P_{eff}}{\omega} = h - \frac{V^2}{2g} - \frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} s \quad (4.3)$$

En supposant que durant la fermeture de la vanne, la vitesse moyenne de l'écoulement décroît linéairement avec le temps :

$$V = V_m \left(1 - \frac{t}{T} \right) \quad (4.4)$$

$$\frac{dV}{dt} = -\frac{V_m}{T} \Rightarrow dV = -\frac{V_m}{T} dt \quad (4.5)$$

$$V \int_{V_m}^V = \frac{V_m}{T} \int_0^t \Rightarrow V - V_m = -\frac{V_m}{T} t \quad (4.6)$$

En remplaçant V et $\frac{dv}{dt}$, on obtient :

$$\frac{\Delta P}{\omega} = h - \underbrace{\frac{V_m^2}{2g} \left(1 - \frac{t}{T} \right)^2 + \frac{1}{g} S \frac{V_m}{T}}_{\Delta P_1 + \Delta P_2} \quad (4.7)$$

Le premier terme $\frac{\Delta P_1}{\omega}$ représente la normale due à la diminution de la pression dynamique, le

second terme $\frac{\Delta P_2}{\omega}$ représente l'action des forces d'inertie.

À l'extrémité du tuyau, ΔP_2 est maximale et a pour valeur :

$$\frac{\Delta P_2}{\omega} = \frac{LV_m}{gT} \Rightarrow \Delta P_2 = \frac{\rho LV_m}{T} \quad (4.8)$$

Résultat identique à celui trouvé au paragraphe précédent 4.4.1 avec la première méthode.

Pour tenir compte de l'élasticité de la conduite et de la légère compressibilité de l'eau, il est recommandé de prendre pour la valeur de ΔP , le double de la valeur précédente.

$$\Delta P = \frac{2\rho L V_m}{T} \quad (4.9)$$

Mais ceci ne constitue qu'une approximation élémentaire très grossière.

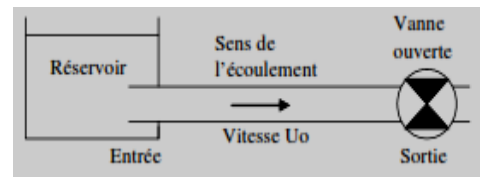
4.5. Allure du phénomène du coup de bélier en fluide compressible

Le coup de bélier est un ensemble de phénomènes hydrauliques complexes provenant de la modification brutale du champ de vitesse et de pression dans une conduite.

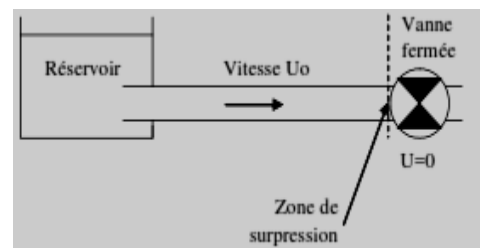
L'importance technique des coups de bélier est extrêmement grande. En effet, l'amplitude et la soudaineté des surpressions et dépressions qui sont mises en jeu peuvent détériorer la conduite ou les organes qui y sont branchées. Il est nécessaire par conséquent d'empêcher la production de telles perturbations ou du moins de les atténuer.

Le coup de bélier peut se produire, par exemple, dans le cas de la fermeture brutale d'une vanne.

Considérons, dans un premier temps, un réservoir se vidangeant par une vanne en position ouverte. La vitesse dans la canalisation est U_0 .

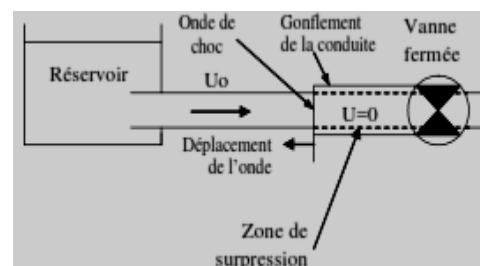


A un instant donné, la fermeture brutale de la vanne stoppe instantanément le fluide au voisinage de celle-ci. Compte tenu de son inertie, l'eau pousse fortement sur la vanne.



Une surpression importante se crée dans la zone où la vitesse s'annule

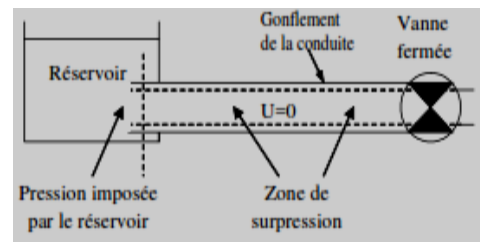
A l'amont de la vanne, l'eau se comprime faiblement et la canalisation gonfle. Tranche par tranche les particules liquides transforment la vitesse en surpression. On observe ainsi la formation et la progression d'une onde de choc. Celle-ci remonte de la vanne où elle a pris naissance vers le réservoir.



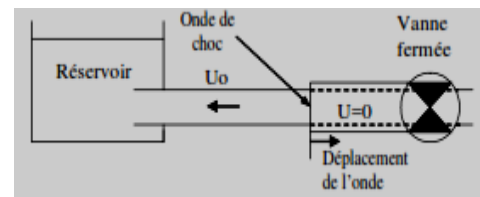
La vitesse de l'onde peut avoisiner les 1000 m/s en fonction du type de matériau de la conduite.

Chapitre 4 : Coup de béliet

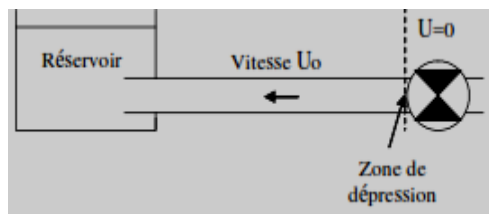
L'onde de choc atteint le réservoir. La conduite entière est en surpression et la vitesse de l'eau est nulle. Le réservoir est à niveau d'eau constant. Sa pression ne pouvant quasiment pas varier, le réservoir impose donc la pression à l'entrée de la conduite.



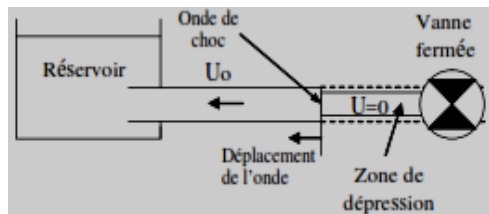
La pression dans le réservoir étant beaucoup plus faible que la surpression dans la conduite, la canalisation, au voisinage du réservoir, va retrouver sa forme initiale. La diminution du diamètre de la conduite va chasser l'eau vers le réservoir à la vitesse U_0 . De proche en proche ce phénomène se produit et crée ainsi une onde de choc se déplaçant cette fois-ci vers la vanne.



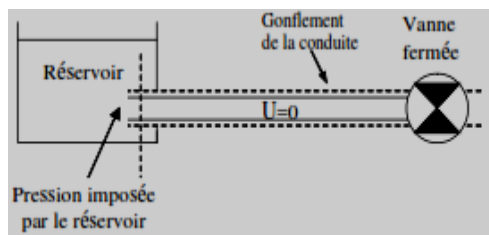
Dès que l'onde atteint la vanne, la conduite entière retrouve quasiment sa pression d'origine et sa vitesse initiale inversée. La vanne étant toujours fermée, la vitesse de l'eau à son voisinage est nulle.



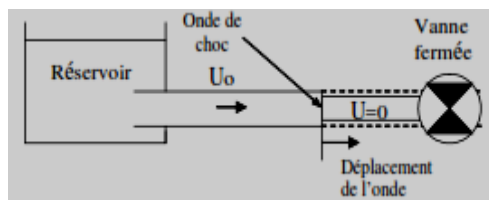
Compte tenu de son inertie, l'eau au voisinage de la vanne entre en dépression. Une onde de choc en dépression se crée et se déplace vers le réservoir.



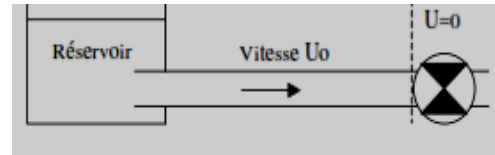
Comme précédemment, le réservoir impose la pression au niveau de l'entrée de la conduite.



La conduite retrouve alors sa forme initiale. Le volume d'eau manquant est pris dans le réservoir et la conduite retrouve sa vitesse initiale U_0 .



L'onde arrive au niveau de la vanne et on retrouve la configuration initiale.



4.6. Formules d'Alliévi

Considérons une conduite horizontale à section constante d'axe O_x

Le terme de Bernoulli en régime non permanent donne :

$$X + \rho \frac{\partial V}{\partial t} s = P + \rho g z + \rho \frac{V^2}{2} + \rho \frac{\partial V}{\partial t} s = cst$$

On néglige la variation de la masse volumique sur la variation de pression le long de la conduite.

En dérivant, on obtient :

$$\frac{\partial p}{\partial x} + \rho \frac{\partial V}{\partial t} = 0 \quad (4.10)$$

L'équation de continuité tenant compte de la déformation de la conduite de section S , s'obtient comme suit :

- La masse entrée en A est : $\rho S V dt$
- La masse sortie en B est : $\rho S \left(V + \frac{\partial V}{\partial x} dx \right) dt$
- L'augmentation de masse de A à B est : $d(\rho S) dx$

Le bilan s'écrit donc :

$$\rho S V dt = \rho S V dt + \rho S \frac{\partial V}{\partial x} dx dt + d(\rho S) dx \quad (4.11)$$

$$\rho S \frac{\partial V}{\partial x} dx dt + d(\rho S) dx = 0$$

$$\rho S \frac{\partial V}{\partial x} dt + \rho dS + S d\rho = 0$$

$$\frac{\partial V}{\partial x} dt + \frac{dS}{S} + \frac{d\rho}{\rho} = 0 \quad (4.12)$$

En introduisant le coefficient de compressibilité, donné par :

$$\chi = \frac{dV/V}{dp} = \frac{1}{V} \frac{dV}{dp} \quad (4.13)$$

$$V = \frac{1}{\rho} \Rightarrow dV = d\left(\frac{1}{\rho}\right) = -\frac{d\rho}{\rho^2}$$

$$\chi = \frac{d\rho}{\rho dp} \Rightarrow \frac{d\rho}{\rho} = \chi dp \quad (4.14)$$

Le troisième terme de l'éq (4.14) est égal donc à χdp

L'accroissement du diamètre est donné par la loi de Hooke.

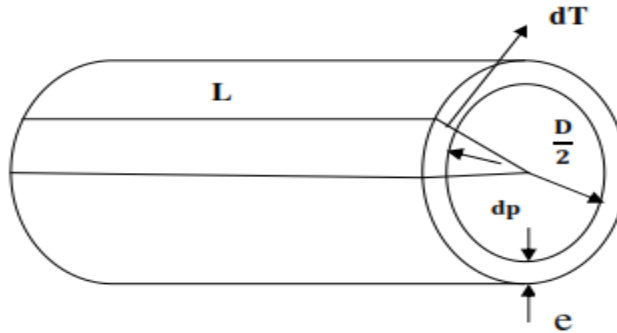


Figure 4.2 : Propagation d'une onde plane dans une conduite cylindrique.

$$\frac{dD}{D} = \frac{dp}{E} = \frac{D}{E} \cdot \frac{dp}{2e} = D \cdot \frac{dp}{2eE} \quad (4.15)$$

Où E est le module d'élasticité longitudinale du matériau et e l'épaisseur du tube.

L'accroissement relatif de la section s'prime comme suite :

$$\frac{dS}{S} = \frac{d\left(\frac{\pi D^2}{4}\right)}{\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{d(D^2)}{D^2} = \frac{2DdD}{D^2} = \frac{2dD}{D} = D \cdot \frac{dp}{eE} \quad (4.16)$$

Où :

D : le diamètre de la conduite.

e : épaisseur de la conduite.

E : le module de Young.

L'équation (4.13) devient donc :

$$\frac{\partial V}{\partial x} dt + \left(X + \frac{D}{e.E} \right) dp = 0 \quad (4.17)$$

Introduisons l'expression de la célérité ou la vitesse de propagation des ondes a , dans la conduite :

$$\chi + \frac{D}{e.E} = \frac{1}{\rho a^2}$$

L'équation (4.17) s'écrit finalement comme suit :

$$\rho \frac{\partial V}{\partial x} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \quad (4.18)$$

Dérivons l'équation (4.10) par rapport à x :

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \rho \frac{\partial^2 V}{\partial x \partial t} = 0 \quad (4.19)$$

Dérivons l'équation (4.18) par rapport à t :

$$\rho \frac{\partial^2 V}{\partial x \partial t} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad (4.20)$$

Chapitre 4 : Coup de bélier

En soustrayant membre à membre les équations (4.19) et (4.20), on obtient :

$$\begin{aligned}\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} &= 0 \\ \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} &= a^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2}\end{aligned}\tag{4.21}$$

Dérivons l'équation (4.10) par rapport à t et (4.18) par rapport à x

$$\begin{aligned}\frac{\partial^2 p}{\partial x \partial t} + \rho \frac{\partial^2 V}{\partial t^2} &= 0, \quad \rho \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 p}{\partial x \partial t} = 0 \\ \frac{\partial^2 p}{\partial x \partial t} &= -\rho \frac{\partial^2 V}{\partial t^2}, \quad \rho \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} + \frac{1}{a^2} \left(-\rho \frac{\partial^2 V}{\partial t^2} \right) = 0 \\ \Rightarrow \frac{\partial^2 V}{\partial x^2} - \frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 V}{\partial t^2} &= 0 \\ \frac{\partial^2 V}{\partial t^2} &= a^2 \frac{\partial^2 V}{\partial x^2}\end{aligned}\tag{4.22}$$

Ces équations sont identiques à celles des cordes vibrantes. Les intégrales générales sont de la forme et sont appelées formules d'Allievi

$$\begin{aligned}p &= p_0 + F\left(t - \frac{x}{a}\right) + f\left(t + \frac{x}{a}\right) \\ V &= V_0 + \frac{1}{\rho a} \left[F\left(t - \frac{x}{a}\right) - f\left(t + \frac{x}{a}\right) \right]\end{aligned}\tag{4.23}$$

Supposons qu'il n'y ait qu'un seul terme :

$$\begin{aligned}p &= p_0 + F\left(t - \frac{x}{a}\right) \\ V &= V_0 + \frac{1}{\rho a} F\left(t - \frac{x}{a}\right)\end{aligned}$$

D'où

$$\Delta p = p - p_0 = F \left(t - \frac{x}{a} \right) = \rho a \Delta V \quad (4.24)$$

Si $\Delta V < 0$, Δp est donc une onde de dépression se propageant vers des x positifs.

Si seuls les termes en $\left(t + \frac{x}{a} \right)$ existaient, on aurait :

$$p = p_0 + f \left(t + \frac{x}{a} \right) \quad \Rightarrow \Delta P = \rho \left(t + \frac{x}{a} \right) = -\rho a (V - V_0) \quad (4.25)$$

$$V = V_0 + \frac{1}{\rho a} f \left(t + \frac{x}{a} \right)$$

$$\Rightarrow \Delta p = -\rho a \Delta V \quad (4.26)$$

Dans ce cas, si ΔV est négatif, Δp est donc une onde de suppression se propageant dans les x négatifs.

4.7. Méthode des caractéristiques

Dans ce paragraphe, nous présentons les équations régissant le comportement de l'écoulement transitoire dans les conduites par la méthode des caractéristiques. De nos jours, il existe plusieurs modèles qui sont implémentés dans les logiciels de commerce. La méthode numérique la plus populaire est la méthode des caractéristiques (MOC : Method of characteristics).

L'équation de continuité avec la nouvelle expression de la vitesse d'onde s'écrit :

$$L_1 = \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\tau_w \pi D}{\rho S} = 0 \quad (4.27)$$

L'équation de quantité de mouvement est donnée par :

$$L_2 = \frac{\partial p}{\partial t} + \rho a^2 \frac{\partial V}{\partial x} = 0 \quad (4.28)$$

où la contrainte tangentielle, τ_w , à la paroi est donnée par :

$$\tau_w = \frac{\rho f |V| V}{8} \quad (4.29)$$

Dans ces équations, la distance x et le temps t sont deux variables indépendantes et la pression p et la vitesse d'écoulement sont deux variables dépendantes. Les autres variables qui sont les paramètres du système sont supposées indépendantes du temps.

Une combinaison linéaire des équations (4.27) et (4.28), est choisie et elle est de la forme :

$$L = L_1 + \lambda L_2 \quad (4.30)$$

En réarrangeant, on aboutit à :

$$\left(\frac{\partial V}{\partial t} + \rho a^2 \lambda \frac{\partial V}{\partial x} \right) + \lambda \left(\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{1}{\rho \lambda} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{f |V| V}{2D} = 0 \quad (4.31)$$

Les dérivées totales de la vitesse et de la pression s'écrivent :

$$\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + \frac{\partial V}{\partial x} \frac{dx}{dt} \quad (4.32)$$

$$\frac{dp}{dt} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial p}{\partial x} \frac{dx}{dt} \quad (4.33)$$

Des équations (4.25), (4.26) et (4.27), l'inconnu multiplicateur est résolu comme suit :

$$\frac{1}{\rho \lambda} = \frac{dx}{dt} = \rho a^2 \lambda \quad (4.34)$$

d'où :

$$\lambda = \pm \frac{1}{\rho a} \quad (4.35)$$

En combinant l'équation (4.31) avec les trois autres équations (4.32), (4.33) et (4.35), les équations suivantes sont obtenues :

$$\frac{dV}{dt} + \frac{1}{\rho a} \frac{dp}{dt} + \frac{f|V|V}{2D} = 0 \quad (4.36)$$

Si

$$\frac{dx}{dt} = a \quad (4.37)$$

Et

$$\frac{dV}{dt} - \frac{1}{\rho a} \frac{dp}{dt} + \frac{f|V|V}{2D} = 0 \quad (4.38)$$

Si

$$\frac{dx}{dt} = -a \quad (4.39)$$

La méthode des caractéristiques permet d'éliminer la variable indépendante x et permet de passer des équations aux dérivées partielles aux équations différentielles ordinaires dépendant de t . Les équations différentielles ordinaires (4.36), (4.37), (4.38) et (4.39) sont appelées équations de compatibilité. Cependant, cette simplification impose une restriction sur le domaine de validité de ces nouvelles équations différentielles ordinaires.

Les équations originales de continuité et de quantité de mouvement sont valables partout dans le plan x - t , mais avec le passage aux équations différentielles ordinaires, elles sont valides uniquement le long de lignes droites (si la vitesse d'onde est constante) données par les équations (4.37) et (4.39) (avec des pentes $\pm$ la vitesse d'onde). Ces lignes, on les appelle les lignes caractéristiques.

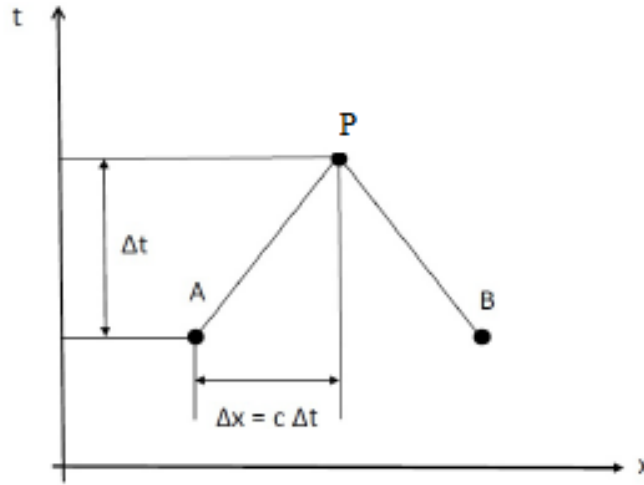


Figure 4.3. Lignes caractéristiques dans le plan x-t.

Ces équations différentielles sont valables le long de la longueur du tuyau (c'est-à-dire pour $0 < x < L$) et des conditions aux limites spéciales sont nécessaires aux extrémités, c'est-à-dire à $x = 0$ et à $x = L$.

Si on suppose la fermeture rapide de la vanne. Le débit s'annule au niveau de la vanne et la pression augmente à cet endroit précis. Une onde de pression positive (la pression est plus forte derrière le front d'onde que celui de l'avant) se déplace vers l'amont.

Pour calculer les pressions et les vitesses d'écoulement, ces dernières doivent être connues aux conditions initiales ou calculées lors du pas de temps précédent. Pour calculer les variables dépendantes au pas de temps suivant, le long de la ligne caractéristique, Les équations (4.30) et (4.32) doivent être multipliés par dt et intégrés. Les limites d'intégration pour l'équation (4.30) correspondant à la ligne caractéristique positive sont données par les points A et P de la figure 4. Et pour l'équation (4.32) correspondant à ligne caractéristique négative par les points P et B. Les équations (4.30) et (4.31) s'écrivent donc :

$$C^+ : \frac{1}{g} (V_P - V_A) + \frac{1}{a} (H_P - H_A) + \frac{f A \Delta t}{2 g D} \cdot V_A \cdot |V_A| = 0 \quad (4.40)$$

$$C^- : \frac{1}{g} (V_P - V_B) + \frac{1}{a} (H_P - H_B) + \frac{f B \Delta t}{2 g D} \cdot V_B \cdot |V_B| = 0 \quad (4.41)$$

Où:

Chapitre 4 : Coup de bélier

V_A, V_B et V_P = vitesse de l'eau en A, B et P respectivement

H_A, H_B et H_P = niveau de pression à A, B et P respectivement

f_A et f_B : coefficient de frottement en A et B respectivement. Le frottement est approximé par la vitesse de départ en A et B respectivement.

Les équations (4.40) et (4.41) peuvent s'écrire d'une manière concise comme suit:

$$C^+ : H_P = H_{CP} - B \cdot V_P \quad (4.42)$$

$$C^- : H_P = H_{CM} + B \cdot V_P \quad (4.43)$$

Où :

$$H_{CP} = H_A + B \cdot V_A - \frac{f_A \Delta x}{2 \cdot g \cdot D} \cdot V_A \cdot |V_A| \quad (4.44)$$

$$H_{CM} = H_B - B \cdot V_B + \frac{f_B \Delta x}{2 \cdot g \cdot D} \cdot V_B \cdot |V_B| \quad (4.45)$$

$$B = \frac{a}{g}$$

$$\Delta x = a \cdot \Delta t$$

Les variables H_{CP} , H_{CM} , B ne contiennent que des données connues et peuvent donc être calculées numériquement. Les équations (4.42) et (4.43) donnent :

$$H_P = \frac{H_{CP} + H_{CM}}{2} \quad (4.46)$$

$$V_P = \frac{H_P - H_{CM}}{B} \quad (4.47)$$

La conduite dans laquelle le transitoire est à étudier, est divisée en un certain nombre de parties égales de longueur Δx . Sur la figure 4.4, la conduite est divisée en six parties égales et elle est représentée par l'axe des x entre les coordonnées 0 et L .

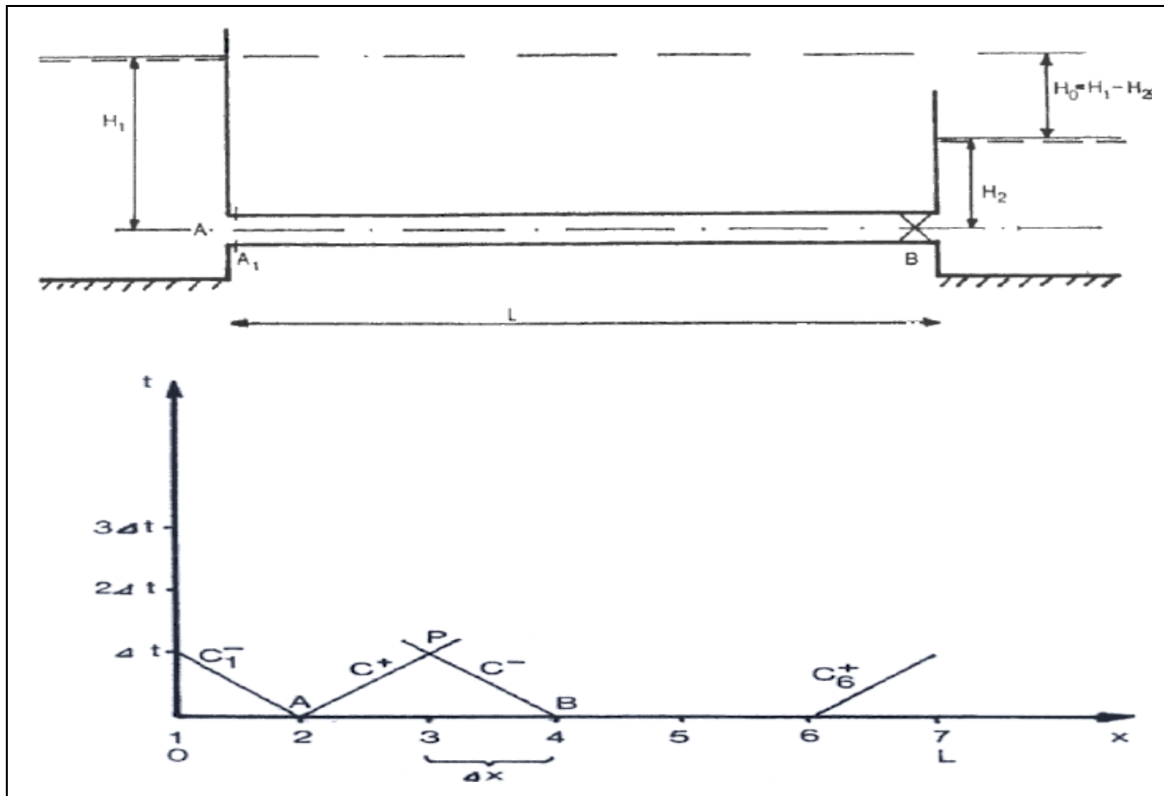


Figure 4.4. Discretisation et calcul numérique de la pression le long de la conduite.

Après avoir calculé la pression H_p et la vitesse de l'eau V_p au point nodal 3 au temps, $t = \Delta t$, la figure 4.2 montre que le même type de calcul peut être effectué pour obtenir les pressions et vitesses de l'eau aux nœuds internes 2  6 au temps $t = \Delta t$.

Le calcul des conditions hydrauliques aux nœuds 1 et 7, au temps $t = \Delta t$ utilise une condition aux limites et une caractéristique. Supposons que le nœud 1 se situe  dans l'entrée du réservoir avec la condition aux limites $H = H_0$ pour tous les instants $t > 0$ et le nœud 7 est une vanne qui se ferme instantanément  l'instant $t = 0$, soit $V = 0$ pour $t > 0$. On obtient alors pour le nœud 1  $t = \Delta t$:

$$H_1 = H_0 \text{ (condition  la limite)} \quad (4.48)$$

$$V_1 = \frac{H_0 - HCM}{B} \text{ (Caractéristique } C_1^-) \quad (4.49)$$

O HCM est calculé pour le nœud 2 au temps $t = 0$.

De la même manière on obtient pour le nœud 7 au temps $t = \Delta t$:

$$V_7=0 \text{ (condition à la limite)} \quad (4.50)$$

$$H_7 = HCP \text{ (Caractéristique } C_6^+) \quad (4.51)$$

Où HCP est calculé pour le nœud 6 au temps $t = 0$.

Une fois les conditions hydrauliques sont connues en tout points au temps $t = \Delta t$ et en se servant exactement de la même technique présentée précédemment, les conditions hydrauliques peuvent être calculées au temps $t = 2.\Delta t$ en tout les nœuds internes utilisant les conditions hydrauliques connues au temps $t = \Delta t$ et pour points ou nœuds externes 1 et 7 en se servant des conditions aux limites et une caractéristique.

Un programme Fortran basé sur cette technique a été développé et présenté en annexe. Les résultats obtenus pour certains cas sont présentés au chapitre 5.

4.8. Les moyens de protection

4.8.1. Introduction

L'apparition du phénomène du coup de bélier, dans les installations hydrauliques, est inévitable du fait que ses causes sont nombreuses allant de la simple manœuvre jusqu'à l'interruption du courant électrique voire même la mise en marche ou l'arrêt d'une pompe.

Les conséquences désastreuses de ce phénomène, sur la conduite et les autres équipements, conduisent à penser d'éviter, dans la mesure du possible, de donner une chance à ses causes de se produire. Toutefois, certaines causes rentrent dans l'exploitation de l'installation elle-même. Devant cette situation le recours aux moyens de protection anti- bélier permettant d'atténuer son ampleur en le rendant admissible et sans aucun risque, car il n'est pas possible de supprimer ses effets.

Nous présenterons dans ce qui suit, les moyens anti- bélier les plus utilisés pour protéger les installations hydrauliques contre les effets désastreux du phénomène transitoire du coup de bélier, ainsi que donner les domaines d'application de chaque moyen de protections afin de choisir, pour une installation quelconque, le moyen le plus adapté, par la suite, nous mettrons en exergue le moyen de protection le plus répandu.

4.8.2. Moyens de protection anti-bélier

Les moyens de protection anti-bélier devront avoir des effets bénéfiques pour la canalisation et les équipements de l'installation en limitant dans la fourchette admissible la dépression et la surpression d'une part et d'autre part affaiblir la vitesse d'écoulement après la genèse du phénomène transitoire du coup de bélier. Les moyens les plus utilisés lors de la réalisation des installations hydrotechniques sont les suivants :

4.8.3. Le volant d'inertie

La spécificité de ce moyen est qu'il continue à assurer l'alimentation de la veine liquide, et ce malgré l'arrêt du moteur actionnant la pompe. Ce volant (Figure (3.1)), qui est placé sur l'arbre du groupe, restitue l'énergie cinétique accumulée pendant la marche en régime normal au moment de la disjonction et permet ainsi de prolonger le temps d'arrêt de l'ensemble du groupe, et donc, de diminuer l'intensité du coup de bélier. En d'autres termes, la vitesse de rotation diminue lentement et il en est de même de son débit. La masse du volant est généralement accumulée près de la périphérie. Le volant d'inertie est généralement peu ou non utilisable, pour les raisons suivantes [5] :

- Ce procédé est utilisé seulement pour limiter les dépressions.
- Dans le cas d'une conduite de refoulement assez grande, il faut envisager des volants avec des poids considérables, et par conséquent le système ne sera en aucun cas économique.

□ Par ailleurs, plus le volant est lourd, plus le moteur doit être puissant pour pouvoir vaincre, au démarrage, l'inertie de ce volant, ce qui peut conduire à des appels d'intensité de courant inadmissibles.

□ Ce procédé est finalement utilisé pour la protection des conduites à longueurs de refoulement faibles ou moyennes et qui n'excèdent pas quelques centaines de mètres.

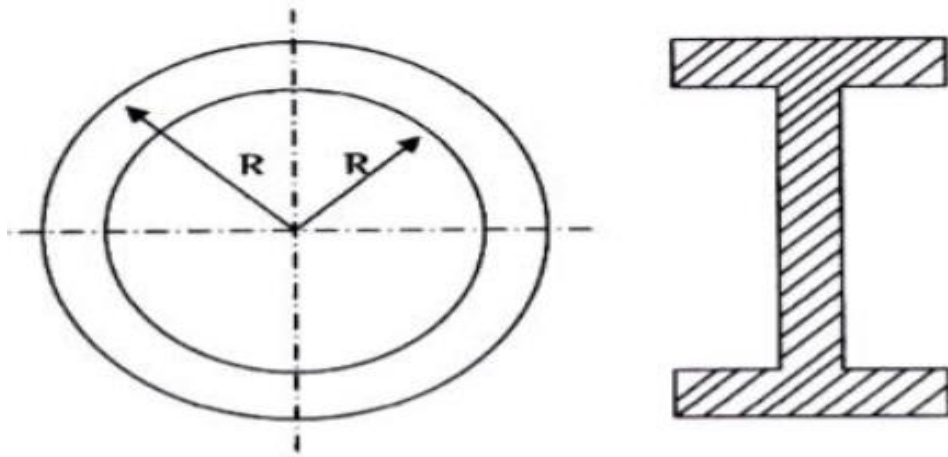


Figure 4.5: Volant d'inertie

4.8.4. Les soupapes de décharge

Le rôle d'une soupape consiste à dévier un certain débit à l'extérieur de la conduite à protéger, dès que la pression atteint une certaine valeur de réglage estimée généralement à environ 2.04 à 2.10 de la pression maximale admissible. L'ouverture doit pouvoir s'effectuer très rapidement pour que l'opération soit efficace.

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

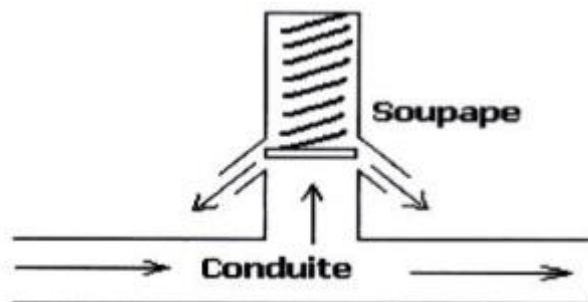


Figure 4.6: Soupape de décharge.

4.8.5. Cheminée d'équilibre

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

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

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

L'arrêt du moteur actionnant la pompe.

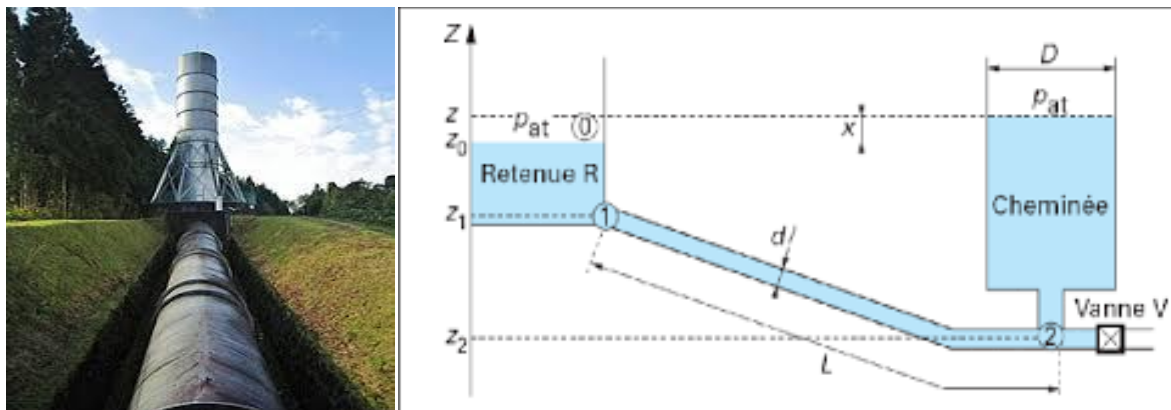


Figure 4.7: Cheminée d'équilibre

4.8.6. Les ventouses (Les reniflards)

On distingue des ventouses à trois fonctions (Figure 4.8), à savoir, l'évacuation de l'air contenu dans les conduites, l'admission de l'air dans ces conduites lorsqu'on procède à leur

vidange et l'élimination des poches d'air qui se manifestent aux points hauts du circuit (qui peuvent provoquer des coups de béliet), d'où leur installation en des points hauts. Il y a également des ventouses à fonction unique (Figure 4.9), en l'occurrence, l'évacuation des poches d'air seulement. Une ventouse est constituée en principe d'un flotteur sphérique en caoutchouc logé dans un corps en fonte.

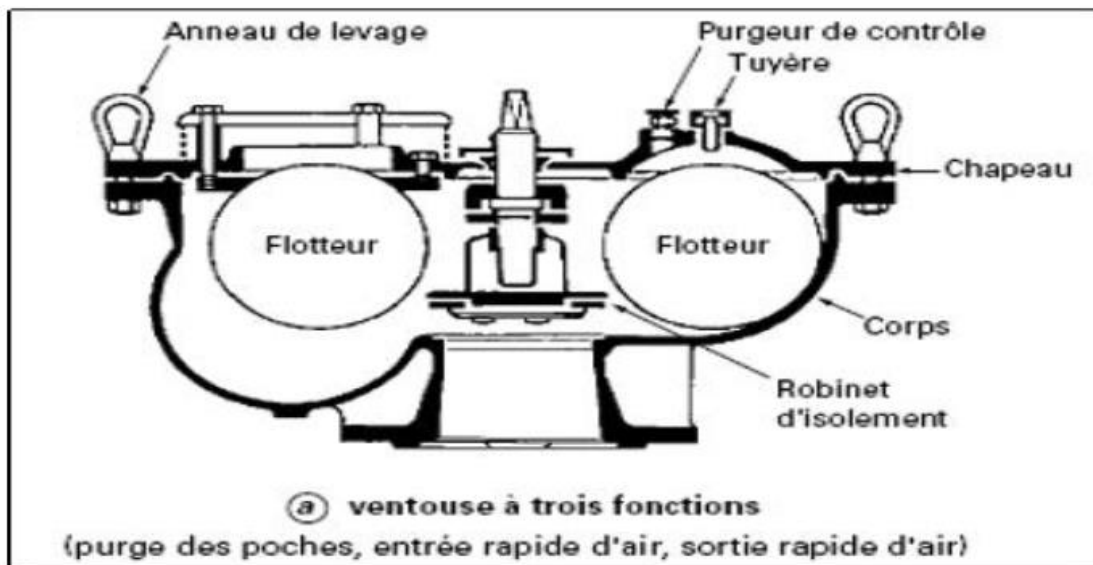


Figure 4.8 : Ventouse à trois fonctions.

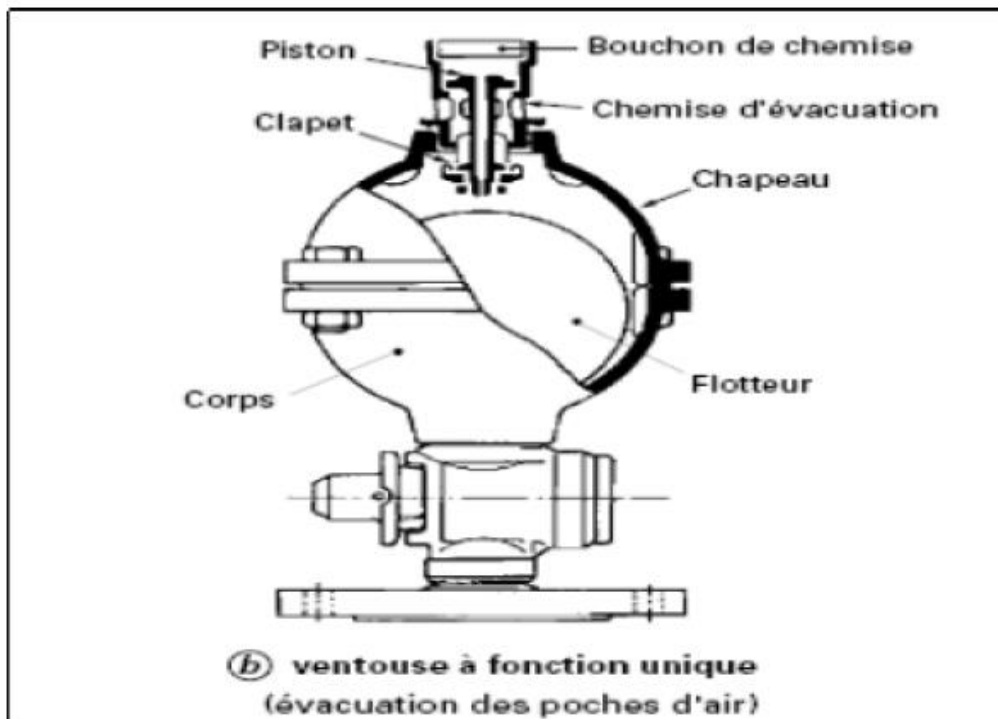


Figure 4.9 : Ventouse à une seule fonction.

4.8.7. Les réservoirs d'air

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

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

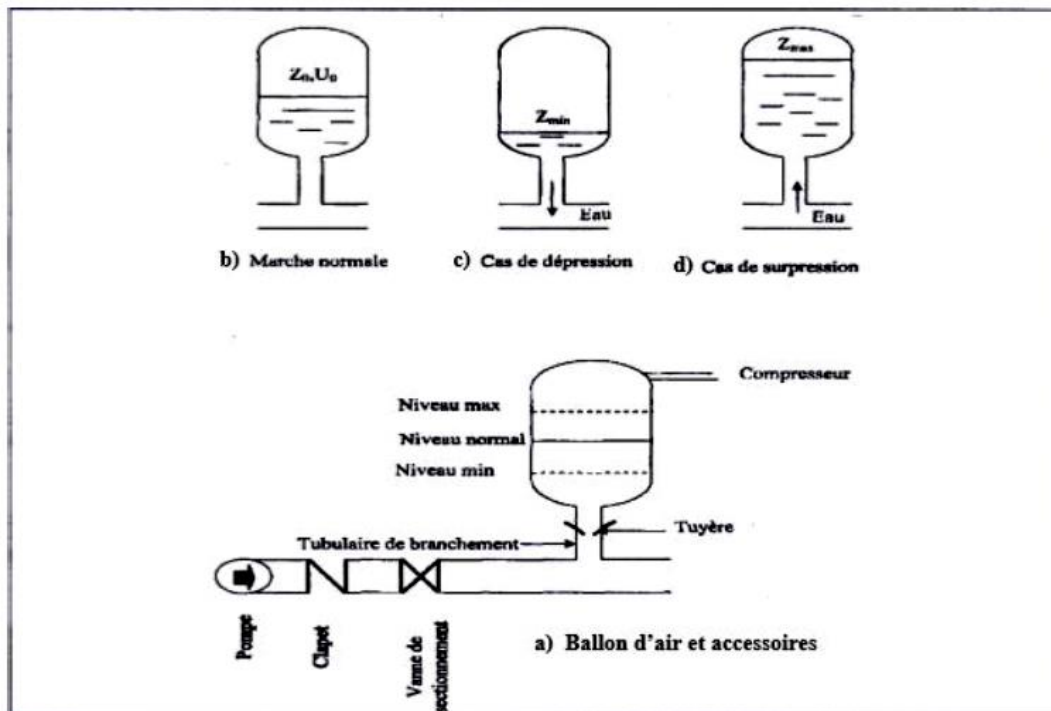


Figure 4.10: Principe de fonctionnement d'un réservoir d'air.

Conclusion

Dans ce chapitre nous avons passé en revue la théorie du phénomène du coup de bélier et les moyens de protection contre ce phénomène dangereux pour les installations hydrauliques. Une méthode de prédiction largement utilisée dans les codes en logiciel de commerce a été détaillée, appelée méthodes des caractéristiques. Un programme Fortran basé sur cette méthode, a été élaboré et les résultats obtenus lors de la simulation du phénomène du coup de bélier sont présentés au chapitre 5.

5.1. Introduction

Dans ce chapitre nous présentons les résultats obtenus pour des cas de transitoires à l'aide du programme de calcul rédigé en langage fortran basé sur la méthode des caractéristiques présentée au chapitre précédent. Les résultats obtenus sont présentés sous forme de graphes et ont été comparés avec ceux disponibles dans la littérature.

Le problème étudié a été rapporté par L. Jönsson [8] et représenté par la figure 5.1. Il s'agit de deux grands réservoirs avec des niveaux d'eau H_1 et H_2 respectivement et sont connectés à une canalisation circulaire en acier de longueur L , de diamètre intérieur D et d'épaisseur e . Le coefficient de frottement de la canalisation est $f = 0,009$ (constante). Une vanne papillon est située dans la canalisation immédiatement en amont du réservoir inférieur pour contrôler le débit.

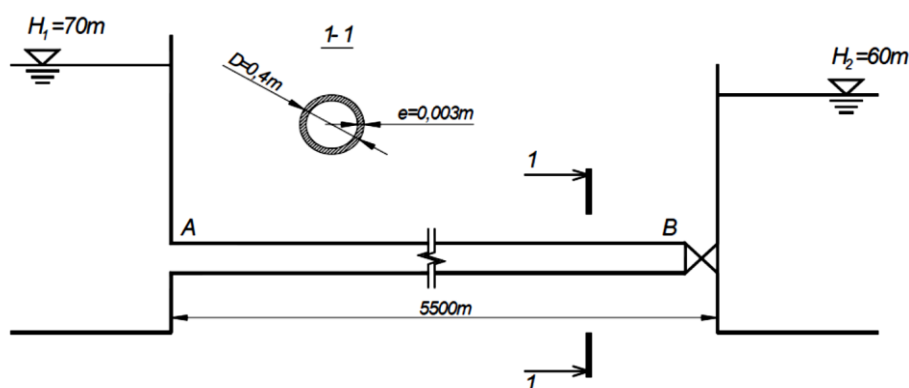


Figure 5.1. Problème étudié

La vitesse de propagation de l'onde est égale à 950 m/s . Le coefficient de perte de charge de la vanne à papillon en fonction du degré d'ouverture est représenté par la figure 5.2.

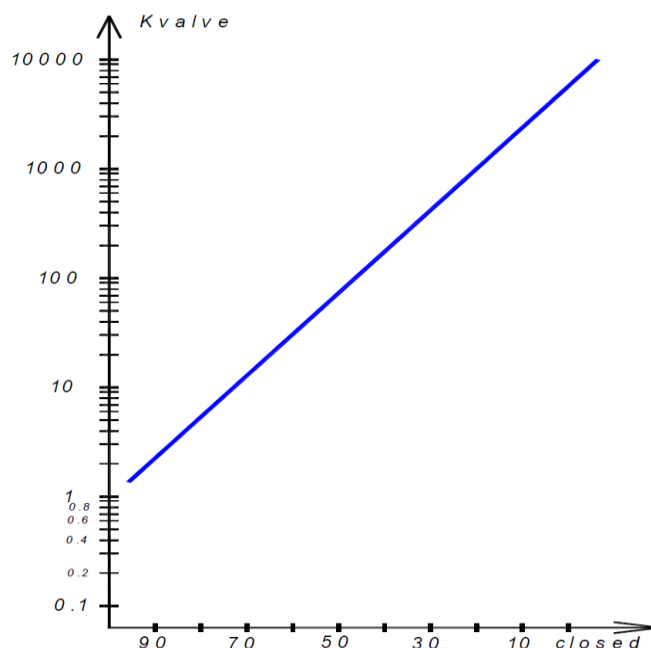


Figure 5.2. Coefficient de perte de charge de la vanne papillon en fonction de l'angle d'ouverture [8]

Dans ce qui suit nous présentons l'évolution transitoire de la pression le long de la conduite en fonction du type d'opération effectuée sur la vanne papillon.

Le modèle est appliqué à la fois pour la fermeture de vanne linéaire et par étape. Le fonctionnement de la vanne pour ces deux cas de figures est représenté par les figures 5.3 et 5.4

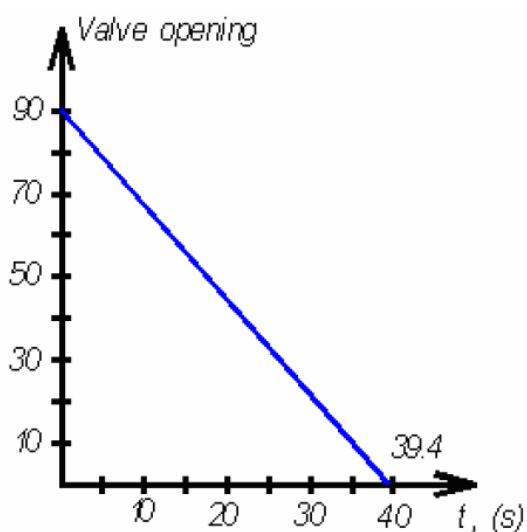


Figure 5.3. Fermeture linéaire de la vanne

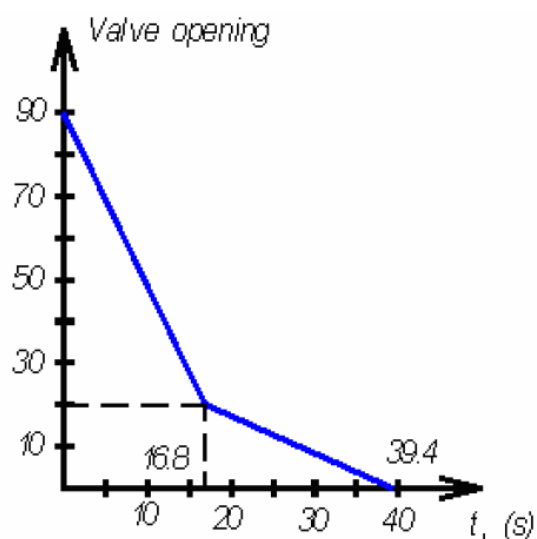


Figure 5.4. Fermeture par étape de la vanne

5.2. Validation du programme en le comparant à la solution graphique

Mosab A. Magzoub Elbashir et Samuel Oduro Kwame Amoah [8] dans leur travail de thèse de master, supervisé par le Professeur Lennart Jönsson, ont comparé et validé leur programme basé sur la méthode des caractéristiques avec celui de la méthode graphique. Les résultats obtenus par ces derniers sont représentés sur la figure 5.5 pour le cas de la fermeture linéaire de la vanne.

Dans cette présente étude nous nous sommes intéressés à la mise en œuvre de la méthode des caractéristiques en élaborant un programme Fortran. De ce fait, nous avons validé ce dernier en comparant nos résultats avec ceux de la référence [8], représentés sur les figures 5.5 et 5.6 en trait continu.

La figure 5.7 montre l'évolution de la pression en amont de la vanne obtenue par notre programme pour la fermeture linéaire et par étapes de la vanne.

On remarque que la différence est nette pour les deux modes de fermeture. Pour la fermeture linéaire, la pression maximale est de 136 mCE et la pression minimale est de 7 mCE. Tandis que pour la fermeture par étapes, la pression maximale est de 102.19 mCE et la pression minimale est de 43.1 mCE.

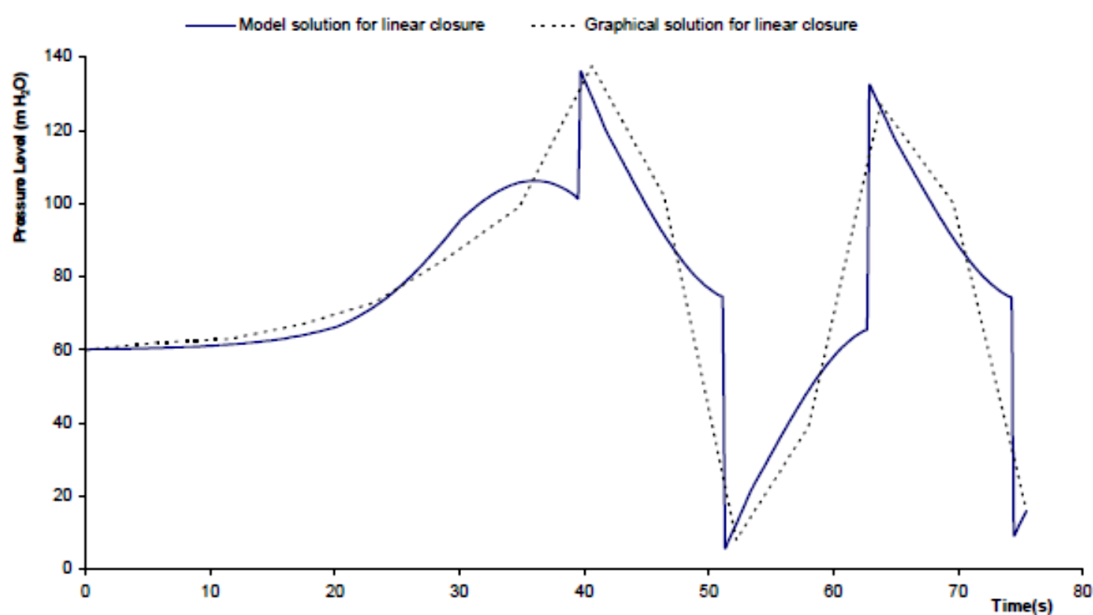


Figure 5.5. Evolution de la pression à l'amont de la vanne lors d'une fermeture linéaire [8]

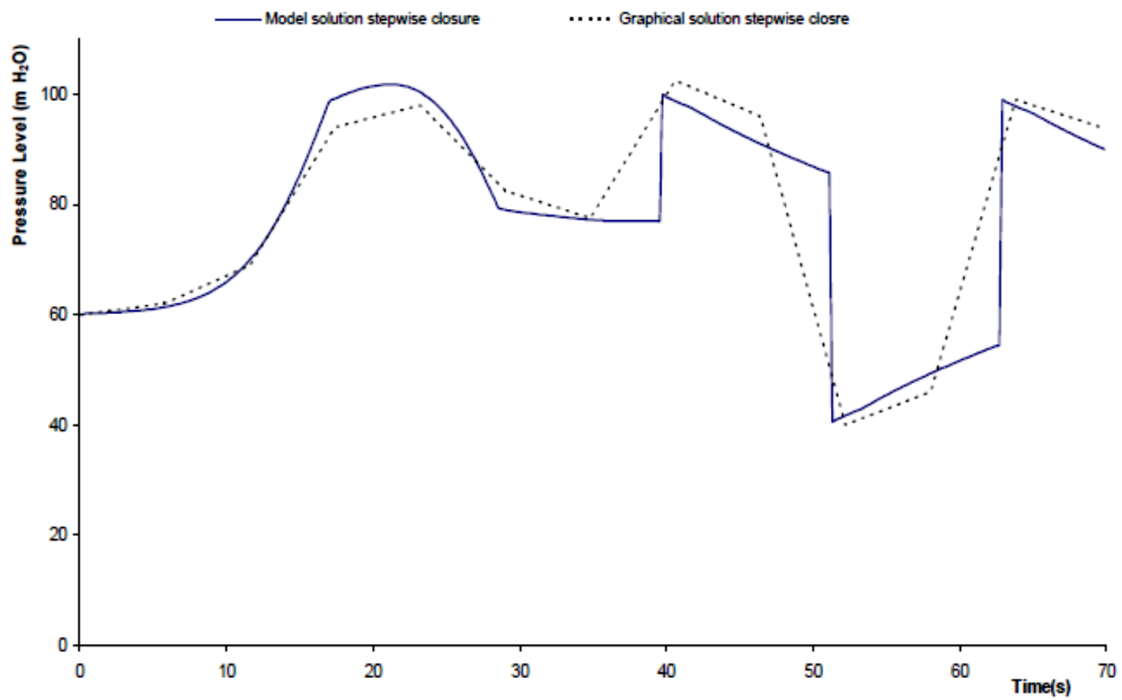


Figure 5.6. Evolution de la pression à l'amont de la vanne lors d'une fermeture linéaire par étape [8]

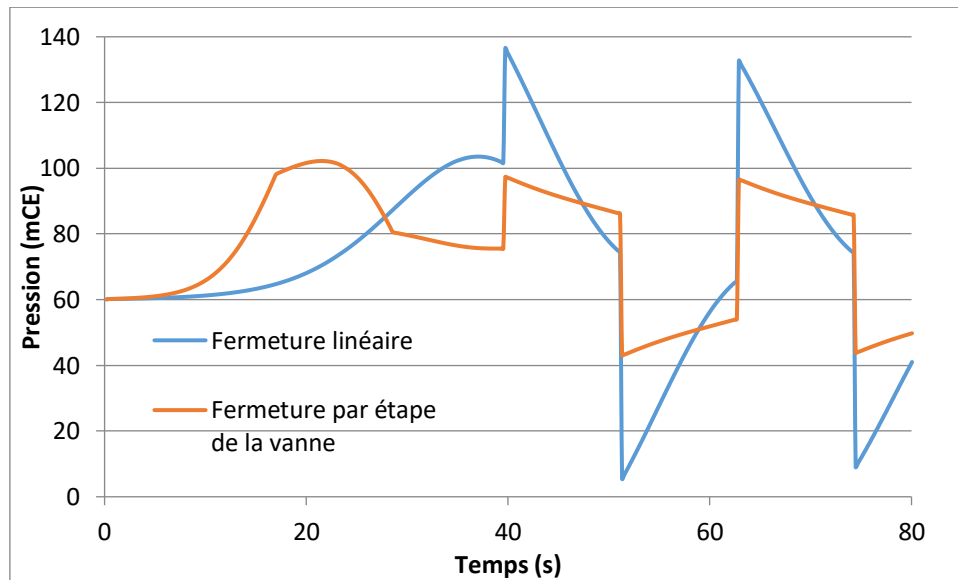


Figure 5.7. Evolution de la pression en amont de la vanne pour les 2 modes de fermeture

5.3. Evolution de la pression pour différents temps de fermeture de la vanne.

5.3.1. Fermeture linéaire de la vanne

L'influence du temps de fermeture de la vanne sur la pression en amont de celle qui a été étudiée. Les différents temps de fermeture linéaire choisis sont $T = \mu, 2\mu, 5\mu, 10\mu, 20\mu, 50\mu, 100\mu, 200\mu$ (où $\mu = 2L/a$, L = longueur du tuyau, a = vitesse de l'onde). Les temps utilisés en fonction de l'angle de la vanne papillon sont résumés dans le tableau 5.1 ci après :

Tableau 5.1. Temps de fermeture linéaire en fonction de l'ouverture de la vanne

Ouverture de la vanne	Temps de fermeture T (s)							
	μ	2μ	5μ	10μ	20μ	50μ	100μ	200μ
90°	0	0	0	0	0	0	0	0
60°	3.4	7.8	21	40	84	200	420	860
40°	5.6	13.4	36	68	136	330	700	1400
0°	10	24	60	120	240	600	1200	2400

Les résultats obtenus sont présentés sous forme de courbes par les figures 5.8 à 5.11. Sur ces figures, on remarque que la pression maximale passe d'une valeur de 186,5 mce pour $T = 2L/a$ à une valeur de 87 mce lorsque $T = 400L/a$. Tandis que la pression minimale varie entre -38 à 53 mce.

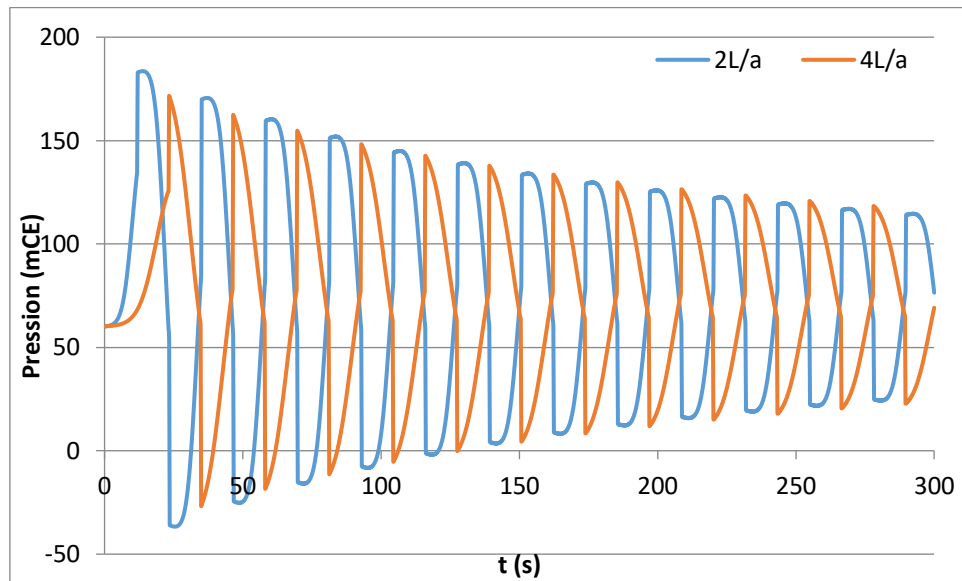


Figure 5.8. Evolution de la pression pour deux temps de fermeture linéaire ($T=2 L/a$ et $4 L/a$)

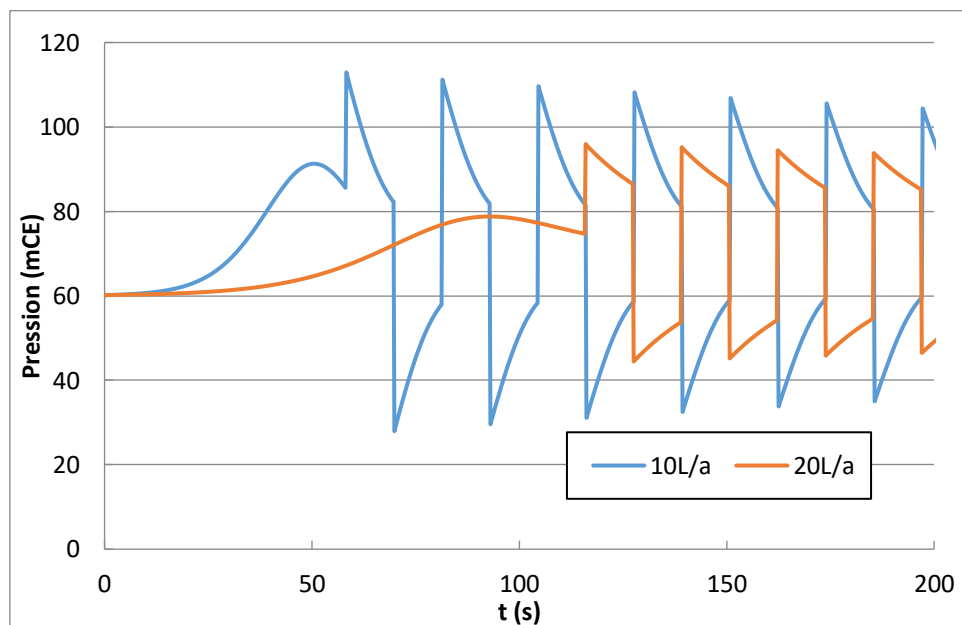


Figure 5.9. Evolution de la pression pour deux temps de fermeture linéaire ($T=10 L/a$ et $20 L/a$)

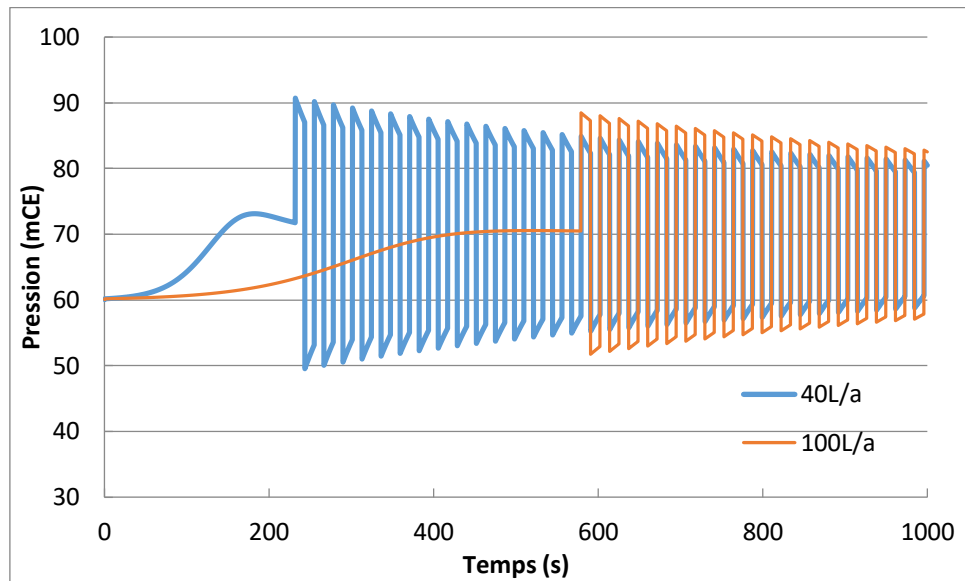


Figure 5.10. Evolution de la pression pour deux temps de fermeture linéaire ($T=40\text{ L/a}$ et 100 L/a)

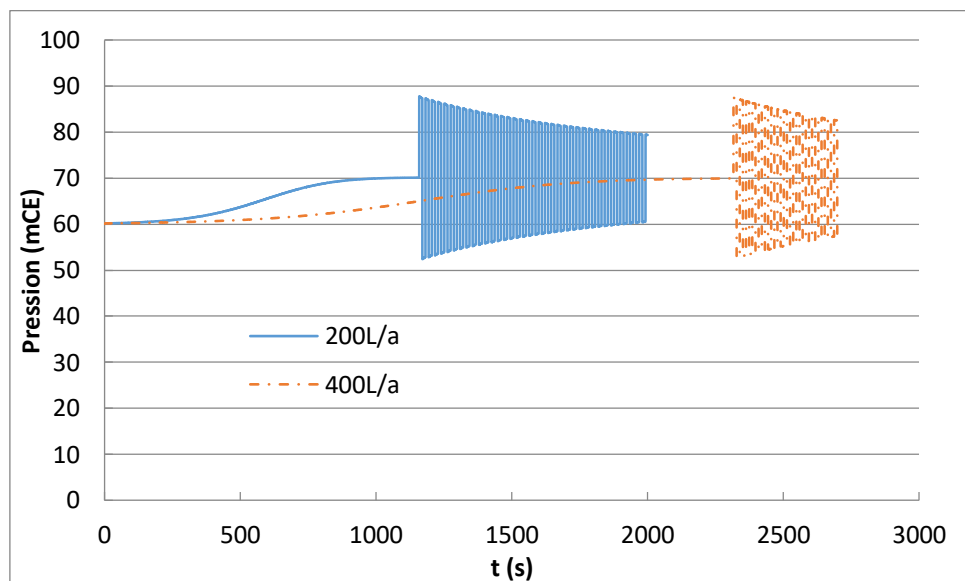


Figure 5.11. Evolution de la pression pour deux temps de fermeture linéaire ($T=200\text{ L/a}$ et 400 L/a)

5.3.2. Fermeture par étapes de la vanne

L'influence du temps de fermeture de la vanne sur la pression en amont de la vanne a été étudiée. Les différents temps de fermeture par étapes considérés sont $T = 5 \mu$, 10μ , 20μ , 50μ , 100μ , 200μ . Les temps utilisés en fonction de l'angle de la vanne papillon sont résumés dans le tableau 5.2.

Pour ces temps de fermeture par étapes, les résultats obtenus montrent que la pression maximale variait d'une valeur de 96 mce lorsque $T = 10 L / a$ à une pression de 87,3 mce correspondant à $T = 400 L / a$. Alors que la pression minimale varie entre 44,8 mce et 52,8 mce. La figure 5.12 montre l'évolution de la pression pour deux temps de fermeture (5μ et 10μ). Pour comparaison, l'évolution de la pression pour les mêmes conditions que celles rapportées dans la référence [8] a été présentée par la figure 5.13. Comme le montre les figures 5.12 et 5.13, les résultats obtenus par notre programme concordent très bien avec ceux de la référence [8].

Tableau 5.2. Temps de fermeture par étapes en fonction de l'ouverture de la vanne

Temps de fermeture T (s)											
T=5 μ		T=10 μ		T=20 μ		T=50 μ		T=100 μ		T=200 μ	
$\theta(^{\circ})$	t(s)	$\theta(^{\circ})$	t(s)	$\theta(^{\circ})$	t(s)	$\theta(^{\circ})$	t(s)	$\theta(^{\circ})$	t(s)	$\theta(^{\circ})$	t(s)
90	0	90	0	90	0	90	0	90	0	90	0
35	16.5	35	16.5	35	16.5	35	16.5	35	16.5	35	16.5
32	20	34	20	32	40	32.4	60	33	100	21	1000
0	60	0	120	0	240	0	600	0	1200	0	2400

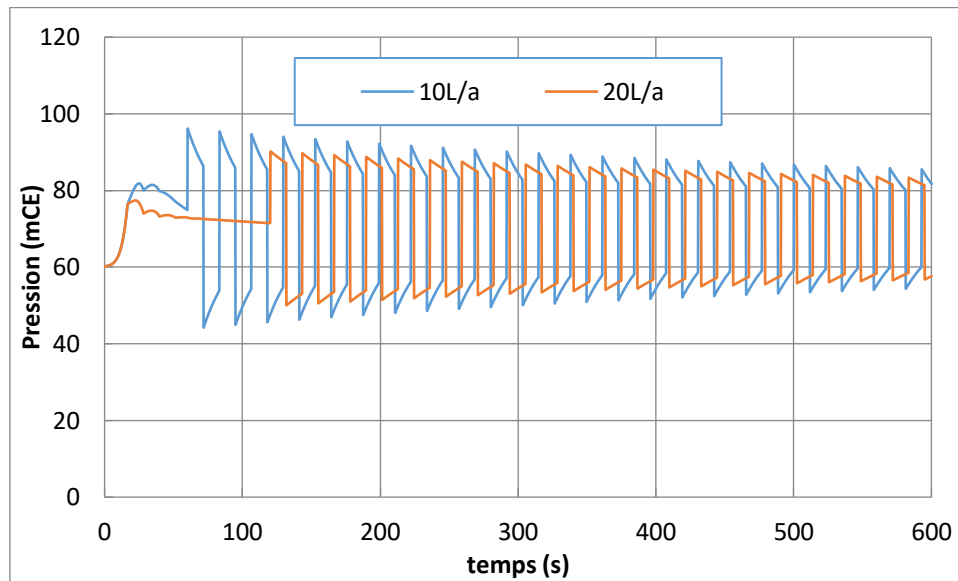


Figure 5.12. Evolution de la pression pour deux temps de fermeture par étape ($T=10$ L/a et 20 L/a)

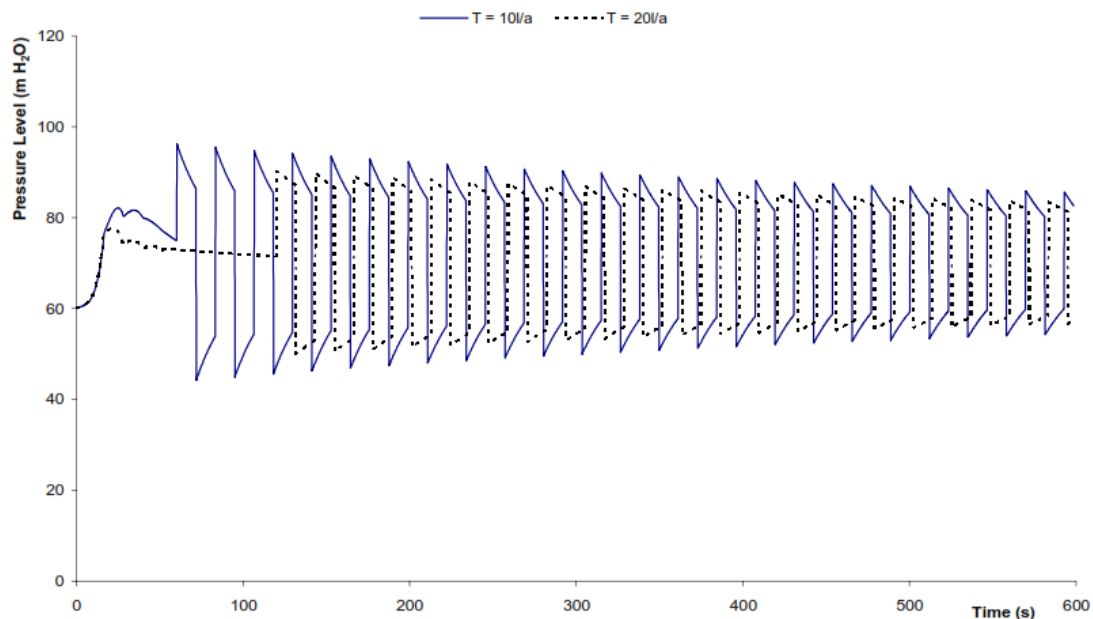


Figure 5.13. Evolution de la pression pour deux temps de fermeture par étape rapportée dans la réf [8]

5.4. Temps de fermeture de la vanne fixe avec des profils d'opération différents.

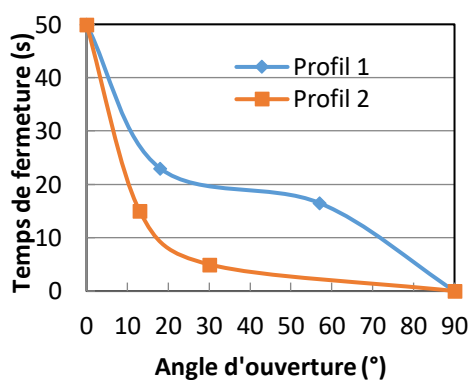
Le comportement de la conduite pour différentes opérations de fermeture de la vanne

Chapitre 5 : Simulation numérique du coup de bélier

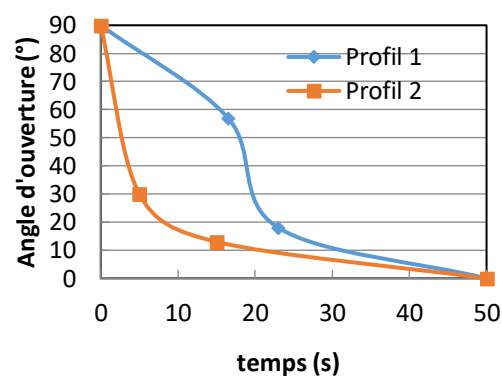
tout en gardant fixe le temps de fermeture de la vanne a été étudié. Deux profils correspondant à deux modes différents d'opérations sont donnés par le tableau 5.3 et la figure 5.13.

Tableau 5.3. Temps de fermeture de la vanne avec deux profils distincts

Profil 1		Profil 2	
Angle d'ouverture (°)	Temps (s)	Angle d'ouverture (°)	Temps (s)
90	0	90	0
57	16.5	30	5
18	23	13	15
0	50	0	50



a)



b)

Figure 5.14. Temps de fermeture de la vanne avec deux profils distincts

La figure 5.15 montre l'évolution de la pression pour ces deux profils et elle est identique à celle de la figure 5.16, rapportée dans la référence [8].

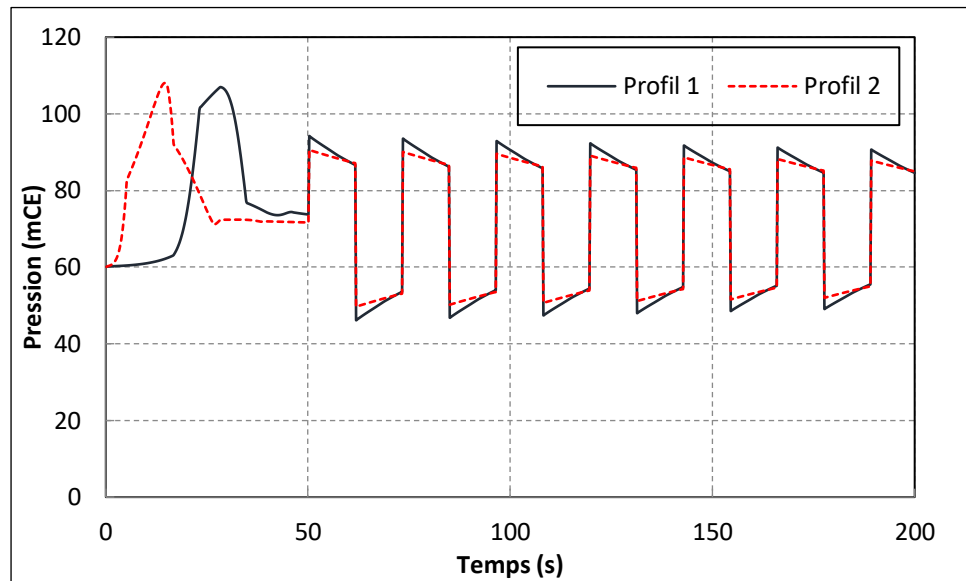


Figure 5.15. Effet du profil d'opération de la vanne pour un même temps de fermeture

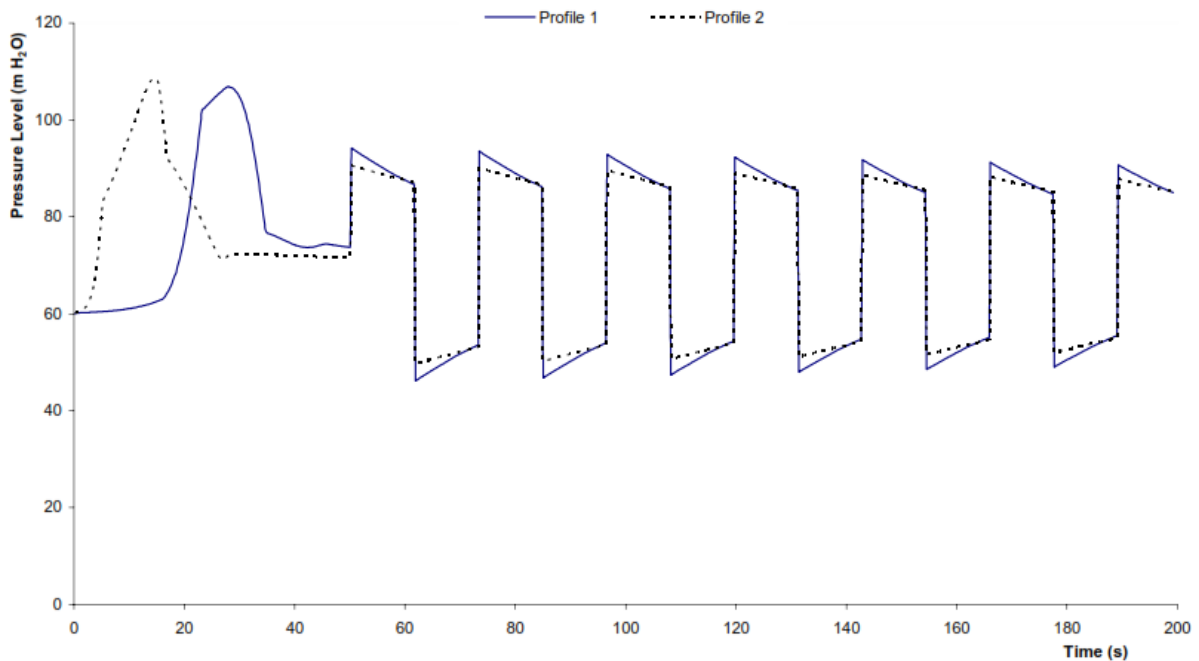


Figure 5.16. Effet du profil d'opération de la vanne rapportée dans la réf. [8]

5.5. Enveloppes de pression maximale et minimale le long de la conduite

Les enveloppes de pression maximale et minimale à chaque nœud de la conduite

pendant la fermeture linéaire ont été déterminées pour les temps $T = 10L/a$ et $T = 100L/a$ et les résultats obtenus sont illustrés dans la figure 5.17.

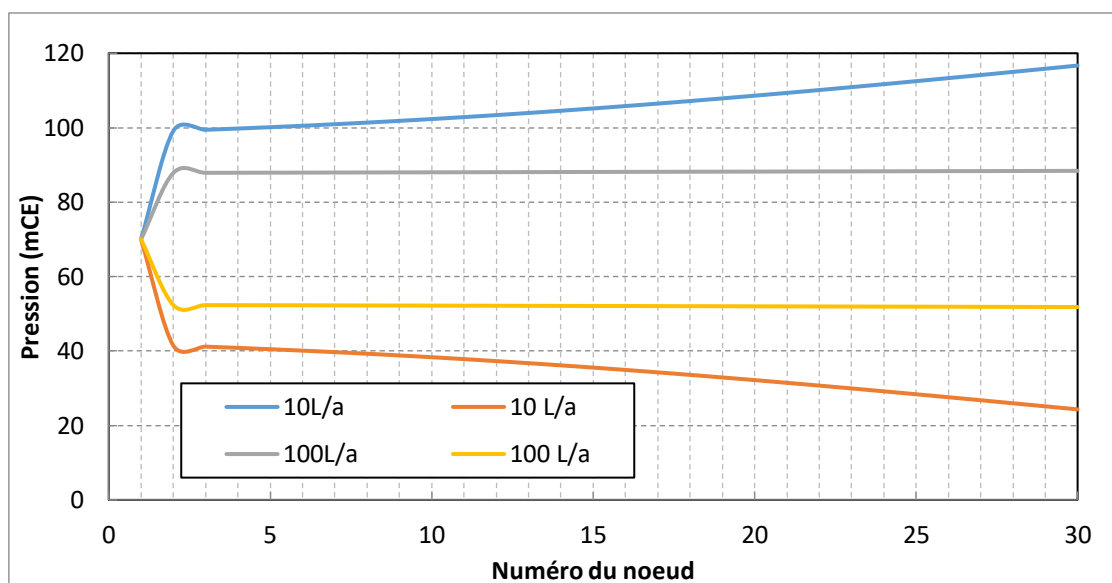


Figure 5.17. Enveloppes de pression maximale et minimale pour 2 temps de fermeture

5.6. Evolution de la pression lorsque l'état final de la vanne n'est pas complètement fermée

Le programme élaboré permet de prendre en charge l'opération de fermeture de la vanne lorsque celle-ci n'est pas complètement fermée. Le fonctionnement de la vanne est arrêté lorsque l'angle d'ouverture de la vanne est à 20° (après quoi il devient constant) pour les opérations de fermeture linéaire ou par étapes de la vanne.

Les opérations de la vanne pour la fermeture de vanne linéaire et par étapes sont décrites dans le tableau 5.4.

Tableau 5.4. Temps de fermeture incomplète : linéaire et par étapes

Ouverture de la vanne (°)	Temps (s)			
	Fermeture linéaire		Fermeture par étapes	
	$T=5\mu$	$T=50\mu$	$T=5\mu$	$T=50\mu$
90	0	0	0	0
35	26	500	16.5	16.5
20	60	600	60	600
20	1000	1000	1000	1000

Pour les temps, $T = 10 L / a$ et $T = 100 L / a$, l'évolution de la pression dans le cas de la fermeture linéaire incomplète de la vanne est montrée sur la figure 5.18. Les enveloppes de pression maximale et minimale obtenues en différents nœuds de la conduite pour des temps de fermeture de $T = 10L/a$ et $T = 100L/a$ sont illustrées par la figure 5.19.

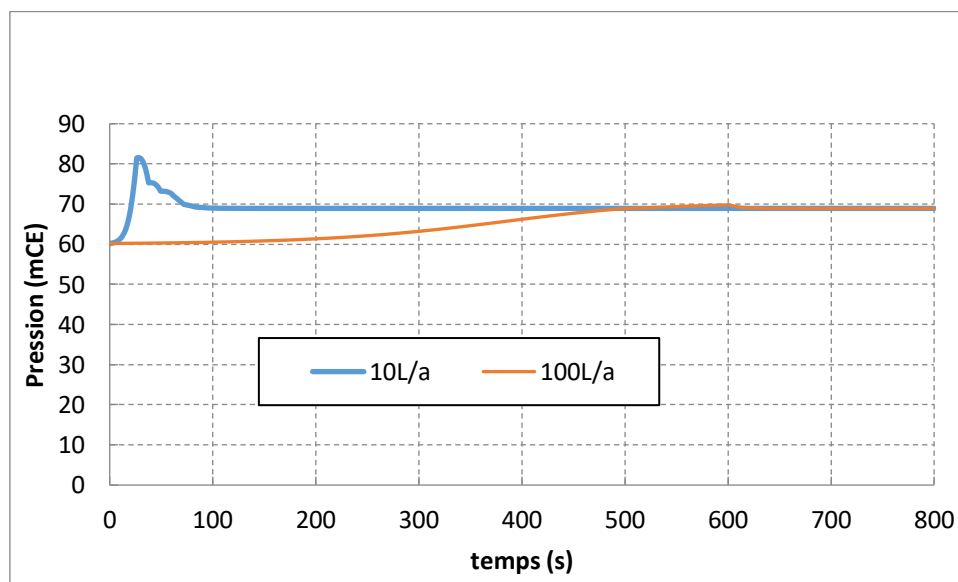


Figure 5.18. Evolution de la pression pour 2 temps de fermeture linéaire incomplète de la vanne

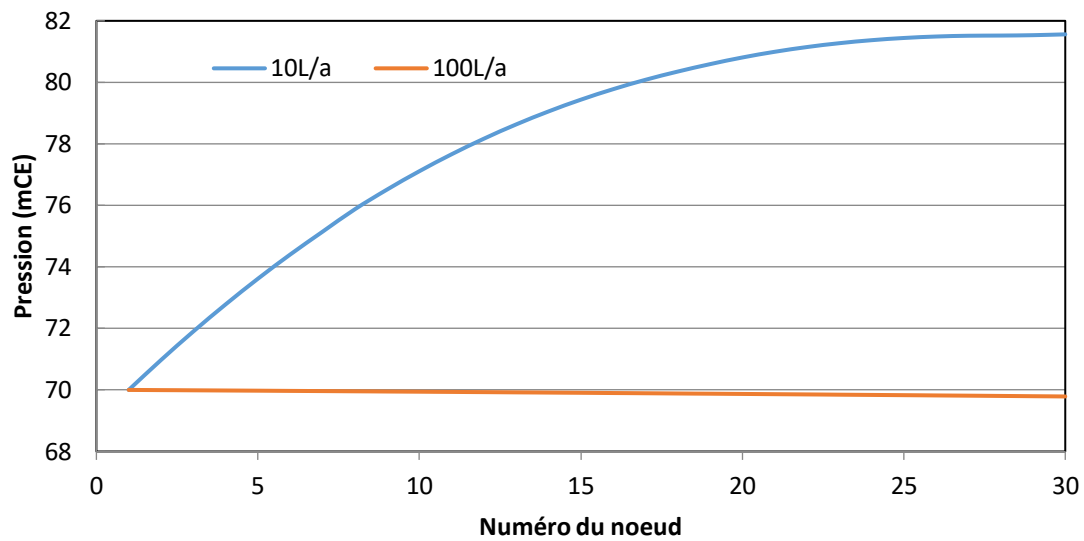


Figure 5.19. Enveloppes de pression maximale et minimale pour 2 temps de fermeture

Conclusion

Dans ce chapitre, les prédictions du programme élaboré lors du phénomène du coup de bélier provoqué par une fermeture brusque de la vanne ont été présentées et ont été comparées avec celles disponibles dans la littérature. Les résultats obtenus ont été présentés pour différents temps de fermeture de la vanne et différents modes d'opération.

CONCLUSION GENERALE

L'étude du phénomène du coup de bélier dans les conduites sous pression s'avère d'une grande importance, vu les risques engendrés sur les installations hydrauliques.

Pour mener à bien, notre étude, il a fallu en premier lieu maîtriser et connaître le logiciel de dessin permettant ainsi d'extraire toutes les dimensions géométriques nécessaires au calcul hydraulique. Les dimensions et les hauteurs piézométriques ont été relevées et présentées dans des tableaux.

Les singularités rencontrées dans tout le circuit, ont été répertoriées et leurs coefficients de pertes de charge singulière ont été calculés. Les valeurs obtenues sont représentées dans des tableaux.

La perte de charge totale ainsi calculée en régime permanent est en bonne concordance avec celle mesurée sur le site.

Un programme de calcul basé sur la méthode des caractéristiques permettant de prédire les pressions lors d'une fermeture brusque de la vanne a été élaboré. Ce dernier permet de mettre en évidence l'effet du temps de fermeture et du mode d'opération de la vanne sur l'évolution de la pression en fonction du temps. Les résultats obtenus ont été comparés avec ceux disponibles dans la littérature et sont en bonnes concordances.

Pour pouvoir étudier le phénomène du coup de bélier rencontré dans la station de Taksebt, l'utilisation du programme doit être étendue au phénomène du coup de bélier provoqué par un arrêt brusque de la pompe suite à une coupure de courant électrique. Pour cela, en perspectives, un module permettant de prédire le comportement de la pompe dans les quatre quadrants s'impose et doit être implémenté à ce programme.

Références bibliographiques

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] I.E. Idel'cik. 'Mémento des pertes de charge' EDITION EYROLLES .61, Bd Saint-Germain paris 5^e édition 1986.
- [2] Roger Ouziaux, Jean Perrier 'Mécanique des fluides appliquée' Dunod 3^e édition.
- [3] 1944, Lewis Ferry Moody, 1944, https://fr.wikipedia.org/wiki/Diagramme_de_Moody
- [4] Memento degremont de SUEZ, <https://www.suezwaterhandbook.fr/formules-et-outils/formulaire/hydraulique/pertes-de-charge-singulieres-dans-les-tuyauteries-raccords-vannes-pour-l-eau>
- [5] SNC.LAVALIN INTERNATIONAL, 'Alimentation en eau potable des villes situées sur le couloir Alger – Tizi Ouzou à partir du barrage de Taksebt'.
- [6] Document technique, **SEEAL**.
- [7] Contribution à l'étude du phénomène transitoire dans une conduite sous pression et dimensionnement d'un moyen de protection' Mémoire de Master, Présenté à l'Université 08 Mai 1945 de Guelma, Faculté des Sciences et de la Technologie.
- [8] Mosab A. Magzoub Elbashir Samuel Oduro Kwame Amoah , HYDRAULIC TRANSIENT IN A PIPELINE, Thèse de Master 2017, présenté à Lund university-Sweden
- .

Fichier source

...R\PFE\PFE2020\FIRSTTRANSIENT\FIRSTTRANSIENT\maintransient2.f90

```

PROGRAM TRANSIENT1
  ! THIS PROGRAM WILL CALCULATE THE HYDRAULIC TRANSIENT IN PIPE LINE
  REAL*8, DIMENSION(1:1000) :: H,H1,Q,HCP,Q1,HCM,HMAX,HMIN
  REAL*8 QX,HIN,HOUT,XKVALVE,AREA,XL,DIA,FRIC,B,WV,DELTX,TIME,QO,YAA,YBB
  REAL*8 ANGLE1,ANGLE2,ANGLE3,ANGLE4,T1,T2,T3,T4,PI,A1,A2,B1,B2
  INTEGER N,M
  COMMON/PROFILE/ANGLE1,ANGLE2,ANGLE3,ANGLE4,T1,T2,T3,T4
  ! OPEN(UNIT=7,FILE='MOSABIN.DAT',STATUS='OLD')
  OPEN(UNIT=7,FILE='FIG4_3.DAT',STATUS='OLD')
  OPEN(UNIT=8,FILE='MOSABOUT.OUT',FORM='formatted', ACTION="WRITE")
  OPEN(UNIT=9,FILE='HMINHMAX.OUT',FORM='formatted', ACTION="WRITE")
  READ(7,*)XL,DIA,HIN,HOUT
  READ(7,*)N,FRIC,WV,XKVALVE0
  READ(7,*)TIMEEND,M
  READ(7,*)ANGLE1,ANGLE2,ANGLE3,ANGLE4,T1,T2,T3,T4
  !
  DELTX=XL/(N-1)
  B=WV/9.81
  PI = 4.*DATAN(1.D0)
  AREA=0.25D0*PI*DIA**2
  XF=FRIC*DELTX/19.62/DIA/AREA**2

  ! STEADY STATE CALCULATION
  QX=(HIN-HOUT)/(XKVALVE0/AREA**2/19.62+XF*XL/DELTX)
  QO=DSQRT(QX)
  DELTT=DELTX/WV
  TIME=0
  HXX=XF*QO**2
  DO 30 I=1,N
    H(I)=HIN-HXX*(I-1) ! ici il faut apporter un changement si on veut tenir compte des
    pertes de charge singulières
    Q(I)=QO
  30 CONTINUE
  DO 40 I=1,N
    HMAX(I) = H(I)
    HMIN(I) = H(I)
  40 CONTINUE
  TIME=TIME+DELTT
  400 CONTINUE

  ! CALCULATION OF HCP,HCM
  DO 50 I=1,N
    YYA=B*Q(I)/AREA
    YYB=XF*Q(I)*ABS(Q(I))
    HCP(I)=H(I)+YYA-YYB
    HCM(I)=H(I)-YYA+YYB
  50 CONTINUE

  ! INNER POINTS
  DO 70 I=2,N-1
    H1(I)=(HCP(I-1)+HCM(I+1))/2
    Q1(I)=(H1(I)-HCM(I+1))/B*AREA
  70 CONTINUE

  ! BOUNDARY POINTS

  ! INLET
  H1(1)=HIN
  Q1(1)=(HIN-HCM(2))*AREA/B

  ! OUTLET(VALVE)
  CALL KBUTTERFLYVALVE(TIME,XKVALVE)

```

...R\PFE\PFE2020\FIRSTTRANSIENT\FIRSTTRANSIENT\maintransient2.f90

```

! VANNE TOTALEMENT FERMEE
IF(ANGLE4.EQ.0.AND.TIME.GT.T4) THEN !
Q1(N) = 0
H1(N)=HCP(N-1)
GOTO 210
ENDIF
! VANNE PAS COMPLETEMENT FERMEE
A1=B*2*9.81*AREA/XKVALVE
A2=2*9.81*AREA**2*(HOUT-HCP(N-1))/XKVALVE
IF(A2.GT.0)GOTO 200
! ECOULEMENT VERS LE RESERVOIR 2 (FORWARD FLOW)
Q1(N)=-A1/2+DSQRT((0.5*A1)**2-A2)
H1(N)=HCP(N-1)-B*Q1(N)/AREA
GOTO 210
200 CONTINUE
! ECOULEMENT VERS LE RESERVOIR (REVERSE FLOW)
B1=-B*2*9.81*AREA/XKVALVE
B2=2*9.81*AREA**2*(HCP(N-1)-HOUT)/XKVALVE
Q1(N)=-B1/2-DSQRT((0.5*B1)**2-B2)
H1(N)=HCP(N-1)-B*Q1(N)/AREA
210 CONTINUE
WRITE(8,*)TIME,H(N),Q(N)
DO 240 I=1,N
  IF(H1(I).LT.HMAX(I)) GOTO 240
  HMAX(I) = H1(I)
240 CONTINUE
DO 250 I=1,N
  IF(H1(I).GT.HMIN(I)) GOTO 250
  HMIN(I) = H1(I)
250 CONTINUE
IF(TIME.GT.TIMEEND)GO TO 450
TIME=TIME+DELTT
DO 300 I=1,N
  H(I)=H1(I)
  Q(I)=Q1(I)
300 CONTINUE
GOTO 400
450 CONTINUE
DO 260 I=1,N
  WRITE(9,*)I,HMAX(I),HMIN(I)
260 CONTINUE
CONTAINS
!
SUBROUTINE KBUTTERFLYVALVE(TIME,XKVALVE)
REAL*8,INTENT(IN) :: TIME
REAL*8,INTENT(OUT) :: XKVALVE
REAL*8 ANGLE1,ANGLE2,ANGLE3,ANGLE4,T1,T2,T3,T4
COMMON/PROFILE/ANGLE1,ANGLE2,ANGLE3,ANGLE4,T1,T2,T3,T4
IF(TIME.GT.T1)GOTO 100
THETA=ANGLE1
XKVALVE=EXP((3.8-0.038*THETA)*2.3)
RETURN
100 IF(TIME.GT.T2)GOTO 110
AA1=(ANGLE1-ANGLE2)/(T1-T2)
BB1=(ANGLE1-AA1*T1)
THETA=AA1*TIME+BB1
XKVALVE=EXP((3.78-0.038*THETA)*2.3)
RETURN
110 IF(TIME.GT.T3)GOTO 120
AA2=(ANGLE2-ANGLE3)/(T2-T3)
BB2=ANGLE2-AA2*T2
THETA=AA2*TIME+BB2

```


Fichier source

...R\PFE\PFE2020\FIRSTTRANSIENT\FIRSTTRANSIENT\maintransient2.f90

3

```
XKVALVE=EXP((3.78-0.038*THETA)*2.3)
RETURN
120 IF(TIME.GT.T4)GOTO 130
AA3=(ANGLE3-ANGLE4)/(T3-T4)
BB3=ANGLE3-AA3*T3
THETA=AA3*TIME+BB3+0.0001
XKVALVE=EXP((3.78-0.038*THETA)*2.3)
RETURN
130 THETA = ANGLE4
XKVALVE=EXP((3.78-0.038*THETA)*2.3)
END SUBROUTINE KBUTTERFLYVALVE
END PROGRAM TRANSIENT1
```

E:\MASTER\PE\PE2020\FIRSTTRANSIENT\FIRSTTRANSIENT\FIG4_3.DAT

1

5500. 0.394 70. 60.
30 0.009 950. 1.0
800 4
90. 30. 20. 20. 0.0 500. 600.0 1000.0 ! Linear T = 100L/a
90. 30. 20. 20. 0.0 26. 60.0 1000.0 ! Linear T = 10L/a
90. 60. 40. 0. 0.0 200. 330.0 600.0 ! Linear T = 10L/a
90. 60. 40. 0. 0.0 21. 36.0 60.0 ! Linear T = 10L/a
90. 30. 20. 20. 0.0 500. 600.0 1000.0 ! Linear T = 100L/a
90. 30. 20. 20. 0.0 26. 60.0 1000.0 ! Linear T = 10L/a
90. 30. 13. 0.0 0.0 5. 15.0 50.0 ! profile 1
90. 57. 18. 0.0 0.0 16.5 23.0 50.0 ! profile 1
90. 35. 34. 0.0 0.0 16.5 20.0 120.0 ! stepwise 20L/a
90. 35. 32. 0.0 0.0 16.5 20.0 60.0 ! stepwise 10L/a
90. 51.15 27.84 0.0 0.0 1000.0 1600.0 2316 !400L/a
90. 51.15 27.84 0.0 0.0 500.0 800.0 ! 200L/a
90. 51.15 27.84 0.0 0.0 250.0 400.0 578.947 ! 100L/a
90. 51.15 27.84 0.0 0.0 100.0 160.0 231.578 !40L/a
90. 51.15 27.84 0.0 0.0 50.0 80.0 115.789 !20L/a