

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE M'HAMED BOUGARRA
BOUMERDES



FACULTE DES HYDROCARBURES ET DE LA CHIMIE
Département de Transport et Equipements Hydrocarbures

Mémoire de fin d'étude

En vue de l'obtention du diplôme Master en Génie mécanique
OPTION : Transport et Distribution des Hydrocarbures

Thème

***Etude et Simulation numérique d'un régime
transitoire dans l'oléoduc de skikda 34 “***

Réalisé par :

FERRAS samir

Suivi par :

M^r:TIKOBAINI Mourad

Promotion: 2015/2016

Dédicaces

*Je dédie ce mémoire à toute ma famille, tous
mes proches et
mes amis*

Samir

Remerciements

Avant tout je remercie Dieu le tout puissant qui m'avoir éclairé et de m'avoir donné la force d'accomplir ce travail.

Mes vifs remerciements à Monsieur TIKOBAINI Mourad, Maître Assistant à l'Université de Boumerdés, de m'avoir encadré et de m'avoir fait confiance. Merci également pour ses conseils et son aide scientifique.

Je suis très reconnaissant envers tous les enseignants du département transport et équipements des hydrocarbures pour leurs compétences scientifiques et leurs sympathies.

Je souhaite remercier également les membres du jury pour l'honneur qu'ils m'ont fait en acceptant de juger le présent travail.

Mes remerciements s'adressent aussi, à tous les travailleurs de la région de Haoud El Hamra à HASSI MESSAOUD.

Je remercie du fond du cœur ma famille pour son soutien permanent et tout particulièrement mes parents sans qui je ne serai pas là aujourd'hui.

Enfin, merci à ceux qui sont toujours présents à mes côtés.

SOMMAIRE

Introduction générale.....	1
Chapitre I :présentation de l’entreprise	
I.1 Dimension stratégique	4
I.2 L’activité transport par canalisation.....	4
I.2.1 Des grandes capacités de stockage	5
I.2.2 Stations de pompage et de compression	5
I.2.3 Les pôles stratégiques	5
I.2.4 Ports pétroliers et bouées de chargement	6
I.3 L’oléoduc Skikda	6
I.3.1 Schéma descriptif de l’oléoduc Skikda	6
I.3.2 Caractéristiques du Système de Transport par Canalisation :.....	7
I.3.2.1 Caractéristiques de la ligne	7
I.3.2.2 Schéma descriptif de Terminal de départ 34'' OK1	8
I.3.2.3 schéma de principe de fonctionnement de SP1	9
I.3.2.4 Caractéristiques des Stations	10
I.3.2.5 Profile Altimétrique du STC	11
I.3.2.6 Localisation géographique des Postes de Sectionnement.....	11
I.3.2.7 Régimes de fonctionnement usuels du STC OK1	12
Chapitre II : Etude bibliographique et description du phénomène	
II.1 Introduction	13
II.2 Etude bibliographique	13
II.2.1 Louis Bergeron.....	13
II.2.2 Streeter V.L(USA 1968	14
II.2.3 N.Joukovsky(1897)	14
II.2.4 Allievi. L(1902)	14
II.3 Analyse des paramètres	15
II.3.1 Paramètre D	15

SOMMAIRE

II.3.2 Paramètre ρ	15
II.3.3 Paramètre a	15
II.3.4 Paramètre K	16
II.3.5 Nombre de Reynolds	17
II. 4 Perte de charge dans les conduites	18
II.4.1 Formule de Darcy-Weisbach	18
II.4.2 Perte de charge locale (pipe head loss)	19
II.4.2.1 Régime laminaire	19
II.4.2.2 Régime turbulent	19
II.4.2.3 Diagramme de Moody	20
II.4.3 Pertes de charge singulières (Component head loss)	21
II.5 Les types des écoulements	22
II.5.1 Écoulement permanent	22
II.5.2 Écoulement non permanent ou transitoire	22
II.5.3 Écoulement uniforme	23
II.5.4 Écoulement non uniforme	23
II.5.5 Écoulement transitoire	23
II.6 Phénomène du coup de bélier	24
II.6.1 Définition	24
II.6.2 Causes du coup de bélier	24
II.6.3 Risques dus aux coups de bélier	24
II.6.3.1 Cas de surpression	25
II.6.3.2 Cas de dépression.....	25
II.6.3.3 Fatigue de la canalisation	25
II.6.3.4 L'inertie	26
II.6.4 Valeur numérique du coup de bélier	27
I.6.5 Anti bélier	28
II.7 Propagation d'une onde dans une conduite cylindrique	28
II.8 Analyse physique des écoulements transitoires en charge	33

II.8.1 Généralités	33
II.8.2 La fermeture brutale d'une vanne	33
Conclusion.....	36

Chapitre III : Modélisation mathématique des écoulements transitoires en charge

III.1 Introduction	37
III.2 Equation de continuité.....	37
III.2.1 Variation de la masse volumique de l'élément liquide.26	38
III.2.2 Variation de contrainte	38
III.2.3 Variation de section de l'élément liquide28	40
III.2.4 La première équation de SAINT-VENANT	41
III.3 Équation dynamique.....	42
III.3.1 La deuxième équation de SAINT-VENANT.....	42
III.4 Simplification des équations	44
III.5 Conclusion	46

Chapitre IV : méthodes numériques et programmation

IV.1 Introduction	47
IV.2- Méthode des caractéristiques	47
IV.2.1 Définition.....	47
IV.2.2 Intégration du système différentielle	50
IV.2.3 Réseau des caractéristiques pour le calcul du régime transitoire	52
IV.3 Méthode des différences finies	53
IV.3.1 Approximation en différences finies	53
IV.3.2 Application de la méthode des différences finies	54
IV.4 Conditions initiales et conditions aux limites	55
IV.4.1 Conditions initiales	55
IV.4.2 conditions aux limites	55
IV.5 Conditions aux frontières	55

Chapitre V : Programmation sous Matlab et simulation sous pipephase

V.1 Introduction.....	56
V.2 Algorithme et programme de résolution du problème	56
V.3 Organigramme de résolution du problème	57
V.4 Description générale de Pipephase.....	58
V.4.1 Simulation de réseau	58
V.5 Résultats numériques	59
V.5.1 La célérité	59
V.5.2 Le nombre de Reynolds (Re)	59
V.5.3 Le coefficient de frottement	59
V.5.4 Les grandeurs invariables	60
V.5.5 Calcul des pertes de charges entre SP1 et SP2	61
V.5.5.1 Pertes de charge par frottement.....	61
V.5.5.2 les pertes de charges locales	61
V.5.5.3 Calcul ΔZ	61
V.5.5.4 les pertes de charges totales	61
V.6 Résultats graphiques et interprétations	62
V.6.1 La variation de la charge et du débit en aval de la conduite	62
V.6.2 La variation de la charge et du débit en amont de la conduite	64
V.6.2.1Au milieu de la conduite	64
V.6.3. Au niveau de la vanne	65
V.7 Conclusion	67
Conclusion générale	

Nomenclature

S : Section de la conduite [m^2].

a : Célérité de l'onde de pression [m/s].

ρ : masse volumique [kg/m^3].

D : Diamètre de la conduite [m].

e : Epaisseur de la paroi [m].

E : module d'élasticité des matériaux constituant la conduite ou Module d'Young [Pa].

ε : La compressibilité de fluide [Pa].

F_f : Force de frottement [N].

F_g : Force de gravitation [N].

F_p : Force de pression [N].

g : Accélération gravitationnelle [m/s^2].

H : charge hydraulique [m].

K : coefficient de rugosité absolue [-].

K_C : Coefficient d'ancrage [-].

L : longueur de la conduite [m].

P : Pression statique [Pa].

ΔP : Variation de la pression [Pa].

Q : débit volumique [m^3/s].

q : La valeur de la surpression et de la dépression due au coup de bélier [m^3/s].

R : Rayon hydraulique de la conduite [m].

Re : Nombre de Reynolds [-].

t : Temps [s].

U : Vitesse du fluide [m/s].

ΔU : Variation moyenne de la vitesse [m/s].

Δt : pas de temps [s].

Δx : pas de l'espace [m].

Δh : Amplitude des ondes [m].

C^+ : Courbe de la caractéristique plus [-].

Nomenclature

C^- : Courbe de la caractéristique moins [-].

X : Abscisse [m].

λ : Coefficient de frottement [-].

σ : La contrainte de la conduite [-].

F_{ext} : La somme des forces extérieures [N].

Ω : La déformation correspondante [-].

m : La masse de la tranchée [kg].

α : L'angle entre l'axe de la conduite et l'horizontal [en degré].

Z : Altitude du point considéré [m].

ν : Le module de Poisson [-].

μ viscosité dynamique du fluide [kg/m.s].

ϑ : Viscosité cinématique du fluide [m²/s].

V : Le volume de liquide [m³].

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

Le régime transitoire occasionne l'apparition de pressions très élevées ou très faibles, qui engendrent des conséquences désastreuses pour la survie de l'installation, il est source de plusieurs dégâts (détérioration des conduites) qui occasionnent des coûts d'équipements et d'entretien habituellement non prévus.

Le régime transitoire, dans les installations hydrauliques constitue un danger permanent, qui peut survenir à tout moment suite aux diverses manipulations des éléments du réseau. Son étude et sa maîtrise présentent des intérêts remarquables, lors de la conception et l'implantation des réseaux, en ce sens qu'elle permet, lors du dimensionnement d'en tenir compte pour le choix des diamètres des conduites ou pour l'installation d'éléments pouvant atténuer les effets indésirables.

Le régime transitoire est un phénomène complexe, qui prend naissance à la suite d'une variation de l'écoulement. Ce dernier possédant une certaine vitesse, qui fonction de sa masse lui communique une énergie cinétique qui peut s'annuler à la suite d'une manipulation sur le réseau.

En vertu de la loi de Conservation de l'énergie, l'énergie initiale ne peut disparaître instantanément, en fait elle se transforme en énergie potentielle sous forme d'ondes de surpression et de vitesse, qui se propagent le long de la conduite avec une célérité fonction de l'élasticité du matériau et de la compressibilité du fluide.

Dans les réseaux hydrauliques, figurent divers éléments qui peuvent engendrer la variation de l'écoulement, donc création d'un régime transitoire, parmi ces éléments :

- les vannes qui occasionnent un phénomène transitoire dont la sévérité dépend des conditions de manipulation (ouverture-fermeture, brusque, continue, ou lente) et de la constitution du réseau.
- les pompes et turbines qui provoquent le transitoire par leurs démarrages, arrêts, ou pertes de puissance.
- La géométrie des canalisations qui provoque le transitoire par leur variation de section le long d'une conduite.

Avec l'apparition des ordinateurs, et le grand progrès enregistré dans le développement des méthodes numériques, la résolution des problèmes en transitoire a grandement évolué en passant du traitement graphique très limité au traitement numérique des cas les plus complexes.

Cette étude, basée sur la méthode de différence finie et méthode des caractéristiques a pour but de réaliser un outil de travail permettant de simuler les différents cas de figures en transitoire, qui peuvent avoir lieu dans un réseau contenant des éléments habituels. Donc l'étude du phénomène des écoulements transitoires en charge vise à déterminer si la pression dans l'ensemble d'un système est à l'intérieur des limites prescrites, suite à une perturbation de l'écoulement.

Evidemment, en définissant l'étendue d'une étude de coup de bélier, on prévoira l'examen des variations de débit et de pression qui résultent de mauvaise opération du système, de son opération normale et des opérations d'urgence. Le concepteur d'un système de transport de fluide sous pression aura avantage à effectuer le design du réseau en ne perdant jamais de vue les considérations du coup de bélier. En effet, certains choix judicieux au stade de conception peuvent minimiser l'étendue d'un éventuel problème de coup de bélier, et donc réduire le coût du système projeté.

Dans le présent travail, nous avons fixé l'objectif de traiter le cas le plus complexe, c'est-à-dire la théorie du choc hydraulique provoqué par le coup de bélier dans les conduites en charge à géométrie constante, en passant par l'aspect théorique ; équations de bases (équation de conservation de la masse et équation de conservation de la quantité de mouvement) et les hypothèses de base qu'on va vérifier avec les différentes méthodes d'analyses des phénomènes transitoires utilisant comme base mathématique de départ les équations citées auparavant ainsi que les équation d'état et diverses relations entre d'autres grandeurs relatives au phénomène physique.

Pour réaliser ce travail, nous avons organisé notre mémoire en cinq chapitres :

- Le premier chapitre représente l'entreprise nationale SONATRACH et l'activité transport par canalisation.
- Le deuxième chapitre représente une étude bibliographique et la description du phénomène des écoulements transitoires.
- Le troisième chapitre représente les équations qui régissant le phénomène transitoire, ces équations dérivent par l'application de deux lois principales à savoir : La loi de la conservation de la masse et la loi de la conservation de la quantité de mouvement.
- Le quatrième chapitre représente les deux méthodes numériques de résolution les plus efficaces, qui sont la méthode des différences finies et la méthode des caractéristiques, et ça pour analyser les différents cas des phénomènes transitoires rencontrées pratiquement dans les installations hydrauliques réelles comme celui de la propagation des ondes élastiques dans les conduites en charges a section constante (gravitaires, forcées, etc.) suite à une fermeture brusque de la vanne .
- Le cinquième chapitre représente deux méthodes de simulation numérique sous MATLAB et Pipephase et les résultats obtenus de la charge et du débit volumique avec leurs interprétations.

CHAPITRE I
PRESENTATION DE
L'ENTREPRISE

I.1 Dimension stratégique :

Sonatrach est la première entreprise du continent africain toutes catégories confondues et la première entreprise énergétique du bassin méditerranéen. Elle est actuellement classée au 12^{ème} rang des compagnies pétrolières mondiales, 2^{ème} exportateur de gaz naturel liquéfié (GNL) et de gaz pétrole liquide (GPL) et 3^{ème} exportateur de gaz naturel.

A sa création, le 31 décembre 1963, Sonatrach s'était fixée pour mission le transport et la commercialisation des hydrocarbures extraits des gisements du Sahara par les premières compagnies étrangères opérant à l'époque en Algérie. Le premier projet lancé et réalisé par Sonatrach était l'oléoduc Arzew(OZ1) reliant Haoud El Hamra à Arzew, en 1966.

L'activité transport par canalisation est de ce fait, le métier original du Groupe Sonatrach

I.2 L'activité transport par canalisation :

L'activité transport par canalisation représente une dimension stratégique en termes d'acheminement des hydrocarbures vers les autres segments du marché et assure la cohérence des flux de toute la chaîne des hydrocarbures. Elle est également un secteur vital pour l'économie algérienne.

L'activité transport par canalisation est en charge de l'acheminement des hydrocarbures, de pétrole brut, de gaz naturel, de gaz pétrole liquide (GPL) et de condensat, à partir des zones de production vers les zones de stockage, les complexes de gaz naturel liquéfier (GNL), les raffineries, les ports pétroliers ainsi que vers les pays importateurs.

L'activité transport par canalisation gère un réseau de canalisations d'une longueur de plus de 16000 km intégrant deux gazoducs destinés à l'exportation du gaz naturel:

- Le gazoduc Enrico Mattei (GEM) relie l'Algérie à l'Italie, via la Tunisie,
- le gazoduc Pedro Duran Farell (GPDF) relie l'Algérie à l'Espagne, via le Maroc.

D'autres projets de dimension intercontinentale sont en cours de réalisation:

- le Projet méditerrané gazoduc (medgaz) qui reliera l'Algérie à l'Espagne,
- le projet Galsi qui reliera l'Algérie à l'Italie, via la Sardaigne,
- L'autre projet d'envergure, le Trans-Saharan Gas Pipeline (TSGP), inscrit au programme du Nepad, reliera le Nigeria à l'Algérie, à travers le Niger, pour aboutir en Europe.

I.2.1 Des grandes capacités de stockage:

Afin d'assurer la régulation entre la production et la commercialisation, L'activité transport par canalisation dispose de 109 bacs de stockage d'une capacité de 3.4 millions de m³. Actuellement 15 bacs sont en construction : 06 bacs à Haoud El Hamra, 06 bacs à Arzew et 03 bacs à Skikda .Un programme d'extension des capacités du stockage est en cours de maturation. Ce programme a pour objectif l'amélioration de l'autonomie de l'activité au niveau des terminaux. Il consiste en la construction de 84 bacs supplémentaires d'une capacité de 51 200 m³ chacun. Les bacs sont répartis comme suit :

- 36 bacs à région transport Haoud El Hamra (RTH),
- 22 bacs à région transport este (RTE),
- 21 bacs à région transport ouest (RTO),
- 04 bacs à région transport centre (RTC),
- 01 bac à région transport In Aminas (RTI).

I.2.2 Stations de pompage et de compression :

Pour assurer l'acheminement des hydrocarbures TRC dispose de 79 stations de pompage et de compression, dont 34 de pompage pour le brut. Les 79 stations de pompage et décompression sont dotées de 290 machines principales d'une puissance totale de plus 2 millions de chevaux.

I.2.3 Les pôles stratégiques:

Les centres de dispatching liquide et gaz constituent des installations névralgiques pour l'activité :

- Le centre de dispatching d'hydrocarbures liquides (CDHL) est implanté à Haoud El Hamra (Hassi Messaoud). Il bénéficie d'un plan de rénovation destiné à augmenter ses capacités actuelles qui sont à plus de 750 000 barils/jour.
- le centre national dispatching gaz (CNDG) est implanté à Hassi R'mel. C'est là que sont calculées et injectées les quantités de gaz destinées aux clients de Sonatrach pour alimenter les installations de Sonalgaz, les complexes de gaz naturel liquéfier GNL et les points de chargement à l'export.

I.2.4 Ports pétroliers et bouées de chargement :

L'Activité Transport par Canalisation est opérationnelle par le biais de sa filiale la Société de Gestion et d'Exploitation des Terminaux Marins à Hydrocarbures (STH) dans les 3 ports de chargement d'hydrocarbures sur la côte algérienne (Arzew- Béjaïa -Skikda). La capacité opérationnelle de ces 3 ports (postes fixe) est de 174 millions de tonnes par année, avec un facteur de marché de 146 jours/année. En plus des nombreux postes de chargement à quai, les trois (03) ports sont équipés de cinq (05) bouées de chargement de pétrole en mer qui permettent les accostages de tankers de gros tonnage, ce qui augmente considérablement les capacités portuaires et diminue le temps de chargement. Elles sont placées à plusieurs kilomètres au large des ports d'Arzew - Skikda - Bejaia. Ces bouées de chargement off-shore sont conçues pour charger, dans des conditions climatiques sévères, des tankers de capacités allant jusqu'à 320 000 tonnes. Chacune des bouées off-shore dispose d'un débit de chargement de 10 000 tonnes/heure.

I.3 L'oléoduc Skikda:

L'oléoduc Skikda OK1 est composé d'une canalisation d'un diamètre 34 pouce et d'une longueur de 645.5 km, il transfère le brut à partir des parcs de stockage de Haoud El Hamra (HEH) au terminal de Skikda; il est constitué de vingt-deux postes de sectionnement, quatre stations de pompage (SP1,SP2, SP3,SP4) et de deux postes de coupure (PC2, PC4) « future stations de pompage », chaque station comprenant des pompes d'expédition, qui fonctionnent en série, et des appareillage auxiliaires.

I.3.1 Schéma descriptif de l'oléoduc Skikda :

Le schéma suivant représente l'emplacement des stations de pompage, le départ et le terminal de la ligne oléoduc Skikda :

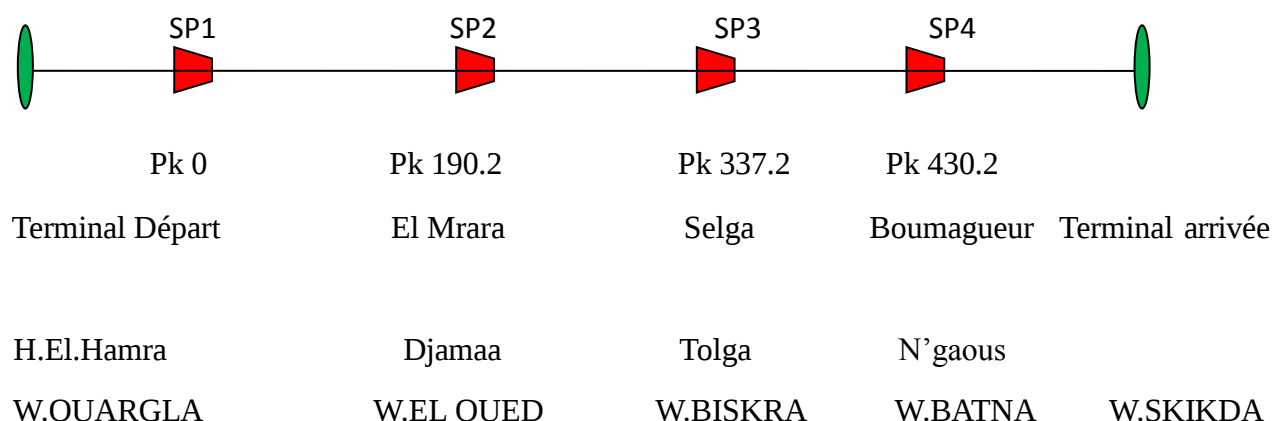


Figure (1.1) : Schéma descriptif de l'oléoduc Skikda

I.3.2 Caractéristiques du Système de Transport par Canalisation:

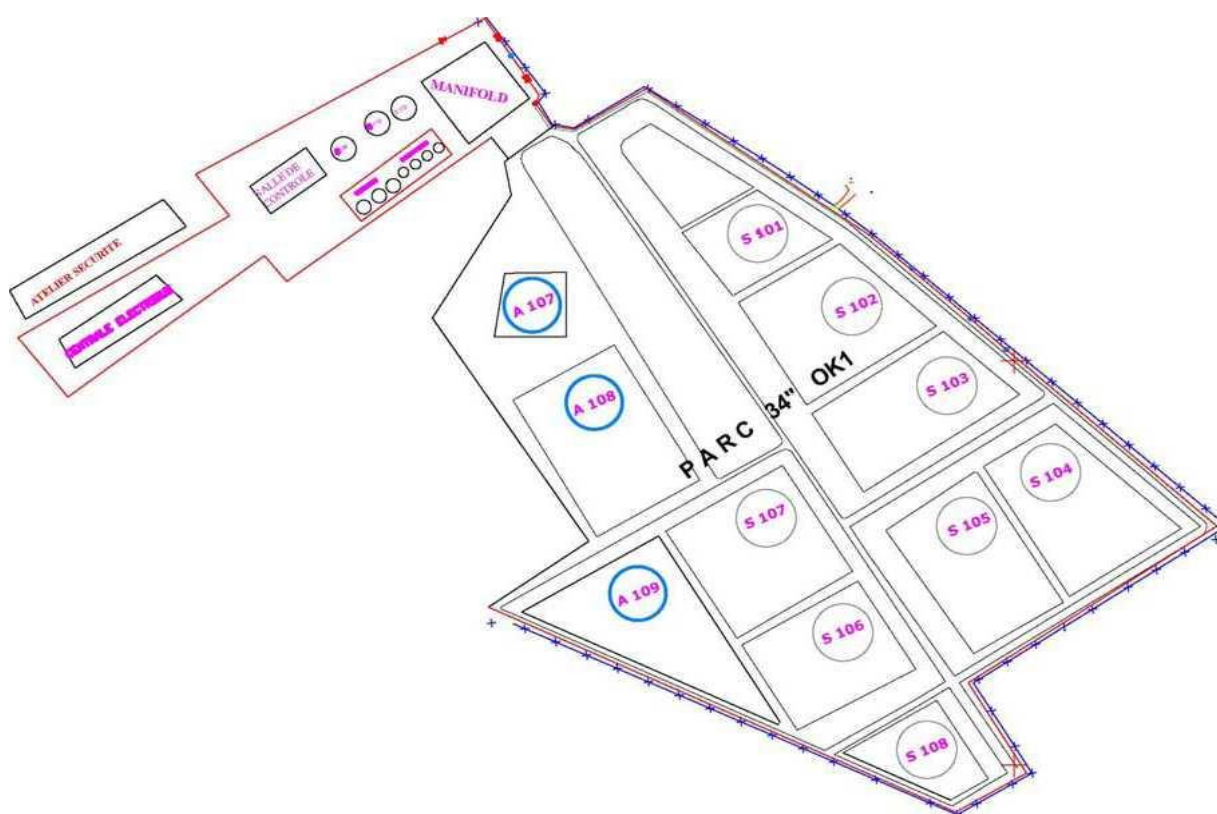
I.3.2.1 Caractéristiques de la ligne :

Le tableau suivant représente les différentes caractéristiques de pipeline oléoduc Skikda :

Longueur (km)	645.5	Nombre de Poste de Sectionnement	22
Diamètre "en pouce"	34	Pression Maximale de Service design (bars)	75
Epaisseurs du Tube (mm)	7.92/ 8.74/ 9.52/ 10.31/ 11.13/ 11.91/ 12.70/ 14.27/ 15.88/ 17.48	Pression Maximale de Service actuelle (bars)	75
Nuance d'Acier	X52 / X60	Capacité Design (MTA)	30
Rugosité du Tube (mm)	0.0457	Capacité Maximale Réelle (MTA)	30
Type d'enrobage extérieur	Brai de houille et Polyéthylène	Date de mise en service	1972
Nombre de Station de pompage	04	Constructeur	SOCEA - GRESS

Tableau (1.1) : les Caractéristiques de la ligne « oléoduc Skikda »

1.3.2.2 Schéma descriptif de Terminal de départ 34" OK1(Haoud El Hamra / Skikda)



Dénomination de l'installation :

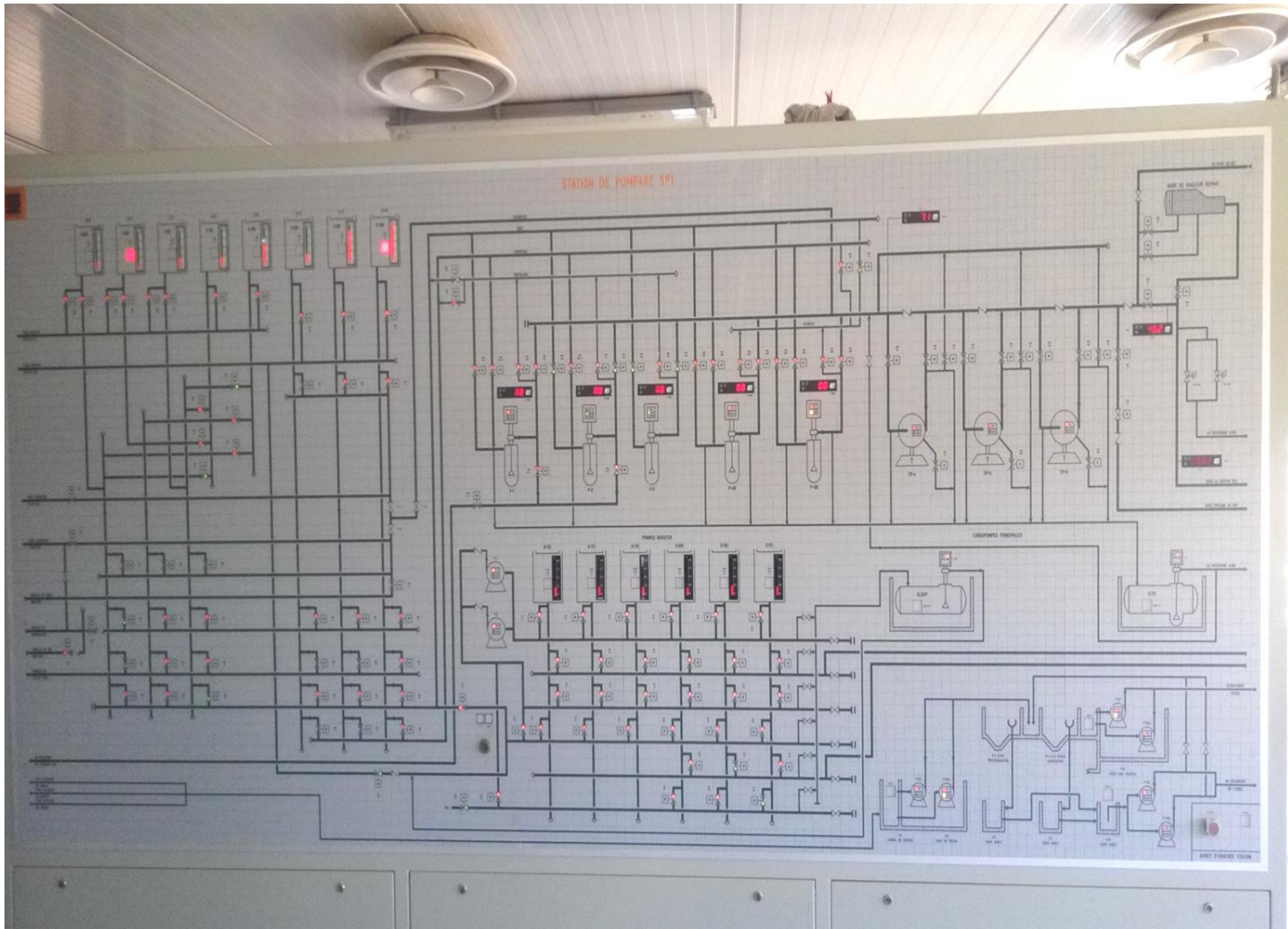
- Date de mise en service : 1972
- Tél : 029 774 81 39
- Activité : Stockage et expédition des hydrocarbures liquides (pétrole brut)
- Effectif : 24 agents
- Capacité de stockage de pétrole brut : 409 600 m³
- Capacités unitaires de stockage : 8 bacs de 51200 m³

Description de l'installation :

- 3 turbopompes
- 5 pompes boosters
- 8 réservoirs à toit flottant
- Une centrale électrique équipée de trois turboalternateurs.
- Un poste de distribution électrique (PDE)
- Une électro pompe incendie de débit 180 m³/h
- Une motopompe incendie de débit 240 m³/h

- Une motopompe incendie de débit 520 m3/h
- Une électro-pompe incendie de débit 520 m3/h
- Deux bacs incendie de capacité unitaire de 334 m3 + un bac de 480 m3
- Un système de détection et extinction automatique au CO2
- Un système de détection et extinction au halon (protection des bacs de stockage).

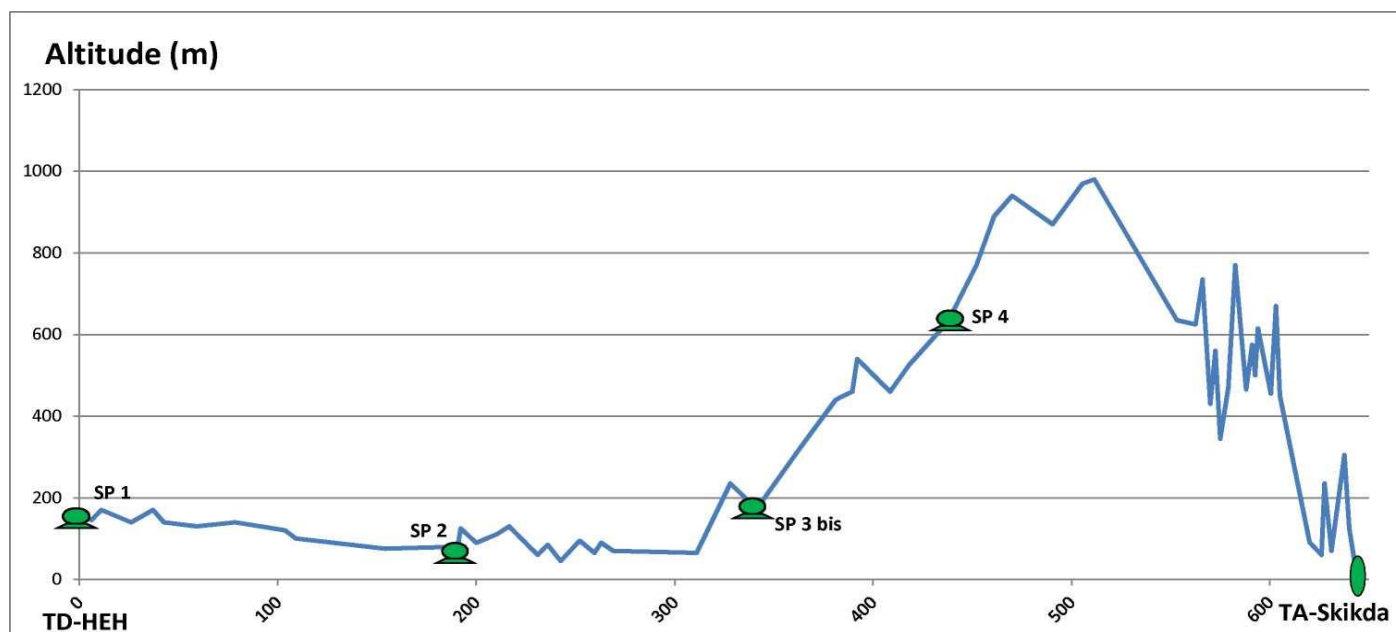
I.3.2.3 schéma de principe de fonctionnement de SP1 :



1.3.2.4 Caractéristiques des Stations :

SITUATION GEOGRAPHIQUE			HEH SP1 Pk 0	DJAMAA SP2 Pk190+200	SELGA SP3/SP3 Bis Pk 337+200	BOUMAGUEUR SP4 Pk 430+200
		NOMBRE	3	3	1+3	3
TP (TURBO-POMPE)	TURBINE	CONSTRUCTEUR	2GE/1 N.P	2GE/1 N.P	1 GE/3 N.P	3GE
		TYPE	MS 3132/ PGT10	MS 3132/M	3932/PGT	MS 3132
		PUISSANCE (CV)	2x14 500/14 300	2x14 500/14	14 500/3x14	3x14 500
	Pompe	NOMBRE	3	3	1+3	3
		CONSTRUCTEUR	2 Byron Jackson /1 N.P	2 Byron	1 Byron	Byron
		TYPE	DVDS 20x20x28	DVDS 20x20x28	DVDS 20x20x28	DVDS 20x20x28
		DEBIT (m³/h)	4734	4734	4734	4734
		HMT (m)	500 / 452	500 / 452	500 / 452	500 / 452
	Type d'assemblage		Série	Série	Série	Série
	BOOSTERS	MOTEUR ELECTRIQUE	NOMBRE	5	-	-
CONSTRUCTEUR			3 P.PEEBLEES/2 ABB	-	-	-
TYPE			BS 187 110/ AMD500LTVABM	-	-	-
PUISSANCE (KW)			365x3 / 690	-	-	-
POMPE		NOMBRE	5	-	-	-
		CONSTRUCTEUR	3 B.J / 2 Flow Serve	-	-	-
		TYPE	20x20x38KXHOH-25 / 18QLC25	-	-	-
		DEBIT (m3/h)	1403/2400	-	-	-
		HMT (m)	75/101	-	-	-
TURBO ALTERNATEUR ou GROUPE ELECTROGENE	NOMBRE	3 TA + 1 GE+ ligne	1GE+ ligne	3 GE+ ligne	1 GE +	
	CONSTRUCTEUR	HISPANO SUIZA THM 1102	DETROIT	DUVANT	DETROIT	
	ou	3 X 5400 + 275 KVA	-	-	-	
Consommation			GAZ	GASOIL	GAZ	GAZ
Pression max de Refoulement (bar)			74	74	80	74
Valeur Tarage soupape sortie (bar)			74	74	94	74
Pression Min d'Aspiration (bar)			1,2	2,1	4	2,1
Valeur Tarage soupape entrée (bar)			-	33	26	33
Date de mise en service			1972/2005	1976/2005	1972/2005	1976

I.3.2.5 Profile Altimétrique du STC



I.3.2.6 Localisation géographique des Postes de Sectionnement :

Poste de Sectionnement PK/ Altitude(m) Localisation Commune/ Daïra /Wilaya		
SP1+ PS 01	00/159	Hassi-Messaoud/ Hassi-Messaoud / OUARGLA
PS 02	20/158	
PS 03	63/150	
PS 04	126/110	Blidet Amor / Temassine / OUARGLA
PS 05 + SP2 + PS06	189/80	EL M'rara / Djamaa / EL OUED
PS 07	233 / 80	EL M'ghaïer / EL M'ghaïer / EL OUED
PS 08	264/100	Still/EL M'ghaïer/EL OUED
PS 09 + SP3 + PS10	337+202/190	Tolga/Tolga/BISKRA
PS 10 Bis	366/310	Outava / Outava / BISKRA
PS 10 Ter	395+736 / 280	
PS 11 + SP4 +PS 12	430+200 / 640	Boumagueur / Boumagueur / BATNA
PS 13	461+869/930	Ras El Aioun / Ras El Aioun / BATNA
PS 14	493+142/950	Ain djasser / Ain djasser / MILA
PS 14 Bis	517+717/830	Teleghma / Teleghma / MILA
PS 15	546+107/670	Oued seguin / Teleghma / MILA
PS 16	575+014/600	
PS 16 Bis	594+868 / 460	Salah Bey / Salah Bey / CONSTANTINE
PS 17	613+746/12	El Harrouch / El Harrouch / SKIKDA
PS 18 + TA	645+256/12	Hammadi Krouma / Skikda / SKIKDA

1.3.2.7 Régimes de fonctionnement usuels du STC OK1:

Ouvrage OK1			SP1 HEH PK 0	SP2 Djamaa PK 190+200	SP3/ SP3 Bis Selga PK 337+200	SP4 Boumagueur PK 430+200
Phase	Débit m ³ /h	Capacité en MTA	Nombre de machines nécessaires par station			
1	2400	15	1	0	1	1
2	3300	21	1	1	1	1
3	4734	30	2	2	2	2

CHAPITRE II

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE ET DESCRIPTION DU PHENOMENE

II.1 Introduction

L'objet de ce chapitre porte une étude bibliographique et l'analyse théorique puis physique du phénomène transitoire en tant que régime d'écoulement. Dans ce chapitre nous allons définir quelques types d'écoulement que l'on rencontrera au cours de notre travail, puis l'analyse physique du coup de bélier avec une représentation graphique de l'arrêt brusque de la vanne.

II.2 Etude bibliographique :

Le problème de l'écoulement transitoire de fluide dans les systèmes de conduite en hydraulique a été traité par de nombreux chercheurs. Ces derniers temps, les orientations pour la recherche dans le domaine des processus transitoires peuvent être divisées en plusieurs domaines: les systèmes de protection contre le coup de bélier, les régimes transitoire...

II.2.1 Louis Bergeron:

A trouvé en 1933 une méthode appelée « Méthode de Bergeron » et qui fut employée universellement dans la pratique pendant plusieurs années. En 1937, BERGERON a montré que la méthode graphique établie pour le calcul des ondes du coup de bélier est applicable à d'autres problèmes de la théorie d'élasticité et d'électricité. Cette méthode est développée dans son ouvrage publié en 1949 ayant pour intitulé "Du coup de bélier en hydraulique au coup de Foudre en électricité". Il est à noter que le principe de la méthode avait été donné par les autrichiens KREITNER et LOWY en 1928. L'avantage des méthodes d'intégration graphique est à mener l'analyse à une compréhension approfondie du phénomène physique. Aujourd'hui avec l'arrivée des ordinateurs et l'accroissement constant de leur puissance, ces méthodes ont évidemment été remplacées dans la pratique courant par des méthodes numériques.

II.2.2 Streeter V.L (USA 1966) :

A présenté une description complète de la méthode des caractéristiques. Encore aujourd'hui, cette méthode est largement utilisée et demeure extrêmement populaire bien qu'elle présente certaines faiblesses pour le calcul des écoulements transitoires dans des systèmes hydrauliques très complexe. Par ailleurs pour pallier à ces insuffisances, on procède soit aux meilleures méthodes d'interpolation, soit à l'utilisation des schémas numériques de différences finis ou d'éléments finis.

II.2.3 N.Joukovsky (1897) :

Professeur d'Université et de l'institut technique de Moscou, paraît avoir, le premier, procédé avec toute l'ampleur et toute l'exactitude nécessaires aux études théoriques et aux expériences susceptibles d'élucider pleinement les questions relatives au coup de bélier. Mais son travail, publié seulement en russe à l'origine (1898) et traduit deux ans plus tard en allemand, n'a pas trouvé dans les milieux scientifiques et techniques la diffusion immédiate qu'il méritait, et il n'a trouvé une mention explicite que dans l'encyclopédie des sciences mathématiques, publié à Leipzig en Mai 1906.

En 1897/1898, il a réalisé des expériences classiques à Moscou et a proposé la loi pour les coups de bélier instantané dans un système de tuyauterie simple, cette loi stipule que l'élévation de la hauteur de pression ΔH (piézométrique) est donnée par:

$$\Delta H = \frac{aU_0}{g}$$

Dans laquelle :

a = vitesse de l'onde de pression,

U_0 = vitesse d'écoulement initial,

g = accélération gravitationnelle,

II.2.4 Allievi. L (1902) :

A développé la théorie fondamentale du coup de bélier qu'il a publié en 1902. L'équation dynamique qu'il a trouvée est plus précise par rapport à l'équation de Korteweg. Il a montré

aussi que les termes $U \frac{\partial P}{\partial X}$ et $U \frac{\partial U}{\partial X}$ est négligeable

Le nom d'Allievi est resté lié à la théorie des écoulements non permanents dans les conduites en charge, car sa présentation analytique est un chef-d'œuvre d'élégance et de clarté mathématique. Celle-ci a ensuite été raffinée par différents auteurs en étudiant son application aux problèmes particuliers posés par les conditions usuelles de la pratique courante telles que les conduites forcées, les conduites de refoulement, ...etc.

II.3 Analyse des paramètres :

Les équations de continuité et de quantité de mouvement, décrivent l'écoulement d'un fluide en régime transitoire dans les conduites à parois élastiques. Dans ces équations figurent différents paramètres et variables dont deux indépendantes « X » et « t » et deux « P » et « U ». Les autres paramètres « D, ρ , a, λ » représentent les caractéristiques du système et sont habituellement considérés indépendants du temps.

II.3.1 Paramètre D :

Il représente le diamètre de la conduite, il n'est fonction que de la distance X (variation de la section de conduite suivant la longueur).

II.3.2 Paramètre ρ :

Il représente la masse volumique du fluide, qui est généralement supposée constante pour la durée du régime transitoire.

II.3.3 Paramètre a :

Il représente la vitesse de propagation de l'onde en régime transitoire, elle dépend des caractéristiques du système et des propriétés du fluide.

Elle peut être déterminée par l'expression suivante :

$$a = \frac{1}{\sqrt{\rho \left[\frac{D \cdot f}{E \cdot e} + \frac{1}{\varepsilon} \right]}} \quad (\text{II. 1})$$

Avec :

a : célérité de l'onde de pression,

ρ : la masse volumique de brut,

ε : la compressibilité de fluide,

D : diamètre intérieur de la conduite,

e : épaisseur de la paroi,

E : module d'élasticité des matériaux constituant la conduite

Dans notre cas on suppose que la conduite est construite avec des joints de dilatation $K_C = 0$ ce qui permet une déformation longitudinale libre.

On a :

$$f = 1 - K_C \nu \text{ donc } f = 1$$

Avec :

k_C : coefficient d'ancrage.

ν : le module de poisson.

Alors :

$$a = \frac{1}{\sqrt{\rho \left[\frac{D}{E \cdot e} + \frac{1}{\varepsilon} \right]}} \quad (\text{II. 2})$$

II.3.4 Paramètre K :

Le coefficient de rugosité absolu qui représente la hauteur moyenne des aspérités des incrustations des dépôts et autres irrégularités présentes sur la surface interne des conduites.

Le tableau (II.1) ci-après présente quelques coefficients de rugosité k . (Conduites récentes : jusqu'à 30 ans. Conduites anciennes : après 50 ans): [16]

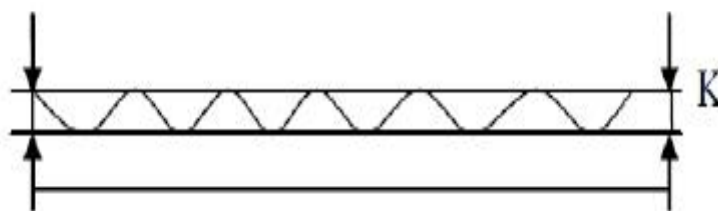


Figure (II.1) : paroi de la conduite.

Matériaux	Conduites récentes	Conduites anciennes
Acier	0.015 – 0.1	0.06 – 0.1
Acier revêtement plastique	0.03	0.15
Acier revêtement lisse non poreux	0.03	0.045
Fonte revêtement bitume	0.03 - 0.2	0.15 – 0.3
Fonte revêtement ciment	0.03 - 0.2	0.15 – 0.3
Plastiques	0.03 - 0.1	0.01 – 1.5
Laiton- Cuivres- Plomb	0.003	0.01
Aluminium	0.003 - 0.15	0.06

Tableau II.1 : Coefficient de rugosité k (mm) pour différents matériaux

II.3.5 Nombre de Reynolds :

Osborne Reynolds (1842-1912) a été le premier qui a distingué la différence entre les deux types de régimes en utilisant un appareil simple comme le montre la figure suivante (expérience de Reynolds) :

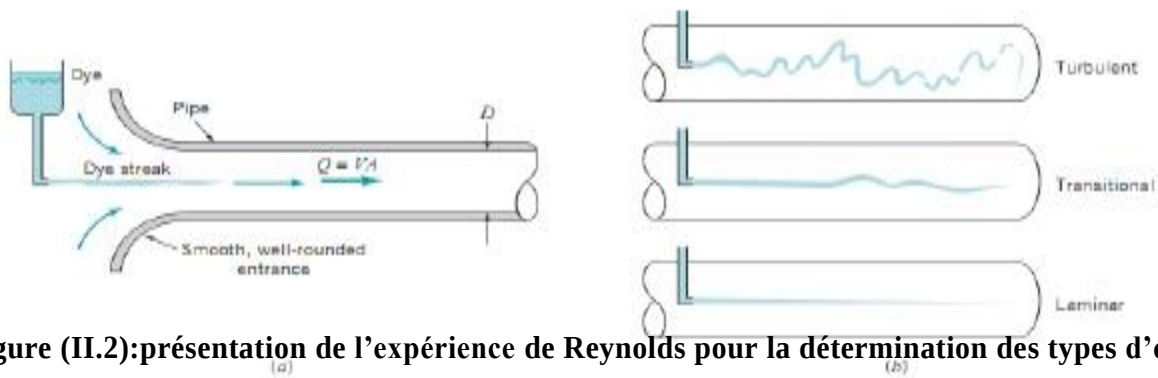


Figure (II.2):présentation de l'expérience de Reynolds pour la détermination des types d'écoulement

NB :Donc il a distingué trois types de régimes désignés par laminaire, transitoire et turbulent.

La détermination de la nature d'écoulement d'un fluide dans une conduite dépend de la vitesse d'écoulement, sa masse volumique, sa viscosité et le diamètre de conduite. Après des expériences exhaustives dans les années 1880, Osborne Reynolds a découvert que le régime d'écoulement dépend principalement du rapport des forces d'inertie aux forces visqueuses dans le fluide. Ce rapport est appelé nombre de Reynolds est exprimée pour l'écoulement interne dans une conduite par l'expression suivante :

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu} \quad (II.3)$$

Il est certainement souhaitable d'avoir des valeurs précises du nombre de Reynolds pour les écoulements laminaire, transitoire et turbulent mais ce n'est pas le cas dans la pratique.

Il s'avère que la transition de l'écoulement laminaire à turbulent dépend aussi du degré de perturbation de l'écoulement par la rugosité de surface, les vibrations dans la conduite, et les fluctuations du débit. Dans la plupart des conditions pratiques, l'écoulement dans une conduite est laminaire pour $Re \leq 2300$, turbulent pour $Re \geq 3000$, et transitoire entre les deux.

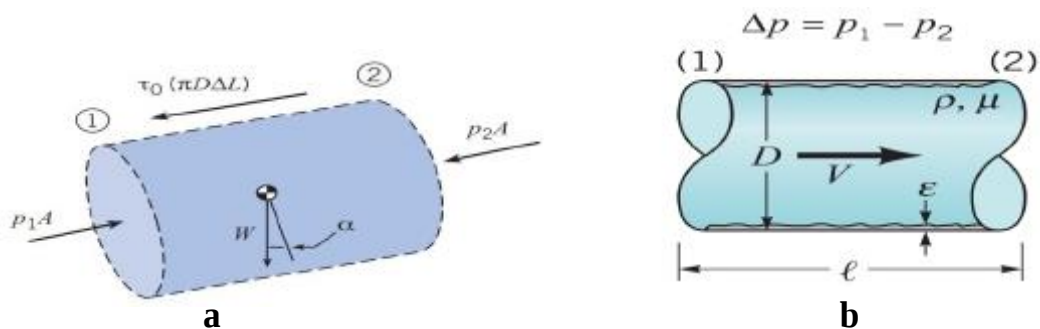
II.4 Perte de charge dans les conduites :

On peut diviser la perte de charge dans les pipelines en deux types perte de charge locale (pipe head loss), perte de charge singulière dans les composants (component head loss) tels que les vannes, les coudes. Ces pertes de charge sont causées par les contraintes de cisaillements qui agissent sur le fluide en écoulement comme il est indiqué sur la figure (II.3a) on peut donc écrire :

$$\Delta P = F(\tau_0, D, \Delta L) \quad (\text{II. 4})$$

Où bien Comme il est indiqué sur la figure (II/.3b) la chute de pression peut être écrite sous la forme fonctionnelle comme suit :

$$\Delta P = F(V, D, L, \varepsilon, \mu, \rho) \quad (\text{II.5})$$



Figure(II.3) : Dilatation de la conduite

Où, V est la vitesse moyenne, D diamètre de la conduite, L la longueur du tronçon, ε la rugosité de la conduite, μ la viscosité et ρ la masse volumique.

II.4.1 Formule de Darcy-Weisbach :

En pratique, pour tous les types d'écoulement laminaire ou turbulent, dans les tuyaux circulaires ou pas, horizontaux ou inclinés et pour les surfaces lisses ou rugueuses la chute de pression est donnée par la relation de **Darcy-Weisbach** :

$$\Delta P_f = \frac{\lambda \rho L V^2}{2D} \quad (\text{II.6})$$

Où λ est le coefficient de frottement (friction factor) ou bien le facteur de Darcy-Weisbach.

II.4.2 Perte de charge locale (pipe head loss):

II.4.2.1 Régime laminaire :

Le coefficient de frottement pour l'écoulement laminaire est indépendant de la rugosité de la paroi, il est en fonction du nombre de Reynolds et donné par la relation suivante :

$$\lambda = f(\text{Re}) = \frac{64}{\text{Re}} \quad (\text{II.7})$$

II.4.2.2 Régime turbulent :

Le coefficient de perte de charge pour l'écoulement turbulent est une fonction de la rugosité relative (K_e/D) de la paroi et le nombre de Reynolds :

$$\lambda = f\left(\text{Re}, \frac{K_e}{D}\right) \quad (\text{II.8})$$

Pour le régime turbulent le coefficient de frottement peut être calculé par les formules empiriques suivantes :

Nikuradse (1933) :

Pour les régimes pleinement turbulents ($\text{Re} < 3,4 \cdot 10^6$) :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{K_e}{D} \right) \quad (\text{II.9})$$

Formule de Colebrook-White (implicite) (1939) :

Pour tous les tuyaux, on ne considère que l'équation de Colebrook comme étant la plus acceptable pour calculer le coefficient de frottement. Cette équation, $\lambda = f(\text{Re}, k/D)$ est calculée :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{K_e}{3.7D} + \frac{2.51}{\text{Re}^{0.89}} \right) \quad (\text{II.10})$$

Formule de Haaland's (explicite) (1983) :

Haaland's a modifié la formule (implicite) de Colebrook-White a une formule explicite par rapport à λ et qui a une erreur de 1,5% par rapport à celle implicite.

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.8 \log_{10} \left(\left(\frac{K_e}{3.7D} \right)^{1.11} + \frac{6.9}{\text{Re}} \right) \quad (\text{II.11})$$

Prandtl-Von Karman (1979) :

Tubes lisses pour un $Re < 3,4 \cdot 10^6$

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad (II.12)$$

II.4.2.3 Diagramme de Moody :

La détermination des pertes de charge régulières peut s'obtenir à partir des abaques construits sur la base de mesures expérimentales concernant l'écoulement en conduite cylindrique, on utilise classiquement le « diagramme de Moody » (figure (II.4)). L'utilisation de ce diagramme s'appuie sur une généralisation de la notation de coefficient de perte de charge régulière. Les pertes de charge régulières sont donc essentiellement dues aux frottements visqueux entre les particules fluides situées près des parois de la conduite. Il en résulte que les propriétés de la paroi jouent un rôle important et que notamment sa rugosité devient un paramètre non négligeable. Lequel dépend à la fois du nombre de Reynolds et de la rugosité relative $K_r = K/D$ (la rugosité absolue K correspond concrètement à la dimension moyenne des aspérités que l'on peut trouver sur la paroi de la conduite). Le diagramme de Moody permet alors, connaissant (Re) et (K_r) , la détermination de $\lambda = f(Re, K_r)$ et le calcul des pertes de charge régulières quel que soit le type d'écoulement.

Compte tenu de la large gamme de nombres de Reynolds possibles, le diagramme de Moody utilise une échelle logarithmique, lorsqu'un écoulement est laminaire ($Re < 2000$), la rugosité ne joue plus aucun rôle et $\lambda = \frac{64}{Re}$, ce qui conduit au tracé de la droite de pente négative et caractéristique du régime laminaire dans le diagramme de Moody.

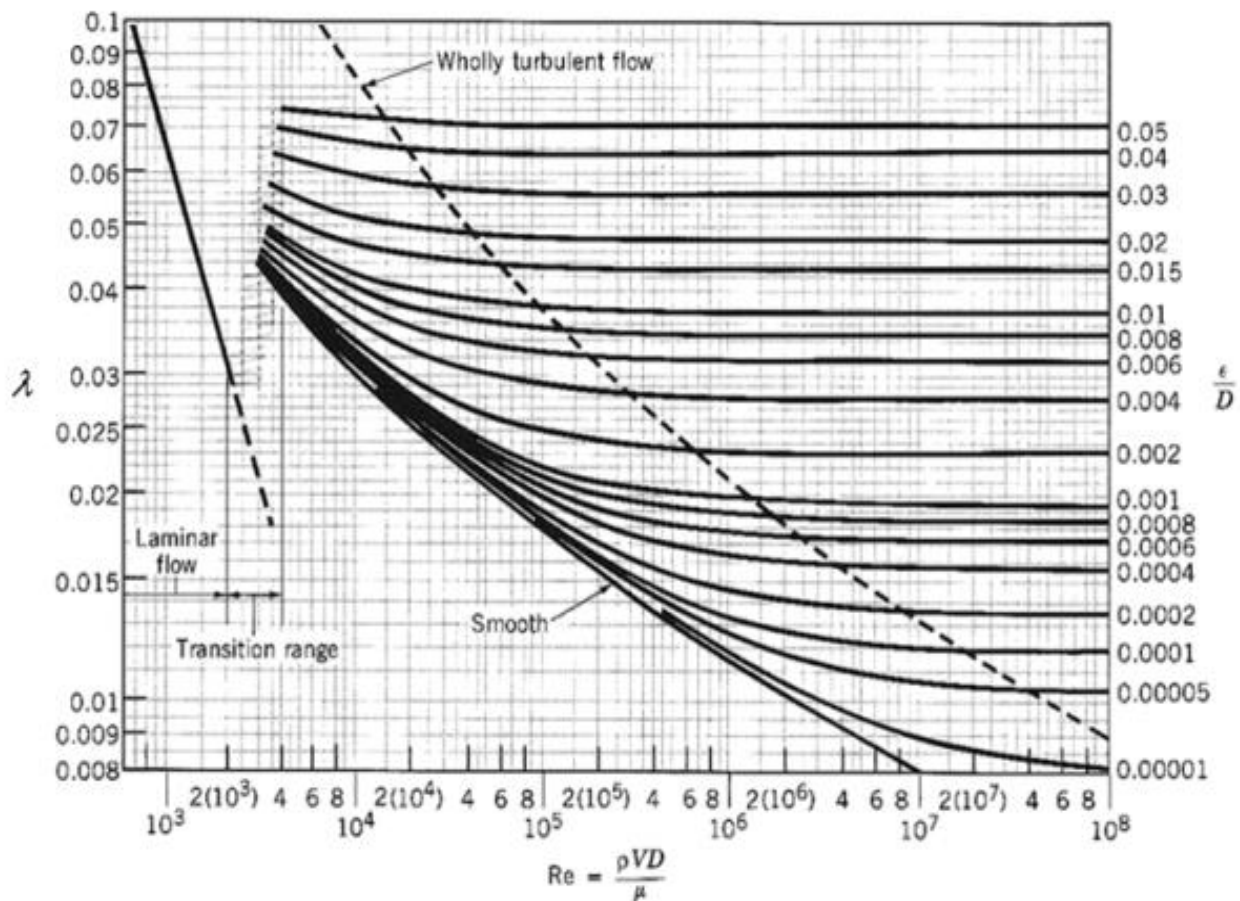


Figure (II.4) : Le diagramme de Moody.

II.4.3 Pertes de charge singulières (Component head loss):

Le calcul de la perte de charge dans les différents composants d'un réseau hydraulique tel que (les vannes, les coudes...) est une connaissance essentielle pour la modélisation et la conception des systèmes, en général la perte de charge dans ces organes est une fonction de débit et le coefficient de perte de charge K_f donné par la relation suivante :

$$\Delta P_{loc} = K_f \frac{\rho v^2}{2} \quad \text{Ou} \quad \Delta P_{loc} = K_f \frac{\rho Q^2}{2S^2}$$

NB : En pratique, pour de grandes longueurs des conduites, peuvent être estimées à :

$$\Delta P_{loc} = (0.01 \div 0.02) \Delta P_f \quad (\text{II.13})$$

La vanne:

Les vannes jouent un rôle très important dans les pipelines ou dans les réseaux hydrauliques la perte de charge dans les vannes est donnée par la relation suivante :

$$\Delta h = K_f \frac{v^2}{2g} \quad (\text{II.14})$$

L'écoulement dans la vanne est caractérisé par un autre coefficient qu'on appelle coefficient de débit C_v donné comme suit :

$$Q = C_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta P}{\frac{\rho}{\rho_v}}} \quad \text{Tel que}$$

$$C_v = \frac{29,9.D^2}{\sqrt{K_f}} \quad (\text{II.15})$$

II.5 Les types des écoulements :

II.5.1 Écoulement permanent :

L'écoulement de liquide est dit permanent lorsque les propriétés du fluide et les caractéristiques hydrauliques de celui-ci restent invariables dans le temps, c'est à dire : **[1]**

$$\frac{\partial U}{\partial t} = 0, \frac{\partial P}{\partial t} = 0, \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0, \dots \text{etc} \quad (\text{II. 16})$$

U : vitesse d'écoulement, P : la pression, ρ : masse volumique.

II.5.2 Écoulement non permanent ou transitoire :

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

$$\frac{\partial U}{\partial t} \neq 0, \frac{\partial P}{\partial t} \neq 0, \frac{\partial \rho}{\partial t} \neq 0, \dots \text{etc} \quad (\text{II. 17})$$

II.5.3 Écoulement uniforme :

Un écoulement est dit uniforme lorsque la vitesse du fluide à un instant donné, à une même direction et une même intensité en tous points de ce fluide c'est-à-dire : [2] [3]

$$\frac{\partial U}{\partial x} = 0 \quad (\text{II. 18})$$

II.5.4 Écoulement non uniforme :

Un écoulement est dit non uniforme si la vitesse du fluide varie d'une section à l'autre c'est-à-dire :

$$\frac{\partial U}{\partial x} \neq 0 \quad (\text{II. 19})$$

II.5.5 Écoulement transitoire :

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

$$\frac{\partial U}{\partial x} \neq 0 \quad \text{ou} \quad \frac{\partial U}{\partial x} = 0, \frac{\partial P}{\partial x} \neq 0, \frac{\partial U}{\partial t} \neq 0 \quad (\text{II. 20})$$

Avec :

U : vitesse d'écoulement. P : la pression.

Ce phénomène transitoire peut se manifester soit dans un canal à ciel ouvert ou bien dans une conduite en charge, par accroissement ou décroissement du débit.

On pourra citer quelques exemples d'écoulements transitoires dans le cas d'une conduite en charge

- Écoulement dans les machines hydrauliques à puissance variable,
- Phénomène du coup de bélier.

Donc l'écoulement transitoire est un écoulement non permanent, dans notre travail nous nous intéresserons uniquement au phénomène du coup de bélier.

II.6 Phénomène du coup de bélier :

II.6.1 Définition :

Le coup de bélier étant un cas particulier du régime transitoire, 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 brut, est stoppé net dans une canalisation. Autrement dit, c'est l'arrêt brutal de la circulation de brut lorsqu'une vanne (ou tout autre appareil) se ferme.

II.6.2 Causes du coup de bélier :

Le coup de bélier est un phénomène oscillatoire dont les causes les plus fréquentes 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.
- ✓ 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.
- ✓ Des Operations incontrôlées.

II.6.3 Risques dus aux coups de bélier :

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.

II.6.3.1 Cas de surpression :

C'est une conséquence du coup de bélier engendrée par une pression importante se produisant à la suite d'une fermeture rapide d'une vanne de sectionnement ou bien à la suite d'une dépression causée par l'arrêt brusque d'une vanne. 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).

II.6.3.2 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 vanne. Si le profil en long de la canalisation est déformable la canalisation peut être aplatie par implosion et les joints peuvent être aspirés.

II.6.3.3 Fatigue de la canalisation :

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

- Exemple : dommages typiques causés par les coups de bélier :



Figure II.5 : Tuyauterie de pression DN 600 totalement détruite (épaisseur de paroi 12 mm).



Figure II.6 : Appui détruit.

II.6.3.4 L'inertie :

Lors de la fermeture brusque d'un robinet sur une tuyauterie, une force s'exerce sur le robinet, générée par l'inertie de la colonne de fluide. Une augmentation de pression se manifeste à l'amont du robinet tandis qu'une baisse de pression intervient à son aval.

La figure (II.7) présente une conduite de refoulement de pompe comme autre exemple d'inertie. La pompe et le moteur ayant un très faible moment d'inertie, la pompe défaillante s'arrête brusquement et agit donc comme un robinet à opercule se fermant soudainement (nous parlons ici de la sortie du robinet). Si, en raison de l'inertie à la sortie de la pompe, la veine liquide se rompt, il se forme une cavité de vapeur d'eau et d'air dégazé. Le reflux ultérieur des colonnes de fluide et leur choc génèrent des pressions élevées. Ce phénomène porte le nom de macro-cavitation.

Remarque :

Il convient de différencier la macro-cavitation intervenant dans les tuyauteries de la cavitation microscopique par corrosion caverneuse intervenant sur les aubes de pompe et de turbine. Cette dernière attaque toujours au même endroit, et les pressions intervenant à très court terme dans les bulles de vapeur microscopiques qui se désagrègent peuvent dépasser 1000 bars.

Dans le cas de la macro-cavitation, le matériau n'est pas soumis à de telles contraintes sans cesse renouvelées et strictement localisées, les augmentations de pression sont alors sensiblement plus faibles.



1. État stationnaire avant défaillance de la pompe

2.Apparition de la cavitation apres défaillance de la pompe

3.Choc des colonnes de fluide generant des violents coups de bélier

Figure(II.7) : conduite de refoulement de pompe

II.6.4 Valeur numérique du coup de bélier :

En hydraulique générale des écoulements instationnaires, le phénomène le mieux décrit est celui du coup de bélier. On considère dans une conduite horizontale un fluide incompressible qui s'écoule en régime permanent avec une vitesse moyenne U ,

Si une perturbation vient modifier ce régime (par exemple l'introduction rapide d'un liquide, ou la fermeture brutale de la conduite par une vanne...), alors la perturbation engendrée se propagera avec la célérité a , cette célérité est équivalente à la vitesse de propagation de l'onde de pouls. Cette perturbation présente une pression maximum P_{max} et une pression minimum P_{min} .

On appelle coup de bélier hydraulique Δh la différence entre la pression maximum et la pression minimum $\Delta h = P_{max} - P_{min}$.

Mais l'avantage du coup de bélier est qu'il existe une relation avec la vitesse moyenne du liquide et la célérité de l'onde de pression. [4] Dans le cas d'une variation de débit rapide, temps d'annulation du débit inférieur au temps correspondant à l'allée et venue d'une onde élastique, on montre que :

$$\Delta h = \pm \frac{a \Delta U}{g} \quad \text{Loi de JOUKOWSKY} \quad (\text{II.21})$$

Où :

ΔU : Variation moyenne de la vitesse.

Δh : Amplitude des ondes.

a : Célérité de l'onde pression.

g : Accélération gravitationnelle.

II.6.5 Anti bélier :

Les sécurités anti-bélier empêchent le passage de l'énergie cinétique à l'énergie de déformation. Pour l'essentiel, il est en l'occurrence fait application des principes suivants :

- accumulateur d'énergie.
- Dispositifs d'aspiration auxiliaire et d'entrée d'air.
- Optimisation des lois d'actionnement de la robinetterie.
- Optimisation des stratégies de pilotage des tuyauteries.
- Les Soupape de sécurité.
- Les clapets anti-retour.

II.7 Propagation d'une onde dans une conduite cylindrique :

Les ondes élastiques longitudinales peuvent aussi se propager dans le fluide contenu dans une conduite cylindrique. Faisant abstraction des perturbations provoquées par le frottement sur les parois, on peut admettre que pour une conduite cylindrique, la propagation s'effectue encore par ondes planes perpendiculaires à l'axe de la conduite.

En effet, sous l'action des variations de pression provoquées par l'onde, les parois de la conduite se déforment. Ces déformations sont petites en général, mais au même titre que les variations de la masse volumique qui le sont aussi, il faut en tenir compte dans les calculs. [6]

On reprend le raisonnement effectué à propos de la propagation dans un milieu indéfini et on considère le cas d'un ébranlement infiniment petit. Pour une tranche de section S se déplaçant avec la célérité de l'onde, l'équation de continuité s'écrit : [15]

$$q_m(t) = \rho S v = \text{cte} \quad (\text{II.22})$$

$$dq_m(t + dt) = d(\rho S v) \quad (\text{II.23})$$

$$dq_m(t + dt) = (\rho + d\rho)(S + dS)(v + dv) \quad (\text{II.24})$$

$$dq_m(t + dt) = (\rho S + \rho dS + S d\rho + dS d\rho)(v + dv) \quad (\text{II.25})$$

D'après la loi de conservation et les équations (II.22 ; II.25) :

$$\rho S v = \rho S v + \rho S dv + \rho v dS + \rho dv dS + S v d\rho + S dv d\rho + v d\rho dS + dv d\rho dS \quad (\text{II.26})$$

$$\frac{\rho S dv}{\rho S v} + \frac{\rho v dS}{\rho S v} + \frac{\rho dv dS}{\rho S v} + \frac{S v d\rho}{\rho S v} + \frac{S dv d\rho}{\rho S v} + \frac{v d\rho dS}{\rho S v} + \frac{dv d\rho dS}{\rho S v} = 0 \quad (\text{II.27})$$

Le théorème des quantités de mouvement s'écrit :

$$-(q_m v + PS) + q_m v + dv + (P + dP)(S + dS) = 0 \quad (\text{II.27})$$

$$q_m dv + SdP + PdS = 0 \quad (\text{II.28})$$

En éliminant q_m entre (II.23) et (II.28) et en divisant par S ; il vient :

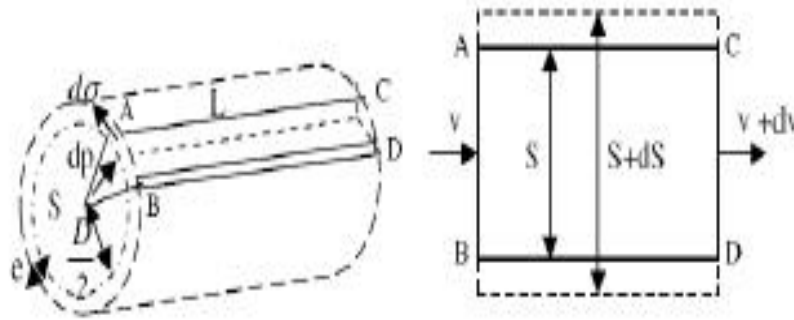


Figure (II.8) : Propagation d'une onde dans une conduite cylindrique déformable.

$$\rho v dv + dP + P d \frac{dS}{S} = 0 \quad (\text{II.29})$$

En éliminant dv entre (II.09) et (II.12), on déduit :

$$-\rho v^2 \left[\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dS}{S} \right] + dP + P \frac{dS}{S} = 0 \quad (\text{II.30})$$

D'où :

$$\rho v^2 = \frac{dP + P \frac{dS}{S}}{\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dS}{S}} \quad (\text{II.31})$$

Sous l'action de la pression P , la matière de la canalisation est soumise à une contrainte σ . une conduite de longueur L et d'épaisseur e soumise à la pression P . On considère l'équilibre de la moitié de la conduite (Figure (II.9)): [5]

$$\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} P \cos \alpha dS - 2\sigma Le = 0$$

Puisque : $dS = Lr d\alpha$, on aura donc :

$$\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} PLr \cos \alpha d\alpha - 2\sigma Le = 0$$

$$\text{D'où il vient : } \sigma = \frac{PD}{2e}$$

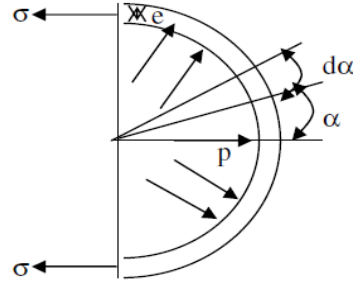


Figure (II.9) : Dilatation de la conduite

D : diamètre intérieur de la conduite,

e : épaisseur de la paroi.

P : Pression statique

σ : La contrainte de la conduite

La variation de pression dP entraîne une variation $d\sigma$ de la contrainte et on a :

$$d\sigma = \frac{D}{2e} dP \quad (\text{II.32})$$

L'augmentation de la contrainte $d\sigma$ entraîne un accroissement du diamètre d

D (déformation) donné par la loi de Hooke :

$$d\sigma = E \frac{dD}{D} \quad (\text{II.33})$$

Avec

E : module de Young ou module d'élasticité de la paroi de la conduite.

Ceci suppose implicitement que la dilatation est purement transversale et qu'il n'y a pas de dilatation longitudinale, c'est-à-dire que la conduite est constituée d'anneaux juxtaposés.

Des relations précédente (II.32),(II.33), on déduit:

$$\frac{dS}{S} = \frac{2dD}{D} = \frac{D}{Ee} dP \quad (\text{II.34})$$

- La compressibilité d'un milieu fluide, peut être définie au moyen de son module d'élasticité e donné par la relation suivante :

$$\frac{dP}{\varepsilon} = \frac{d\rho}{\rho} \quad \text{ou encore} \quad \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{dP}{d\rho} \quad (\text{II. 35})$$

- Dans le cas d'ébranlements infiniment petits, la vitesse de propagation d'une onde plane ou célérité des ondes, qu'on appellera a_0 , le rapport donné par la formule (II.33) dans le fluide considéré :

$$a_0^2 = \frac{\varepsilon}{\rho} \quad \text{ou} \quad a_0 = \sqrt{\frac{\varepsilon}{\rho}} \quad (\text{II. 36})$$

Si on porte dans (II.31) les expressions de $\frac{d\rho}{\rho}$ et de $\frac{ds}{s}$ tirées respectivement de (II.34) et (II.35), on obtient :

$$v = a = \sqrt{\frac{\varepsilon}{\rho} \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{\varepsilon D}{E e}}}} \quad (\text{II. 35})$$

Où:

$$a = \frac{a_0}{\sqrt{1 + \frac{\varepsilon D}{E e}}} \quad (\text{II. 36})$$

Donc :

$$a = \frac{1}{\sqrt{\rho \left[\frac{D}{E e} + \frac{1}{\varepsilon} \right]}} \quad \text{c'est la formule d'Alliévi} \quad (\text{II. 37})$$

Dans cette équation :

a = célérité de l'onde pression.

ρ = masse volumique du liquide.

ε = compressibilité du liquide.

D = diamètre de la conduite.

E = module de Young du matériau de la conduite.

e = épaisseur de la conduite.

Quelques valeurs de la célérité " a " pour certains matériaux:

Matériaux	Célérité a (m/s)
Acier	1000-1250
Fonte grise	800-1300
Font ductile	1000-1350
PVC	300-500
Amiante ciment	900-1200
Béton	1100-1300

Tableau II.2: Valeurs de la célérité des ondes pour certains matériaux.

II.8 Analyse physique des écoulements transitoires en charge :

II.8.1 Généralités :

La fermeture d'une vanne placée sur une conduite d'adduction gravitaire entraîne l'apparition d'une onde de surpression se propageant à une grande vitesse, appelée célérité d'onde, vers l'amont où se trouve le réservoir. Par contre, lors de l'ouverture de cette même vanne, une onde de dépression prend naissance à cet endroit et se propage à la même célérité vers l'amont. Un phénomène semblable, commençant par une dépression, se produira sur une conduite de refoulement suite à un arrêt brutale de la vanne. Dans ce qui suit, on analysera ce phénomène pour le cas de fermeture brutale d'une vanne sur une conduite. [7]

II.8.2 La fermeture brutale d'une vanne :

Soit une conduite AB de longueur L alimentée en A par un réservoir R avec pression (P_0) et vitesse (U_0), terminée en B par une vanne. Le phénomène représenté à la figure (II.3).

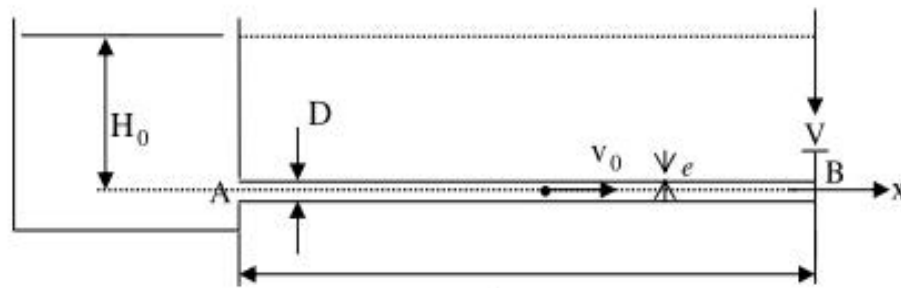
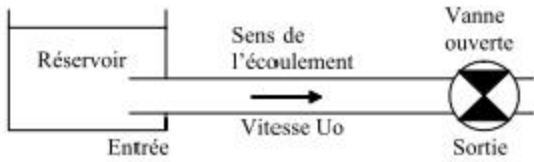
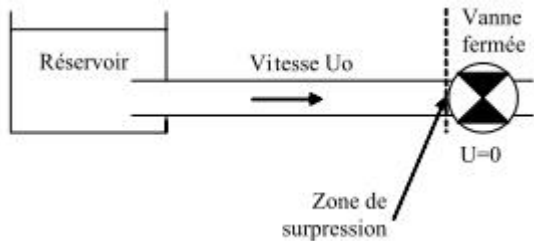


Figure (II.10) : système de refoulement

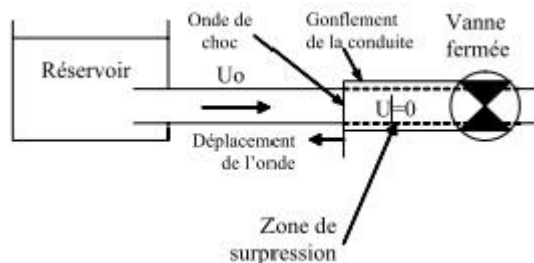
Le coup de bélier est un ensemble de phénomènes hydrauliques complexes provenant de la modification brutale du champ de vitesse et de pression dans une conduite. L'importance technique des coups de bélier est extrêmement grande. En effet, l'amplitude et la soudaineté des surpressions et dépressions qui 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 .

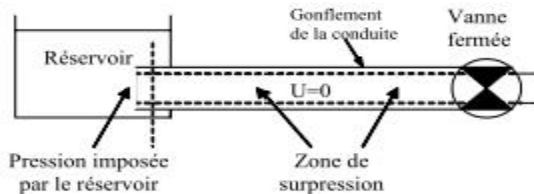


A un instant donné, la fermeture brutale de la vanne stoppe instantanément le fluide au voisinage de celle-ci. Compte tenu de son inertie, le fluide pousse fortement sur la vanne. Une surpression importante se crée dans la zone où la vitesse s'annule.

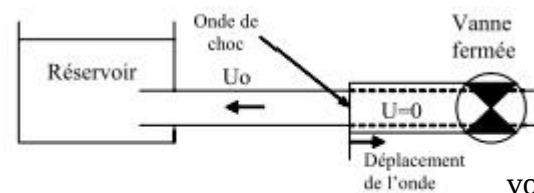


A l'amont de la vanne, le fluide se comprime faiblement et la canalisation gonfle. Tranche par tranche les particules liquides transforment la vitesse en surpression. On observe ainsi la formation et la progression d'une onde de choc. Celle-ci remonte de la vanne où elle a pris

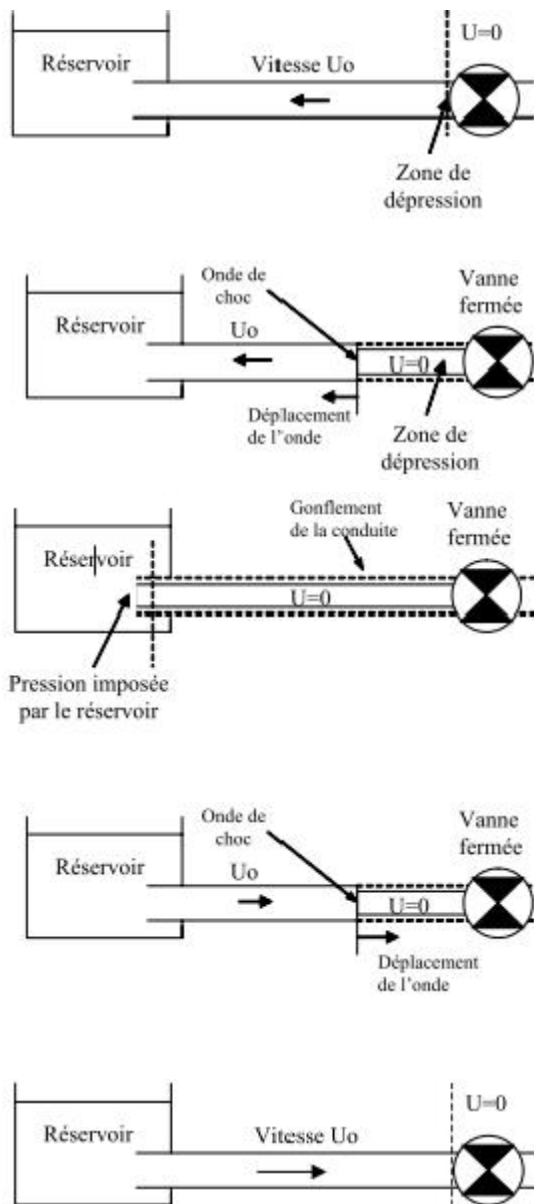
naissance vers le réservoir. La vitesse de l'onde peut avoisiner les 1200 m/s en fonction du type de matériau de la conduite.



L'onde de choc atteint le réservoir. La conduite entière est en surpression et la vitesse du fluide est nulle. Le réservoir est à niveau de fluide 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 le fluide vers le réservoir à la vitesse U_0 . De proche en proche se 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 du fluide à son voisinage est nulle.

Compte tenu de son inertie, le fluide au voisinage de la vanne entre en dépression et la conduite diminue son diamètre. 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 de fluide 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.

Figure (II.11) : l'influence de coup de bélier à l'installation.

Conclusion

Les coups de bélier interviennent quand l'énergie cinétique du fluide se transforme en travail de déformation. Ce phénomène ne se produit que lors de modifications rapides de la vitesse d'écoulement, par exemple suite à la fermeture rapide d'un robinet à opercule ou à la défaillance subite d'une pompe. En raison de l'inertie du fluide, la vitesse d'écoulement de la colonne de fluide dans son intégralité ne peut plus s'adapter à la nouvelle situation, le fluide se déforme et cette déformation s'accompagne de modifications dynamiques de la pression. Les coups de bélier sont dangereux, car ils atteignent tous les points du système de tuyauteries presque sans aucune atténuation et à la vitesse du son (approximativement 1000 m/s pour de nombreux matériaux de tuyaux) et déploient leur énergie nuisible.

CHAPITRE III
MODELISATION DES
ECOULEMENTS TRANSITOIRES
EN CHARGE

III.1 Introduction :

Les équations qui permettent d'étudier tous les phénomènes transitoires que l'on rencontre en écoulement monophasique sous pression ont été établis par Saint Venant. Ces équations dérivent par l'application de deux lois principales à savoir :

- La loi de la conservation de la masse,
- La loi de la conservation de la quantité de mouvement.

Précisons que, bien que le brut soit souvent modélisée comme étant un fluide incompressible, les modèles mis en œuvres pour des calculs hydrauliques transitoires, devront tenir compte de la faible compressibilité du brut, ainsi que de la souplesse des conduites ; en effet, ce sont ces deux propriétés qui sont à l'origine des ondes de chocs dans les conduites, appelées coups de bélier.

La conduite étudiée est considérée monodimensionnelle, ce qu'est justifiée si les grandeurs qui caractérisent l'écoulement sont constantes dans une section donnée. On considère également que l'écoulement est parallèle à l'axe de la conduite. [15]

III.2 Équation de continuité :

Nous allons exprimer l'équation de continuité en analysant les déformations à masse constante d'un volume de liquide entre les instants « t » et « t+dt ». On suit une masse élémentaire entre X_1 et X_2 dans son mouvement dans la canalisation pendant dt (figure (III.1)). [3]

On a :

$$dm(t) = \rho S \Delta X \quad (\text{III. 1})$$

$$(t + dt) = (\rho + d\rho)(S + dS)(\Delta X + (dX_2 - dX_1)) \quad (\text{III. 2})$$

Avec : $\Delta L = X_2 - X_1$ et $dX = U dt$

Alors :

$$dm(t + dt) = (\rho + d\rho)(S + dS)(\Delta X + (U_2 - U_1) dt) \quad (\text{III.4})$$

$$(t + dt) = (\rho S + \rho dS + S d\rho + dS d\rho)(\Delta X + (U_2 - U_1) dt) \quad (\text{III.5})$$

$$(t + dt) = (\rho S + \rho dS + S d\rho + dS d\rho)(\Delta X + (U_2 - U_1) dt) \quad (\text{III.6})$$

$$(t + dt) = \rho S \Delta X + \rho dS \Delta X + S d\rho \Delta X + (2 - U_1) dt \quad (\text{III.7})$$

D'après la loi de conservation de la masse et les équations (III. 1 ; III. 2) :

$$dm(t) = dm(t + dt). \quad (\text{III.8})$$

$$\rho S \Delta X = \rho S \Delta X + \rho dS \Delta X + S d\rho \Delta X + (2 - U_1) dt \quad (\text{III.9})$$

$$\frac{dS}{S} \Delta X + \frac{d\rho}{\rho} \Delta X + (U_2 - U_1) dt = 0 \quad (\text{III.10})$$

$$\frac{dS}{S} + \frac{d\rho}{\rho} + \frac{\partial U}{\partial X} dt = 0 \quad (\text{III.11})$$

Avec :

ρ : La masse volumique du liquide.

S : La section radiale.

ΔX : La variation de longueur de l'élément liquide.

U : la vitesse de fluide.

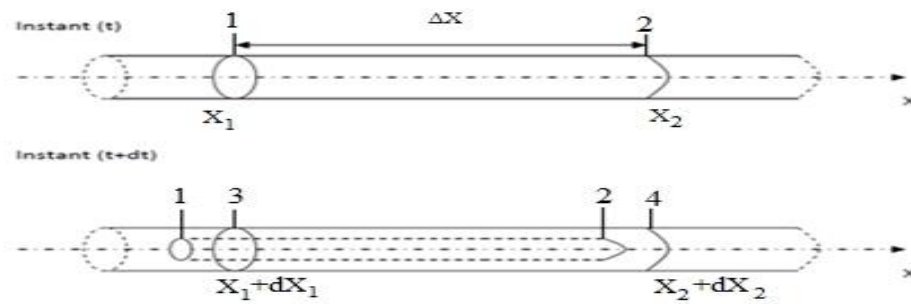


Figure (III.1) : Déplacement d'un élément liquide.

III.2.1 Variation de la masse volumique de l'élément liquide :

Par définition, la compressibilité de fluide « ε » est égal à: $dP/(d\rho/\rho)$, On en déduit l'égalité suivante:

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{dP}{\varepsilon} \quad (\text{III.12})$$

Avec

P : la pression statique,

ρ : masse volumique, ε : la compressibilité de fluide.

III.2.2 Variation de contrainte :

Nous allons d'abord rappeler certains résultats de mécanique des matériaux et les utiliser pour déterminer les contraintes dans les tuyaux sous pression. Appelons les contraintes longitudinale et radiale σ_1 et σ_2 , et les déformations correspondantes Ω_1 et Ω_2 , le module d'élasticité de la conduite E et le module de Poisson ν .

On va essayer d'exprimer les contraintes σ_1 et σ_2 d'après la loi de HOOKE :

$$\Omega_1 = \frac{1}{E}(\sigma_1 - \nu \cdot \sigma_2) \quad (\text{III. 13})$$

$$\Omega_2 = \frac{1}{E}(\sigma_2 - \nu \cdot \sigma_1) \quad (\text{III. 14})$$

***Contrainte radiale σ_2 :**

Si « D » est le diamètre et « e » l'épaisseur du tuyau. La pression interne « P » exerce une force P.D sur une demicirconférence. La contrainte est donc donnée par l'expression suivante :

$$\sigma_2 = \frac{P.D}{2.e} \quad (\text{III.15})$$

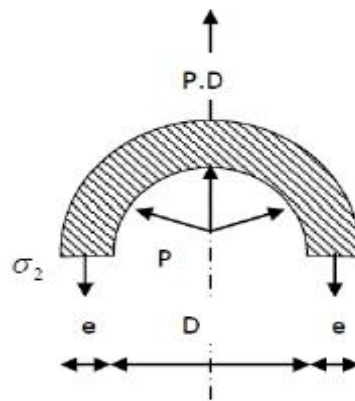


Figure (III.2) : Forces et contraintes radiales dans un tuyau.

***Contrainte longitudinale σ_1 :**

On distingue deux cas :

- **Premier cas** : Si la conduite a suffisamment de joints, on peut considérer qu'il n'y a ni contraintes, ni déformations longitudinales et que les éléments cylindriques successifs sont indépendants entre eux (donc $\nu = 0$).
- **Deuxième cas** : La contrainte longitudinale doit être prise en compte. Elle dépend dans ce cas de la façon dont le tuyau est ancré aux extrémités :
 - Tuyau ancré aux deux extrémités : on a donc $\Omega_1 = 0$ et par conséquent $\sigma_1 = \nu \cdot \sigma_2$.
 - Tuyau libre à une extrémité : la force qui s'exerce à l'extrémité du tuyau est donnée par la relation suivante :

$$\frac{P \cdot \pi \cdot D^2}{4} \quad (\text{III.16})$$

- Cette pression peut être nulle dans le cas où la vanne d'extrémité serait grande ouverte.
 Cette force s'exerce sur le périmètre entier du tuyau $\pi.D$, donc sur la surface $\pi.D.e$, la contrainte est donnée par :

$$\sigma_1 = \frac{P.D}{4.e} \quad (\text{III.17})$$

qu'on peut écrire

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_2}{2} \quad (\text{III.18})$$

Récapitulation :

- ✓ L'expression de la contrainte radiale $\sigma_2 = \frac{P.D}{2.e}$
- ✓ L'expression de la contrainte longitudinale : $\sigma_1 = K_c \cdot \sigma_2$

Avec :

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

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

III.2.3 Variation de section de l'élément liquide :

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

On a :

$$\frac{dS}{S} = 2 \frac{dr}{r} \quad (\text{III.19})$$

Et d'après la relation (3.14) :

$$2d\Omega_2 = \frac{2}{E} (d\sigma_2 - \nu d\sigma_1) \quad (\text{III.20})$$

On a vu précédemment que $\sigma_1 = K_c \sigma_2$, si on pose $f = 1 - K_c$, on obtient :

$$\frac{dS}{S} = \frac{2f}{E} 2\sigma_2 = \frac{D}{E.e} f dP \quad (\text{III.21})$$

Avec :

S : La section de la conduite,

E : module d'élasticité de matériau,

e : Épaisseur de la conduite,

D : Diamètre de la conduite.

III.2.4 La première équation de SAINT-VENANT :

On remplace chaque terme de l'équation (III.11) par les expressions données dans les équations (III.12) et (III.21), on obtient l'équation de continuité :

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{D}{E.e} f \right) \frac{dP}{dt} = 0 \quad (\text{III.22}).$$

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

Ce terme est donc en général une caractéristique de l'installation sur laquelle on étudie le coup de bélier. D'après la formule d'Alliévi (II.26) on pose :

$$\frac{1}{a^2} = \rho \left(\frac{1}{\varepsilon} + \frac{D}{E.e} f \right) \quad (\text{III.23})$$

Comme :

$$\frac{dP}{dt} = \frac{\partial P}{\partial t} + \frac{\partial X}{\partial t} \frac{\partial P}{\partial X} = \frac{\partial P}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial X}$$

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

$$\rho \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial P}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial X} \right) = 0 \quad (\text{III.24}).$$

Cette dernière équation (III.24) représente la première équation de SAINT-VENANT.

III.3 Équation dynamique :

III.3.1 La deuxième équation de SAINT-VENANT

On va suivre un petit élément de volume dans son mouvement et lui appliquer le théorème des quantités de mouvement : [7]

$$\frac{dmU}{dt} = \sum F_{ext} \quad (III.25).$$

Avec :

F_{ext} : La somme des forces extérieures.

m : La masse de la tranche.

U : La vitesse d'écoulement.

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

$$\frac{dmU}{dt} = U \frac{dm}{dt} + m \frac{dU}{dt} \quad (III.26).$$

La masse de l'élément liquide ne varie pas dans son déplacement.

On a :

$$\frac{dm}{dt} = 0 \quad (III.27)$$

Donc :

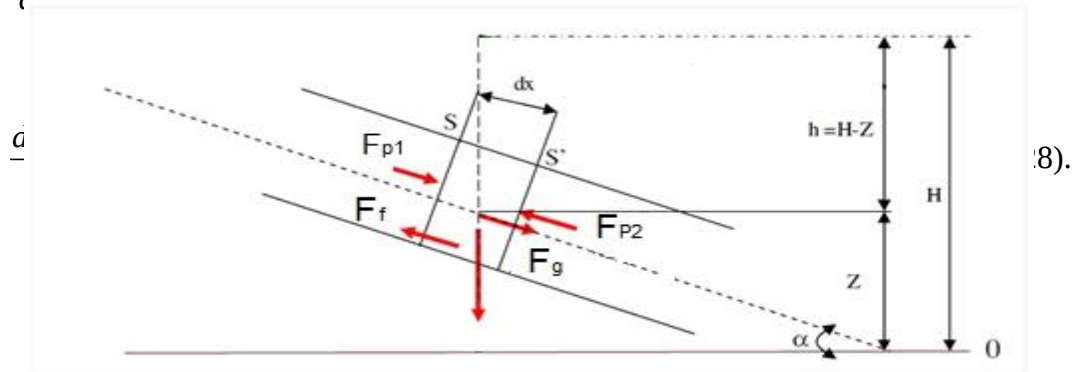


Figure (3.3) : Forces exercées sur une tranche liquide.

Les forces extérieures appliquées et projetées sur l'axe de la conduite pour une couche de brut d'épaisseur dX , (Figure (III.3)) sont :

- La pression sur une face de la tranche dX : $F_{P1} = P S$
- La pression sur l'autre face : $F_{P2} = -\left(P + \frac{\partial P}{\partial X} dX\right) S$

N.B : la section S est supposée constante sur toute la longueur de la conduite.

- La composante du poids (gravité) : $F_g = -\rho g S dX \sin \alpha$

Où : α l'angle entre l'axe de la conduite et l'horizontal.

- Les frottements du liquide avec les parois de la conduite :

$$F_f = \tau_0 \pi D dX \quad \text{OU} \quad F_f = \Delta P \cdot \pi \frac{D^2}{4}$$

A partir de la figure (III.3) on aura :

$$\sum F_{ext} = PS - \left(PS - S dX \frac{\partial P}{\partial X}\right) - \rho g S dX \sin \alpha - \tau_0 \pi D dX \quad (\text{III. 29})$$

On détermine d'abord le terme $\tau_0 \pi D$

Les pertes de charge ΔP étant donnée par la formule :

$$\Delta P = \rho g \lambda \frac{L}{D} \frac{U^2}{2g} \quad (\text{III. 30})$$

D'où l'on déduit :

$$F_f = \Delta P \cdot \pi \frac{D^2}{4} = \frac{\pi D^2}{4} \rho g \frac{\lambda U^2}{2gD} = j \rho g S \quad (\text{III.31})$$

Ou :

$$j : \text{gradient hydraulique donné par: } j = \frac{\lambda U |U|}{2gD}.$$

La valeur absolue garanti que le dernier terme est bien dissipatif et pour préciser que les forces de frottement sont opposées au sens de l'écoulement.

On injecte l'expression de frottement dans l'équation (III.29), on aura :

$$\sum F_{ext} = -\frac{\partial P}{\partial X} S dX - \rho g S \sin \alpha dX - j \rho g S dX \quad (III. 32)$$

En portant l'équation (III.32) dans l'équation (III.28) on obtient après simplification par $\rho S dX$

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

$$j) \quad (III. 33)$$

La vitesse est une fonction de l'abscisse X et du temps t : $U=(X,t)$, ce qui donne :

$$\frac{\partial U}{\partial t} = \frac{\partial U}{\partial t} + \frac{\partial X}{\partial t} \frac{\partial U}{\partial X} = \frac{dU}{dt} + U \frac{\partial U}{\partial X} = 0$$

D'où

on aura :

$$\frac{dU}{dt} + U \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} + g(\sin \alpha + j) = 0 \quad (III. 34)$$

Cette dernière équation (III.34) représente la deuxième équation de SAINT-VENANT.

Alors les équations (III.24) et (III.34) représentent le système (III.35) des équations de SAINT-VENANT.

$$\begin{cases} \frac{dU}{dt} + U \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} + g(\sin \alpha + j) = 0 \\ \rho \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{1}{a^2} \left(\frac{\partial P}{\partial t} + U \frac{\partial P}{\partial X} \right) = 0 \end{cases} \quad (III. 35)$$

III.4 Simplification des équations :

Comme il s'agit d'un modèle uniquement propagatif, les équations de continuité et de quantité de mouvement établies précédemment peuvent être simplifiées en éliminant les termes d'inertie convective du type $U \frac{\partial P}{\partial X}$ et $U \frac{\partial U}{\partial X}$, ainsi en les éliminant et en multipliant l'équation (III.35) par a^2 on obtient le système d'équations suivant : [11]

$$\begin{cases} \frac{dU}{dt} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} + g \sin \alpha + \frac{\lambda U |U|}{2D} = 0 \\ \rho a^2 \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial P}{\partial t} = 0 \end{cases} \quad (III. 36)$$

Pour introduire dans ces équations, à la place de « P » et « U » des variables d'utilisation plus courante la hauteur « H » et le débit « Q », on peut écrire les relations suivantes :

- La pression du fluide peut être donnée par :

$$P = \rho gh = \rho g (H - Z) \quad (\text{III.36})$$

Avec :

ρ : La masse volumique de brut [kgm³].

H : Hauteur piézométrique [m].

Z : Altitude du point considéré [m].

On considère une conduite ne subissant pas de déplacements verticaux (conduite horizontale):

$$\frac{dZ}{dt} = 0 \text{ et } \frac{dZ}{dX} = \sin \alpha = 0 \quad (\text{III. 37})$$

Donc :

$$\frac{dP}{dt} = \rho g \frac{dH}{dt} = 0 \text{ et } \frac{dP}{dX} = \rho g \frac{dH}{dX} = 0 \quad (\text{III. 38}).$$

D'autre part le débit volumique est égale à : $Q = SV$ [m³/s].

En remplaçant les dérivées partielles par leurs expressions dans les équations simplifiées on trouve

$$\begin{cases} \frac{dQ}{dt} + gS \frac{\partial P}{\partial X} + \frac{\lambda Q|Q|}{2DS} = 0 \\ \frac{a^2}{gS} \frac{\partial Q}{\partial X} + \frac{\partial H}{\partial t} = 0 \end{cases} \quad (\text{III. 39})$$

Avec :

$$\frac{\lambda Q|Q|}{2DS} \text{ Le terme de frottement}$$

III.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté une modélisation mathématique des phénomènes des écoulements transitoires en charge qui décrivent fidèlement le comportement des différents éléments rencontrés sur les réseaux hydrauliques, en s'appuyant sur les équations de base hyperboliques établies par Saint-Venant. Le système d'équations (III.39) constitue la base de calcul pour les écoulements non stationnaire dans les conduites en charge, et représente un système d'équations différentielles aux dérivées partielles quasi-linéaires de type hyperbolique.

CHAPITRE IV
METHODES NUMERIQUES ET
PROGRAMMATION

IV.1 Introduction:

Le calcul des écoulements transitoire en charge (coups de bélier) par les méthodes numériques a beaucoup évolué dans les dernières années. Aujourd'hui, l'ingénieur concepteur n'effectue habituellement plus lui-même ce type d'analyse. En effet, la complexité des problèmes que l'on traite maintenant exige souvent l'utilisation de programmes sophistiqués qu'on ne retrouve que chez les consultants spécialisés. Donc, l'apparition des ordinateurs a favorisé le développement rapide de la modélisation mathématique et en conséquence la résolution des équations fondamentales des écoulements des fluides en régime transitoires par des méthodes numériques. Parmi les méthodes numériques utilisées, nous allons présenter ci-après des méthodes numériques très fréquemment utilisées dans le traitement des équations aux dérivées partielles hyperboliques et quasi linéaires.

IV.2- Méthode des caractéristiques:

IV.2.1 Définition :

En mathématiques, la méthode des caractéristiques est une technique qui permet de résoudre les équations aux dérivées partielles hyperboliques. Particulièrement adaptée aux problèmes de transport, elle est utilisée dans de nombreux domaines tels que l'hydraulique, la mécanique des fluides ou le transport des particules en suspension. On rappelle les deux équations fondamentales régissant les écoulements transitoires en charge.

Dans certains cas particuliers, la méthode des caractéristiques peut permettre la résolution purement analytique d'équations différentielles aux dérivées partielles. Dans les cas les plus complexes rencontrés

par exemple en modélisation des systèmes hydrauliques, la méthode des caractéristiques peut être utilisée comme une méthode de résolution numérique du problème de propagation des ondes dans les conduites en charge.

*** Equation dynamique :**

$$L_1 = \frac{\partial U}{\partial t} + g \frac{\partial H}{\partial X} + \lambda \frac{U|U|}{2D} = 0 \quad (\text{IV. 1})$$

***Equation de continuité :**

$$L_2 = \frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial U}{\partial X} = 0 \quad (\text{IV. 2})$$

$$\beta = \pm \frac{g}{a} \quad (\text{IV. 11})$$

En substituant la valeur de β dans l'équation (4.10), la manière particulière dont x et t sont liés est

$$\frac{dX}{dt} = \pm a \quad (\text{IV. 12})$$

Ceci montre le changement de position de l'onde liée au changement du temps par la vitesse de propagation des ondes " a ".

La substitution des valeurs de β dans l'équation (IV.8) conduit à deux paires d'équations, lesquelles sont regroupées et notées, équations C^+ et C^- :

$$\left. \begin{aligned} \frac{dU}{dt} + \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \lambda \frac{U|U|}{2D} &= 0 & (\text{IV. 13}) \\ \text{avec } \frac{dX}{dt} &= +a & (\text{IV. 14}) \end{aligned} \right\} C^+ \text{ equation}$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{dU}{dt} - \frac{g}{a} \frac{dH}{dt} + \lambda \frac{U|U|}{2D} &= 0 & (\text{IV. 15}) \\ \text{avec } \frac{dX}{dt} &= -a & (\text{IV. 16}) \end{aligned} \right\} C^- \text{ equation}$$

Ainsi, les deux valeurs réelles de β ont permis de transformer les équations aux, dérivées partielles de départ à ce système d'équations aux dérivées ordinaires où la variable indépendante est seul le temps t .

Les deux premières équations (IV.13) et (IV.15) du système sont dites "équations de compatibilités". Alors que les deux autres, c'est-à-dire celles donnant dx/dt sont appelées "équations des caractéristiques". Cependant, il est à noter que les équations (IV.13) et (IV.15) de compatibilité ne sont valides que le long des lignes caractéristiques $\frac{dX}{dt} = \pm a$ du système, alors que le système d'équations (IV.1) et (IV.2) est valable dans tout le plan x, t .

La solution du système d'équations sera représentée donc, dans le domaine formé par les variables indépendantes, qui est le plan x, t . Et puisque la célérité des ondes a est généralement constante, les équations caractéristiques (IV.14) et (IV.16) représentent ainsi deux droites de pentes $\pm \frac{dX}{dt}$ (Figure (IV.1)).

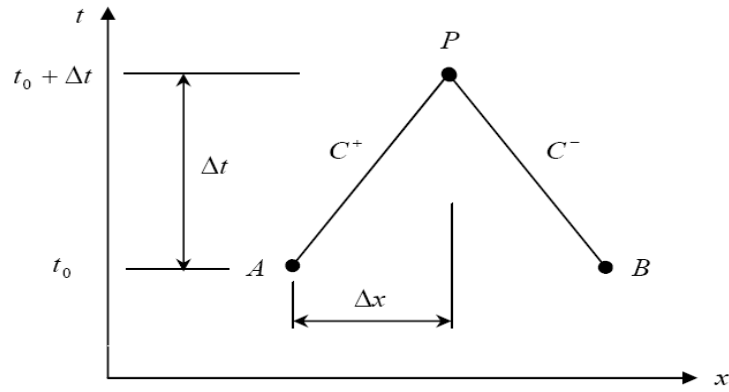


Figure (IV.1) : Lignes caractéristiques dans le plan x,t

IV.2.2- Intégration du système différentielle:

Pour effectuer l'intégration des deux équations de compatibilité (IV.13) et (IV.15) successivement le long les caractéristiques C^+ et C^- , discrétisons la conduite en un certain nombre de points. Ces points de discrétisation seront supposés suffisamment proches pour nous permettre d'écrire:

$$dF(x, t) = F_{i+1} - F_i \quad (IV. 17)$$

Avec F une fonction telle que H ou Q aux points de discrétisation successifs (i) et (i+1).

La canalisation est considérée comme constituée de N tronçons égaux, (Figure (IV.2)).

soit N+1 sections et H et v sont initialement connus à chaque section.

De la figure, on voit que le pas de temps $\Delta t = \frac{\Delta x}{a}$.

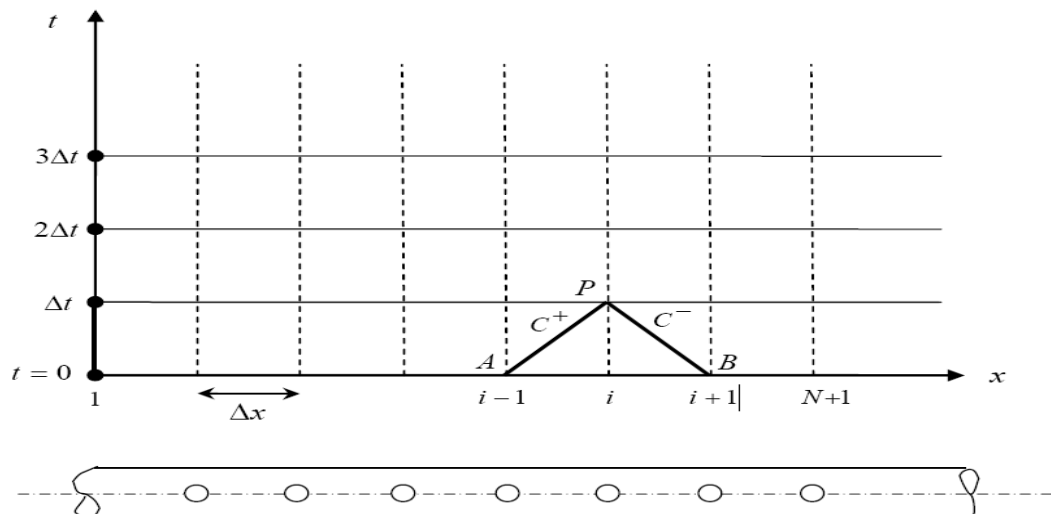


Figure (IV.2) : Intégration numérique des équations sur le plan x,t

En multipliant l'équation (IV.13 ; IV.15) par $(adt/g = dx/g)$, et en introduisant la section de la conduite pour écrire l'équation en fonction du débit au lieu de la vitesse, ces dernières peuvent s'écrire alors :

$$\frac{a}{gS} dQ + dH + \frac{\lambda Q|Q|}{2gDS^2} dx = 0 \quad (IV.18)$$

$$\frac{a}{gS} dQ - dH + \frac{\lambda Q|Q|}{2gDS^2} dx = 0 \quad (IV.19)$$

On peut donc intégrer les équations (IV.18) et (IV.19) le long des caractéristiques C^+ et C^- entre l'instant $t_0=0$, où les variables H et Q sont connus le long de la conduite (Régime permanent), et l'instant $t_0 + \Delta t$:

$$\int_{H_A}^{H_P} dH + \frac{a}{gS} \int_{Q_A}^{Q_P} dQ + \int_A^P \frac{a\lambda Q|Q|}{2gDS^2} dx = 0 \quad (IV.20)$$

$$- \int_{H_B}^{H_P} dH + \frac{a}{gS} \int_{Q_B}^{Q_P} dQ + \int_B^P \frac{a\lambda Q|Q|}{2gDS^2} dx = 0 \quad (IV.21)$$

On écrira les équations de compatibilité sous la forme :

$$(H_{Pi} - H_{i-1}) + R(Q_{Pi} - Q_{i-1}) + TQ_{i-1}|Q_{i-1}| = 0 \quad (IV.22)$$

$$(H_{Pi} - H_{i+1}) - R(Q_{Pi} - Q_{i+1}) - TQ_{i+1}|Q_{i+1}| = 0 \quad (IV.23)$$

$$\text{Avec} \quad T = \frac{\lambda \Delta x}{2gDS^2} \quad \text{et} \quad R = \frac{a}{gS}$$

En regroupant les termes correspondants au point P(i) d'une part et ceux correspondants au point P(i-1) d'autre part, on aura :

$$H_{Pi} + RQ_{Pi} = H_{i-1} + Q_{i-1}(R - T|Q_{i-1}|) \quad (IV.24)$$

$$H_{Pi} - RQ_{Pi} = H_{i+1} - Q_{i+1}(R - T|Q_{i+1}|) \quad (IV.25)$$

Où :

$$H_{Pi} + RQ_{Pi} = CP \quad (IV.26)$$

$$H_{Pi} - RQ_{Pi} = CM \quad (IV.27)$$

Avec :

$$CP = H_{i-1} + Q_{i-1}(R - T|Q_{i-1}|) \quad (IV.28)$$

$$CM = H_{i+1} - Q_{i+1}(R - T|Q_{i+1}|) \quad (IV.29)$$

Pour déterminer les deux inconnues H_{Pi} et RQ_{Pi} , il suffit de résoudre les deux équations (IV.26) et (IV.27) ; ainsi :

$$H_{Pi} = \frac{CP + CM}{2} \quad (IV.30)$$

$$Q_{Pi} = \frac{H_{Pi} - CM}{R} \quad (IV.31)$$

$$\text{Où: } Q_{Pi} = \frac{CP - H_{Pi}}{R} \quad (IV.32)$$

IV.2.3- Réseau des caractéristiques pour le calcul du régime transitoire :

Partant de ces deux équations, on pourra donc calculer les variables H et Q en régime transitoire aux points intérieurs du réseau des caractéristiques à chaque pas de temps connaissant ces mêmes variables au pas de temps antérieur. Ainsi, chaque étage de temps transmet l'information à l'étage immédiatement supérieur suivant les droites caractéristiques C^+ et C^- , où leurs intersections définissent la solution au point considéré (Figure (IV.3)).

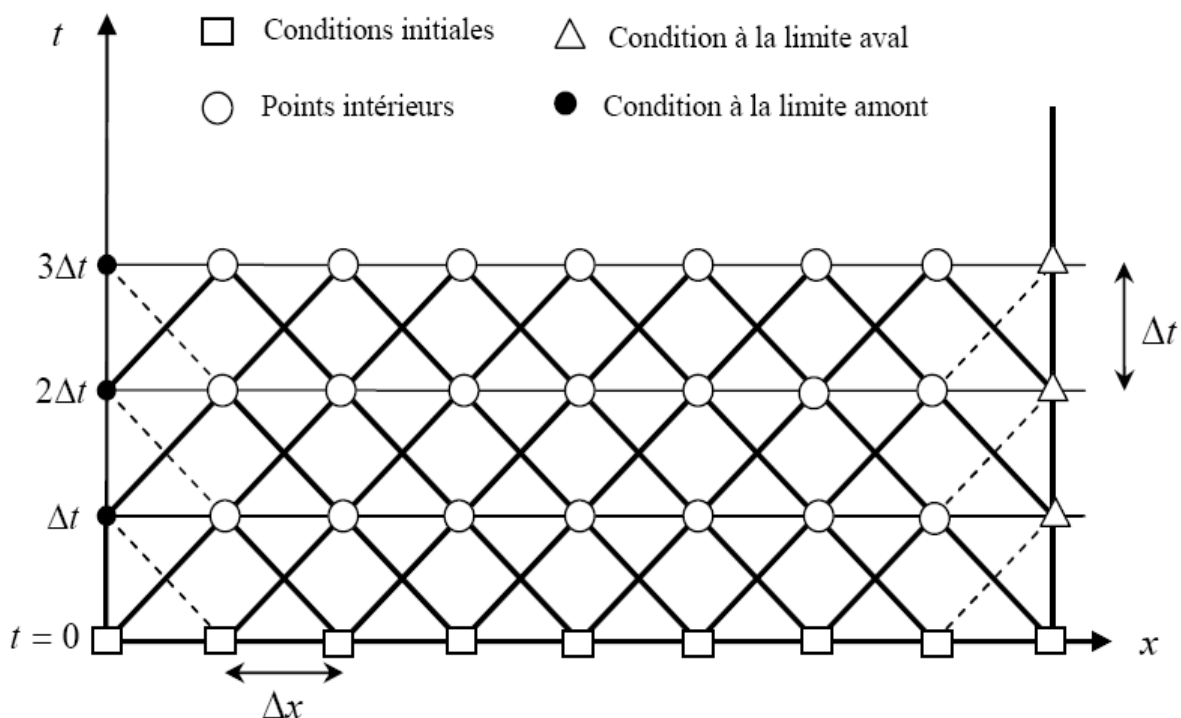


Figure (IV.3) : Réseau des caractéristiques pour le calcul du régime transitoire.

IV.3 Méthode des différences finies :

La méthode consiste à remplacer les opérateurs différentiels par des opérateurs de différences basés sur des intervalles de temps et d'espace finis Δt et Δx , puis à résoudre les équations algébriques obtenues en tenant compte des conditions initiales et aux limites. Ainsi, le domaine de variation continu du problème se trouve transformé en un ensemble finis de points (nœuds) où la solution sera recherchée. Ce domaine discret est alors délimité par des frontières formant par conséquent un réseau de points de calcul, appelé aussi grille de calcul.

IV.3.1-Approximation en différences finies :

Les problèmes des écoulements instationnaires étant gouvernés par des équations aux dérivées partielles, on peut appliquer aisément ce développement pour une fonction à deux variables ou plus. Ayant $f(x,t)$ comme fonction de l'espace et du temps, on procédera à la discrétisation du plan x, t en un réseau (maillage) orthogonale, formant ainsi une grille de nœuds de calcul .

Si une fonction quelconque $f(x)$ est continue et dérivable, alors pour l'approximation des dérivées spatiales premières formuler les possibilités suivantes :

- Schéma décentré aval (précis au premier ordre) :

$$\left. \frac{dF}{dx} \right|_i = \frac{f_{i+1}^j - f_i^j}{\Delta x}$$

- Schéma décentré amont (précis au premier ordre) :

$$\left. \frac{dF}{dx} \right|_i = \frac{f_i^j - f_{i-1}^j}{\Delta x}$$

- Schéma centré (précis au deuxième ordre) :

$$\left. \frac{dF}{dx} \right|_i = \frac{f_{i+1}^j - f_{i-1}^j}{\Delta x}$$

Où f_i^j représente la valeur de la fonction aux points x_i, t_i .

En ce qui est de la dérivée première par rapport au temps, on adopte en général un schéma décentré en avant (aval), et un schéma centré quant à la dérivée seconde :

$$\left. \frac{dF}{dt} \right|_i = \frac{f_i^{j+1} - f_i^j}{\Delta t}$$

IV.3.2- Application de la méthode des différences finies :

Rappelons tout d'abord le système d'équations différentielles gouvernant la propagation d'ondes élastiques dans une conduite en charge.

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + gS \frac{\partial H}{\partial X} + \lambda \frac{Q|Q|}{2DS} = 0 \quad (IV.33)$$

$$\frac{\partial H}{\partial t} + \frac{a^2}{gS} \frac{\partial Q}{\partial X} = 0 \quad (IV.34)$$

Considérons tout d'abord une conduite de longueur L qui est discrétisée en N tronçons égaux et dont la longueur est Δx . Si le premier nœud (limite amont) est noté par 1, alors le 05338 dernier nœud de calcul (limite aval) portera l'indice $N+1$. Les valeurs des variables d'état H et Q sont considérées

connues au temps t (indice j), soit à partir des conditions initiales du problème ou d'un temps antérieur $t - \Delta t$, nous avons alors à déterminer les valeurs de ces variables au temps suivant $t + \Delta t$ (indice $j+1$).

$$\frac{Q_i^{j+1} - Q_i^j}{\Delta t} + gS \left(\frac{H_{i+1}^j - H_i^j}{\Delta x} \right) + \frac{\lambda}{2DS} Q_i^j |Q_i^j| = 0 \quad (\text{IV. 35})$$

$$\frac{H_i^{j+1} - H_i^j}{\Delta t} + \frac{a^2}{gS} \left(\frac{Q_{i+1}^j - Q_i^j}{\Delta x} \right) = 0 \quad (\text{IV. 36})$$

On tire alors les variables suivantes :

$$Q_i^{j+1} = Q_i^j - \frac{\Delta t}{\Delta x} gS (H_{i+1}^j - H_i^j) - \frac{\lambda \Delta t}{2DS} Q_i^j |Q_i^j| \quad (\text{IV. 37})$$

$$H_i^{j+1} = H_i^j - \frac{\Delta t}{\Delta x} \frac{a^2}{gS} (Q_{i+1}^j - Q_i^j) \quad (\text{IV. 38})$$

Où :

$$Q_i^{j+1} = Q_i^j - T (H_{i+1}^j - H_i^j) - R Q_i^j |Q_i^j| \quad (\text{IV. 39})$$

$$H_i^{j+1} = H_i^j - B (Q_{i+1}^j - Q_i^j) \quad (\text{IV. 40})$$

$$\text{avec } T = \frac{\Delta t}{\Delta x} gS \text{ et } R = \frac{\lambda \Delta t}{2DS} \text{ et } B = \frac{\Delta t}{\Delta x} \frac{a^2}{gS}$$

IV.4 Conditions initiales et conditions aux limites :

IV.4.1 Conditions initiales :

Ces conditions expriment l'état des fonctions H et Q à la ($t = 0$). Ils peuvent être donnés sous

forme :

$$H(i, 0) = 755.08 \text{ m}$$

$$Q(i, 0) = 3791 \text{ m}^3/\text{h} = 1.053 \text{ m}^3/\text{s}$$

IV.4.2 conditions aux limites :

Ces conditions expriment l'état de fonction « Q » à la zone de vanne ($t = 0$). Ils peuvent être donnés sous forme :

$$Q(L, j) = 0 \text{ m}^3/\text{s}$$

IV.5 Conditions aux frontières :

Les conditions aux limites gauche et droite s'expriment par une relation charge – débits ou tout simplement l'une des variables H ou Q en fonction du temps.

- A la limite gauche de la canalisation on utilise les équations (IV.39) et (IV.40),

-

A la limite droite de la canalisation on utilise l'équation (IV.40) pour calculer H (zone de l

a

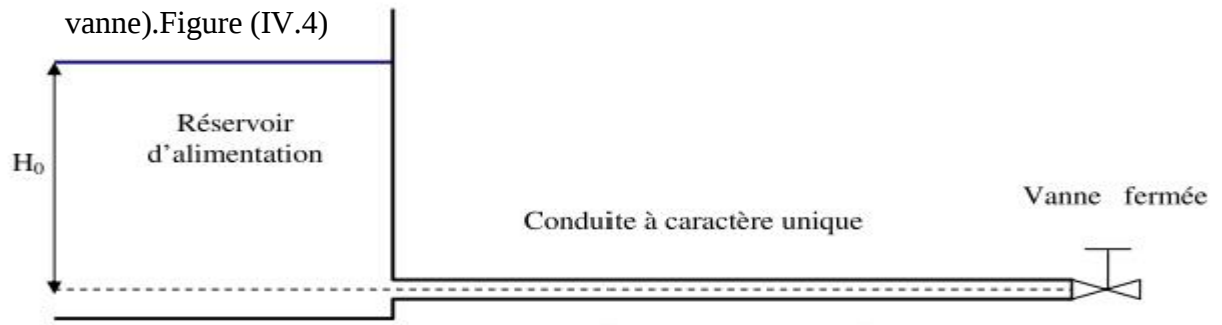


Figure (IV.4): Schéma de l'adduction gravitaire à caractère unique.

CHAPITRE V
PROGRAMMATION SOUS MATLAB
ET SIMULATION NUMERIQUE
SOUS PIPE PHASE

V.1 Introduction:

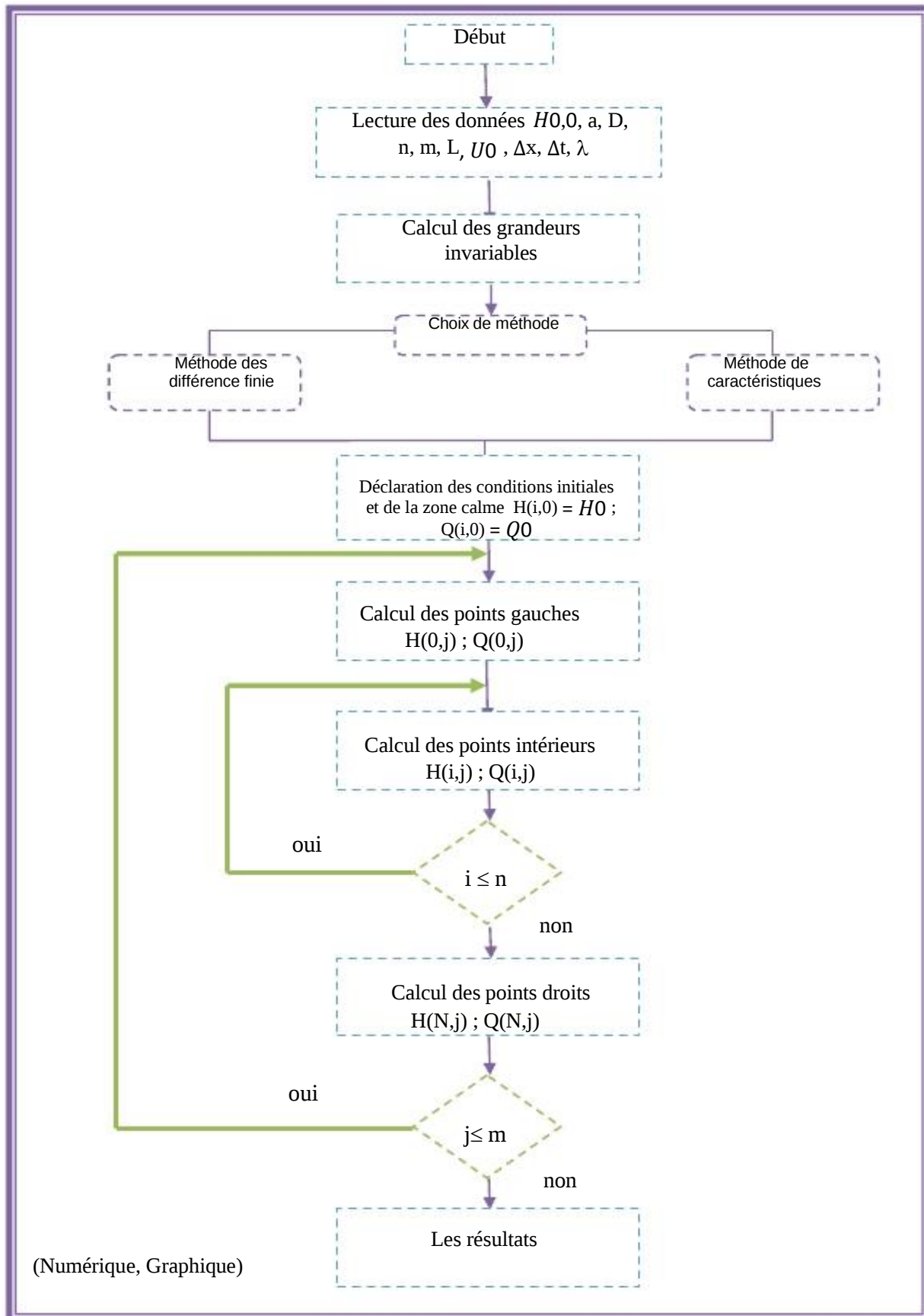
Dans ce chapitre nous nous sommes focalisés sur les deux logiciels MATLAB, Pipephase et la méthode des différences finies pour la simulation des phénomènes transitoires dans des modèles d'installations hydrauliques et des systèmes hydrauliques en charge, en plus des interprétations des résultats graphique. [08]

V.2 Algorithme et programme de résolution du problème :

Un programme en langage MATLAB R2009b a établi, à partir de l'algorithme suivant :

- Lecture des données,
- Calcul de toutes les grandeurs invariables,
- Sachant les valeurs initiales de la charge et du débit en régime permanent, le programme définit les valeurs correspondant aux conditions initiales et à la zone calme,
- Les paramètres $H(I,J)$ et $Q(I,J)$ en écoulement transitoire sont calculés respectivement comme suit :
 - les Conditions initiales à l'instant ($t = 0$),
 - A la limite gauche à la sortie du réservoir,
 - A droite au niveau de la vanne,
 - Pour les points intérieurs de la conduite.

V.3 Organigramme de résolution du problème :



V.4 Description générale de Pipephase:

Pipephase est un outil pratique pour aborder le sujet complexe des coups de bélier et les événements transitoires de surtension dans les systèmes hydrauliques. Il fournit la possibilité d'utiliser, durant le dessin d'un système, un outil à l'interface simple qui vous aidera à analyser et à prévenir l'effet du coup de bélier et d'autres situations pouvant se produire de façon transitoire dans le fonctionnement d'un système. Il utilise deux algorithmes de calcul: Un qui applique des techniques matricielles de Newton Raphson, pour résoudre les équations du régime stationnaire, l'autre étant la méthode des caractéristiques pour résoudre les équations du régime transitoire. L'étude de l'état transitoire peut être réalisée dans un intervalle de temps.

V.4.1 Simulation de réseau : Figure (V.1)

- **Les données du modèle :**
 - Nombre de conduites : 01
 - Les Réservoirs : R1 et R2 à une même ligne.
- **Propriétés du fluide constantes :**
 - masse volumique : $\rho = 810 \text{ Kg/m}^3$
 - viscosité cinématique du fluide : $\nu = 3,54 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
 - Module d'élasticité : $E = 2,10 \times 10^{11} \text{ Pa}$
 - Vitesse de fluide : $U = 1,79869017 \text{ m/s}$
 - Pression de refoulement : $P = 6 \times 10^6 \text{ Pa}$
- **Propriétés des conduites :**
 - Matériau des conduites : Acier X52
 - $L = 20000 \text{ m}$, $D = 0.8636 \text{ m}$, $e = 0,0127 \text{ m}$, $K = 4,57 \times 10^{-5} \text{ m}$

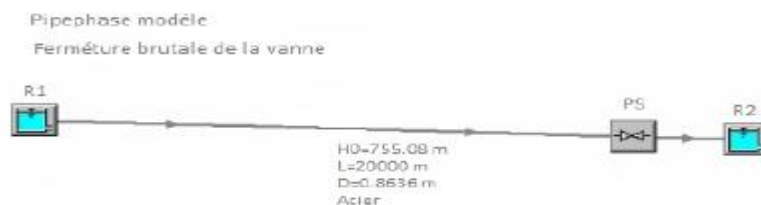


Figure (V.1) : Schémas de simulation de réseau sur Pipephase

V.5 Résultats numériques :

Les tableaux suivants représentent les différents résultats numériques qui déterminent :

V.5.1 La célérité (a) :

Le tableau suivant représente les différentes valeurs numériques pour calculer la célérité d'onde, pour obtenir ce résultat on va utiliser l'équation (II.2):

	symbole	valeur	unité
masse volumique	ρ	810	Kg/m ³
diamètre de la conduite	D	0,8636	m
compressibilité de brut	ϵ	1,56x10 ⁻⁹	Pa
module d'élasticité de la conduite	E	2,10x10 ¹¹	Pa
épaisseur de la conduite	e	0,0127	m
RESULTAT	a	1131,177945	m/s

Tableau V.1 : la valeur numérique de la célérité d'onde.

V.5.2 Le nombre de Reynolds (Re) :

Le tableau suivant représente les différentes valeurs numériques pour calculer le nombre de Reynolds, pour obtenir ce résultat on va utiliser l'équation (II.3):

	symbole	Valeur	unité
viscosité dynamique du fluide	μ	2,87x10 ⁻³	kg/m.s
viscosité cinématique du fluide	ν	3,54x10 ⁻⁶	m ² /s
le diamètre de la conduite	D	0,8636	m
la vitesse de fluide	U	1,79869017	m/s
le débit volumique	Q	1,05305556	m ³ /s
la section de conduite	S	0,58545689	m ²
RESULTAT	Re	4,39x10⁵	/

Tableau (V.2): la valeur numérique de nombre de Reynolds.

V.5.3 Le coefficient de frottement :

Le tableau suivant représente les différentes valeurs numériques pour calculer le nombre de Reynolds, pour obtenir ce résultat on va utiliser l'équation on va utiliser l'équation de Colebrook (II.10) ou le diagramme de Moody (II.4)

	symbole	valeur	unité
le diamètre de la conduite	D	0,8636	m
la rugosité	K	4,57x10 ⁻⁵	m
nombre de Reynolds	Re	4,39x10 ⁺⁵	/
Rapport	K/D	5,29x10 ⁻⁵	/
RESULTAT	λ	0,0128079	/

Tableau (V.3): la valeur numérique du coefficient de frottement par l'équation de Colebrook.

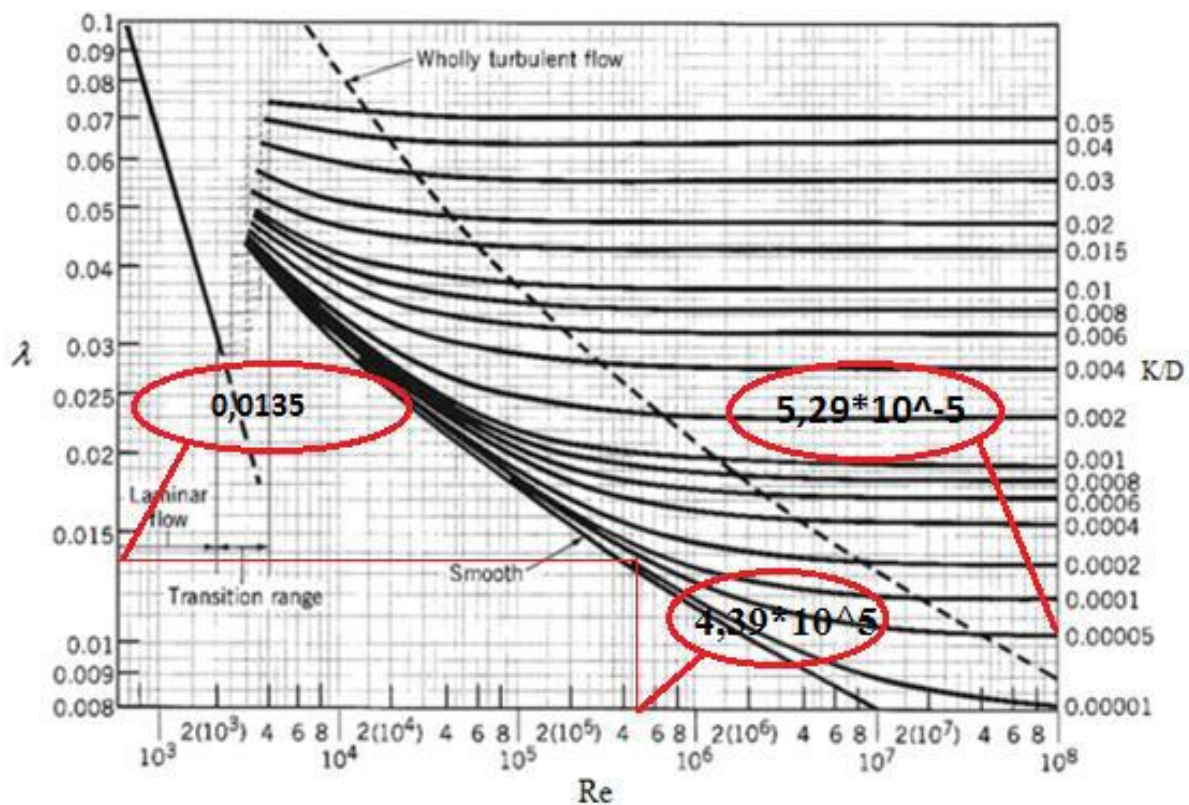


Figure (V.2) : la valeur numérique du coefficient de frottement sur diagramme de Moody.

V.5.4 Les grandeurs invariables :

Le tableau suivant représente les résultats numériques des grandeurs invariables pour utiliser le système d'équations différentielles (IV.39 ; IV.40)

	symbole	valeur	unité
$T = \frac{\Delta t}{\Delta x} gS$	T	0.0051	/
$R = \frac{\lambda \Delta t}{2DS}$	R	0.0112	/
$B = \frac{\Delta t}{\Delta x} \frac{a^2}{gS}$	B	197	/

V.5.5 Calcule des pertes de charges entre SP1 et SP2 :

V.5.5.1 Pertes de charge par frottement :

Le tableau suivant représente les différentes valeurs numériques pour calculer les pertes de charges par frottement, pour obtenir ce résultat on va utiliser l'équation (II.6):

	symbole	valeur	unité
coefficient de frottement	λ	0,0128079	/
la vitesse de fluide	U	1,79869017	m/s
La longueur de la conduite	L	190200	m
le diamètre de la conduite	D	0,8636	m
La constante gravitationnelle	g	9.81	m/s ²
RESULTAT	h_f	465.146	m

Tableau (V.4) : les valeurs numériques des grandeurs invariables

$$\triangleright \Delta P_f = \rho g h_f = 36.49 \text{ bar}$$

V.5.5.2 les pertes de charges locales :

pour calculer les pertes de charges locales on va utiliser l'équation (II.13):

$$\triangleright \Delta P_{loc} = (0.01 \div 0.02) \Delta P_f = 0.73 \text{ bar}$$

V.5.5.3 Calcul de ΔZ :

Point	00/SP1	189/SP2	ΔZ
ALTITUDE (m)	159	80	-79

$$\triangleright \Delta P_z = \rho g \Delta Z = -6.20 \text{ bar}$$

V.5.5.4 les pertes de charges totales :

$$\triangleright \Delta P^{tot} = \Delta P_f + \Delta P_{loc} + \Delta P_z = 31.02 \text{ bar}$$

V.6 Résultats graphiques et interprétations :

Les figures (V.3 à V.12) ci-après concernant la fermeture brutale confirment les connaissances théoriques. En effet, les allures des graphes obtenus relatifs à la variation de la charge et du débit ainsi que leurs valeurs maximales correspondent à ceux trouvés tout en tenant compte cette fois ci des pertes de charge. Ces résultats affirment que les valeurs maximales de la surpression et de la dépression correspondent à la fermeture brusque.

V.6.1 La variation de la charge et du débit en aval de la vanne :

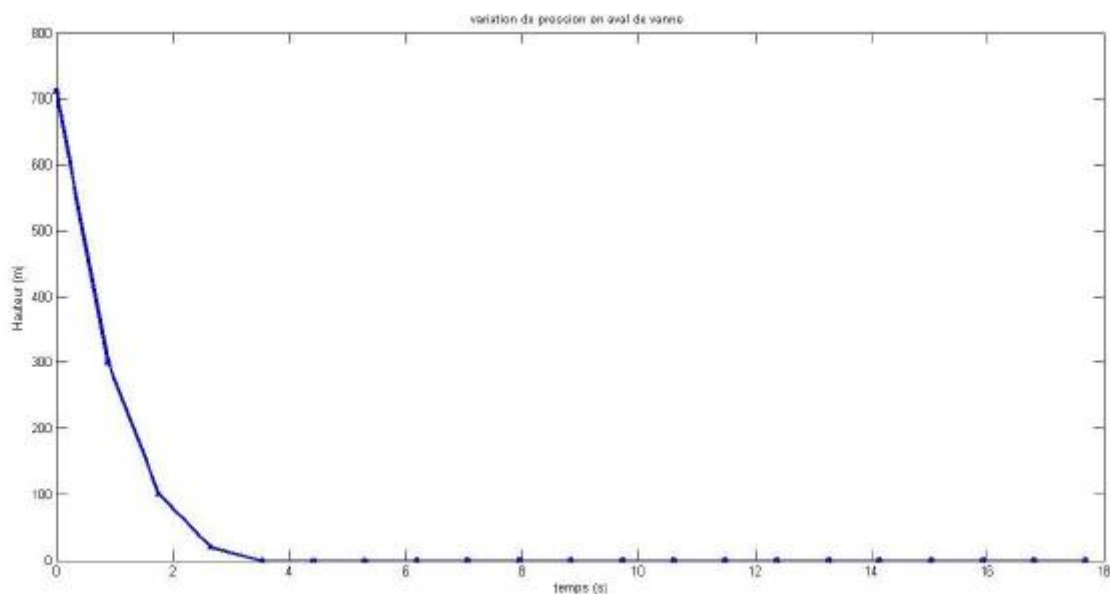


Figure (V.3) : variation de la charge en aval de conduite sous MATLAB

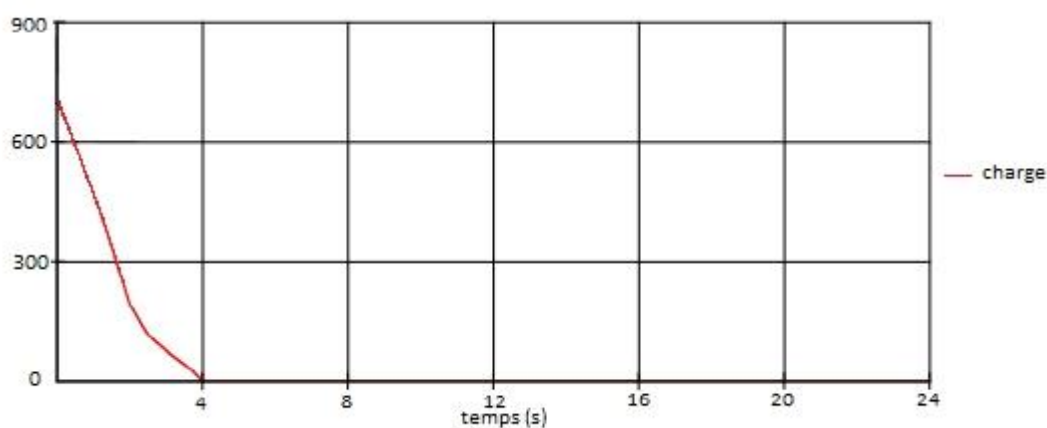


Figure (V.4) : variation de la charge en aval de conduite sous Pipephase.

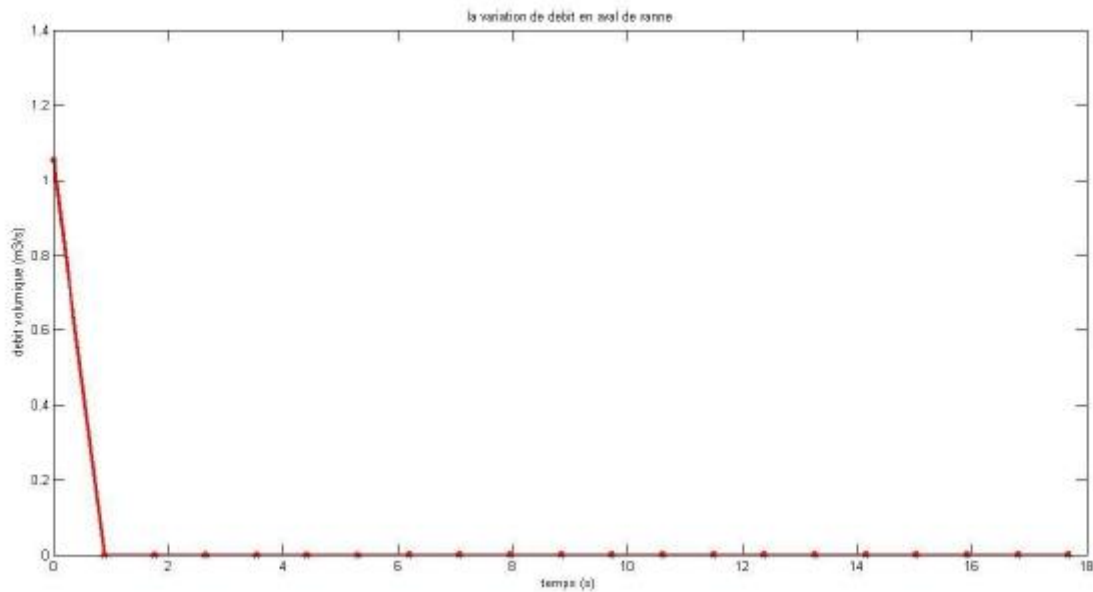


Figure (V.5) : variation de débit volumique en aval de conduite sous MATLA

B.

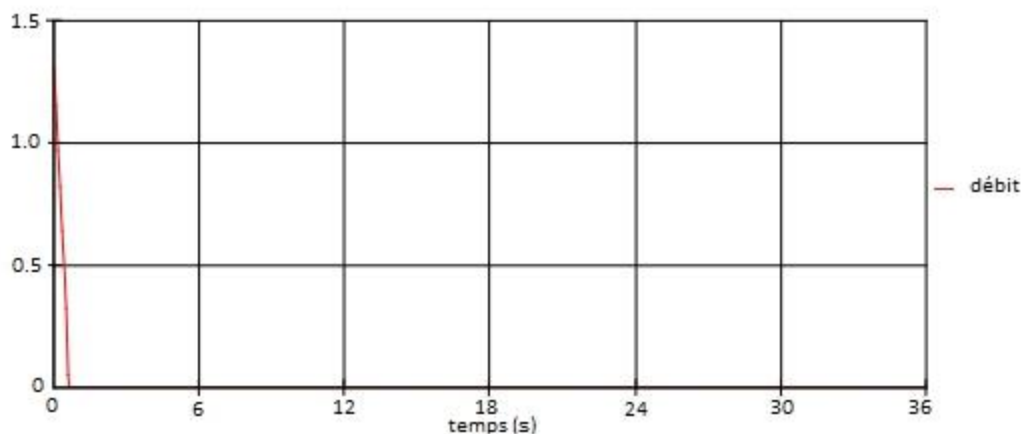


Figure (V.6) : variation de débit volumique en aval de conduite sous Pipephase.

➤ **Interprétations des graphes :**

- Après la fermeture brutale de la vanne, il y'a un dépression et diminution de la charge, cette dépression prend la valeur d'entrée de la vanne et elle diminue jusqu'à la stabilisation de brut (Figure V.3 ; V.4).
- On remarque que la valeur de débit volumique dans la conduite diminue rapidement jusqu'à la valeur zéro, ce qui explique l'absence du débit après la fermeture brutale de la vanne (Figure V.5 ; V.6).

V.6.2 La variation de la charge et du débit en amont de la conduite :

V.6.2.1 Au milieu de la conduite :

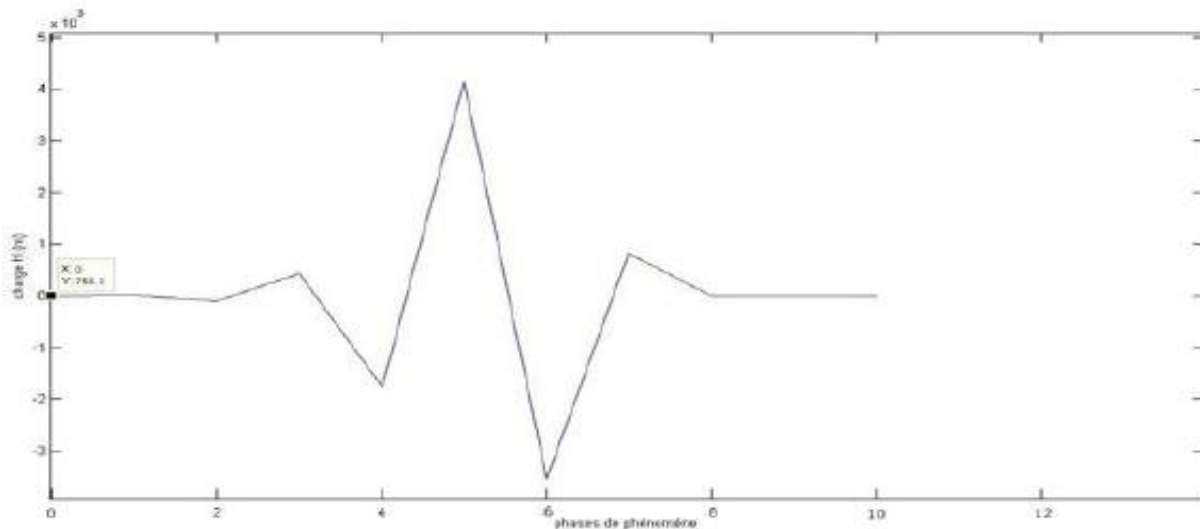


Figure (V.7) : variation de la charge au milieu de conduite sous MATLAB.

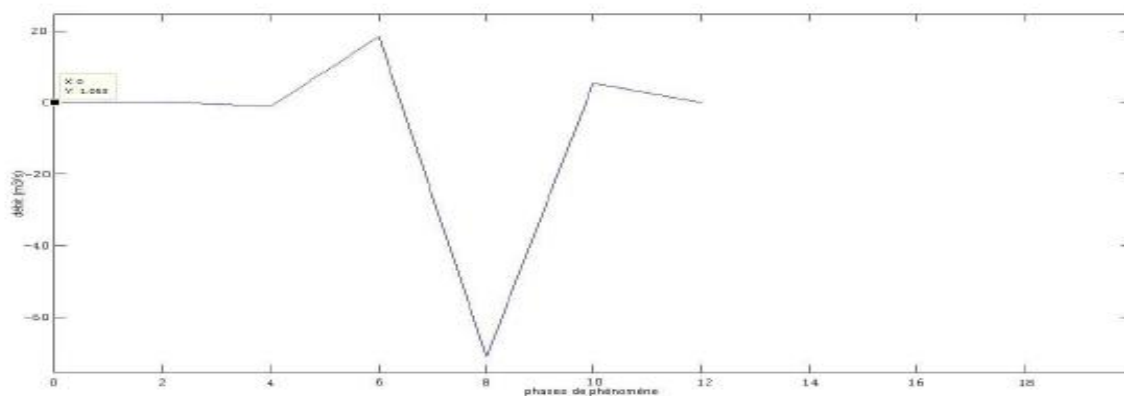


Figure (V.8) : variation de débit volumique au milieu de conduite sous MATLAB

➤ Interprétations des graphes :

- Au niveau du point médian, l'amplitude de la charge H est atteinte des valeurs maximales de surpression et de dépression dans l'intervalle [4,8], la valeur de la charge est variée dans le temps et devient stable (Figure V.7).
- On remarque deux grandes fluctuations du débit positifs et négatifs, à part de petites fluctuations dans les premières secondes, qui s'annule à la fin de phénomène. (Figure V.8).

V.6.3. Au niveau de la vanne:

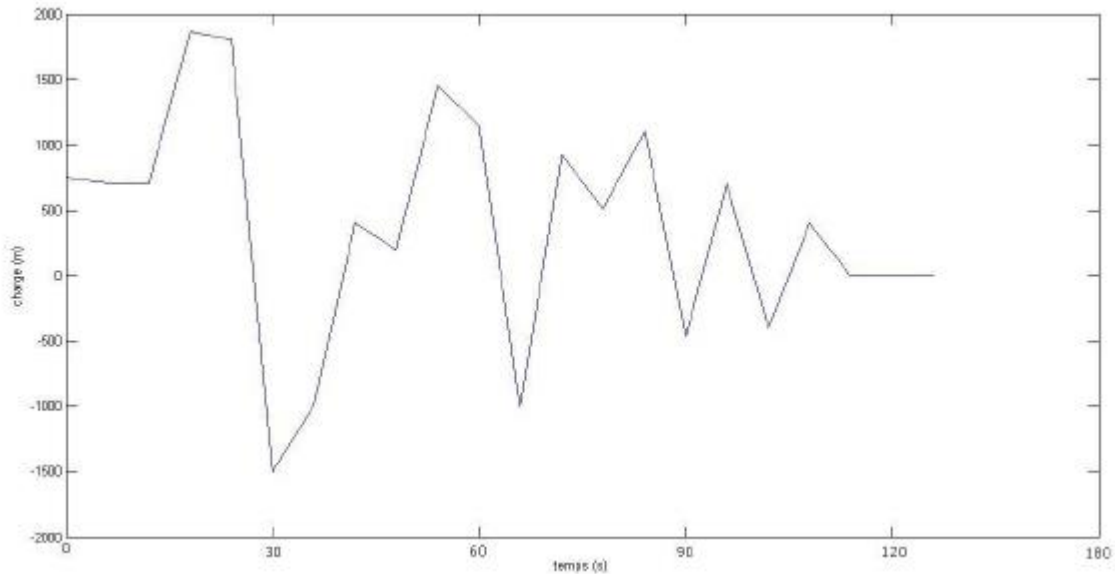


Figure (V.9) : variation de charge au niveau de la vanne sous MATLAB.

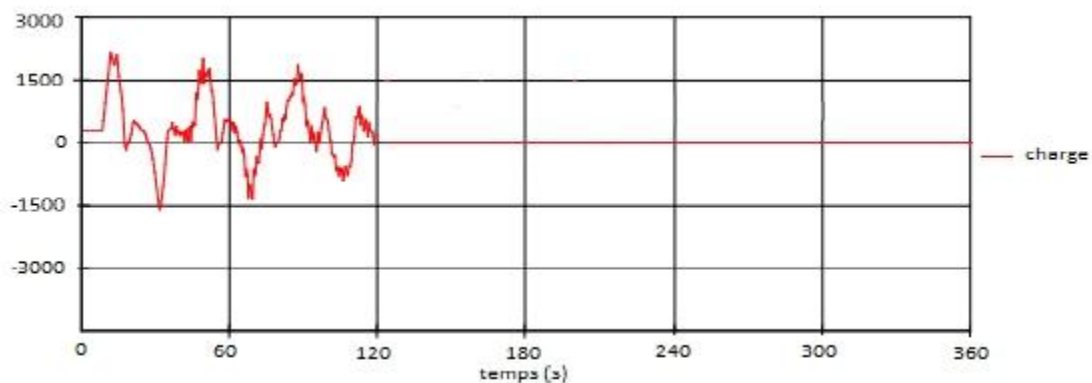


Figure (V.10) : variation de charge au niveau de la vanne sous Pipephase.

➤ **Interprétations des graphes :**

- On remarque que les amplitudes de la charge sont plus importantes, elles atteignent des valeurs très élevées et très accentuées qu'on s'éloigne du vanne et qui diminue plus dans le temps jusqu'à la stabilisation (Figure V.9 ; V.10).
- La simulation sur pipephase décrit les variations de la charge de manière clairement et précisément par contre Matlab.

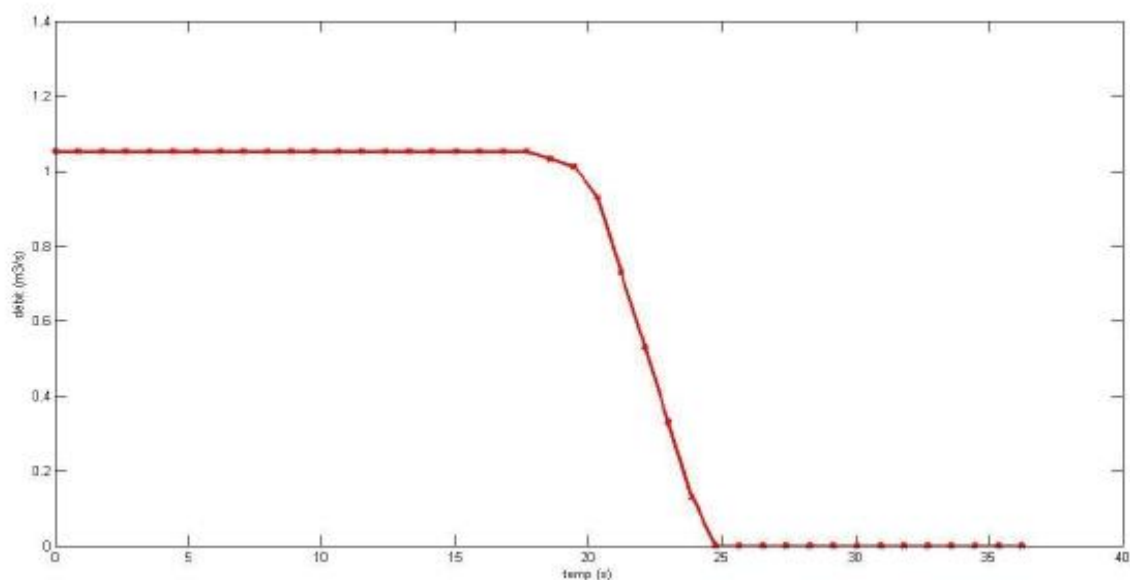


Figure (V.11) : variation de débit volumique au niveau de la vanne sous MATLAB.

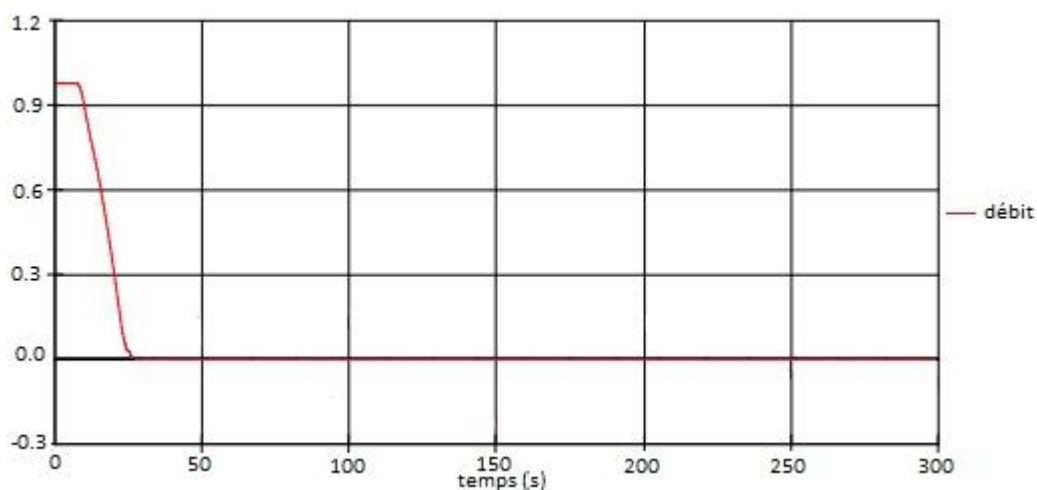


Figure (V.12) : variation de débit volumique au niveau de la vanne sous Pipephase.

➤ **Interprétations des graphes :**

- Les fluctuations de débit volumique sont diminués après la fermeture brutale de la vanne qui prennent une valeur convergent à zéro rapidement (Figure V.11 ; V.12).

V.7 Conclusion :

L'utilisation de l'outil informatique devient de plus en plus fréquent dans le domaine de l'hydraulique puisqu'il y'a une certaine relation proportionnelle qui existe entre le développement des machines de calculs et l'élaboration de nouvelles méthodes de calculs qui sont de plus en plus efficaces et précises par contre la méthode mathématique est par conséquent le moyen le plus économique et le plus expéditif qui permet d'indiquer l'évolution des paramètres H et Q en divers points du réseau et de donner les éléments nécessaires pour dimensionner correctement les équipements hydrauliques à projeter. L'intérêt pratique des résultats numériques et graphiques des divers problèmes examinés est incontestable.

Dans notre cas, le phénomène de propagation d'onde qui se crée suite a la fermeture brutale de la vanne en aval qui va provoquer des perturbations dans toute les installations, ces perturbations a cause des variations des valeurs de la hauteur et du débit, donc pour y remédier on doit augmenter l'épaisseur de la conduite et placer les soupapes de sécurité avant les vanne qui va protégé le pipe contre le coup de bélier et diminué les phénomènes de surpression et dépression.

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

L'écoulement transitoire en charge est un domaine très vaste qui a fait l'objet de nombreux travaux. Cependant, eu égard aux conséquences fâcheuses que peuvent entraîner ces écoulements d'une part, et aux difficultés rencontrées dans la résolution des systèmes d'équations due à la non linéarité de ces équations et aux formes multiples et complexes des conditions aux limites d'autre part, ces écoulements demeurent un sujet d'actualité et attirent toujours l'attention des spécialistes concepteurs des installations hydrauliques. C'est pourquoi, on peut considérer que le présent travail pourrait contribuer d'une manière ou d'une autre à éclaircir certains aspects se rapportant au phénomène des écoulements transitoires en charge.

Ainsi, nous avons examiné dans le deuxième chapitre les différents régimes d'écoulement, les causes des écoulements transitoires en charge, la classification de ces derniers, ainsi que la propagation et les propriétés des ondes de pression. L'analyse physique de ces écoulements a été également abordée tout en examinant des cas pratiques rencontrés couramment dans l'exploitation des systèmes hydrauliques. La formulation des équations différentielles régissant les écoulements transitoires en charge a été abordée dans le troisième chapitre. Dans le quatrième chapitre, nous avons examiné les différentes méthodes utilisées pour la solution des systèmes d'équations représentant les écoulements transitoires en charge. Ces méthodes, bien qu'elle donne une solution suffisamment claire et simple sur la propagation des ondes élastiques créant des surpressions et des dépressions le long de la conduite.

La méthode des différences finies a été choisie, parmi les autres méthodes numériques, pour la solution des équations gouvernant les écoulements transitoires en charge avec le programme de simulation numérique « Pipephase », du fait qu'elle est très fréquemment utilisée dans le traitement des équations hyperboliques en raison de l'interprétation physique qu'elle permet. Cette méthode, comme les autres méthodes numériques, a l'avantage de prendre en considération tous les paramètres (pertes de charge, profil en long de la conduite, les diverses conditions aux limites réelles,.....) et de donner numériquement et graphiquement l'état charge – débit, et avec une grande précision, dans n'importe quelle section à un instant donné.

Les applications numériques concernant des cas pratiques ont été examinés en détail a été abordée dans le cinquième chapitre. Un certain nombre de résultats numériques et graphiques illustrant le comportement des installations hydrauliques soumises aux écoulements transitoires en charge ont été obtenus. Les résultats obtenus dénotent et confirment l'intérêt et l'importance que revêt les méthode dans la simulation des écoulements transitoires dans la pratique pour les différents cas examinés. Ainsi, même dans les cas théoriquement favorables, il sera bien entendu très judicieux d'étudier l'intérêt économique d'une réduction de la célérité de propagation d'onde, en choisissant des matériaux plus élastiques, par rapport à d'autres dispositifs de protection contre les coups de bélier. Pour éviter les risques de rupture des conduites et d'endommagement des installations hydrauliques, il faut toujours examiner minutieusement la position des organes d'obturation ainsi que leurs caractéristiques mécaniques et géométriques par une simulation numérique des systèmes hydrauliques à projeter et il exige l'utilisation des gros diamètres et d'épaisseurs élevées, ce qui revient toujours cher mais néanmoins garantit une certaine sécurité vis à vis des conséquences qu'il peut entraîner.

Enfin, nous espérons que ce travail, a contribué à l'étude et à la maitrise des écoulements transitoires en charge en développant des programmes permettant la prédiction des conséquences de ces écoulements dans les systèmes hydrauliques identiques à ceux que nous avons examinés.

Liste des figures

Figure (I.1) : Schéma descriptif de l'oléoduc Skikada	6
Figure (II.1) : Paroi de la conduite.....	16
Figure (II.2) : présentation de l'expérience de Reynolds	17
Figure (II.3) : Dilatation de la conduite	18
Figure (II.4) : Le diagramme de Moody	21
Figure (II.5) : Tuyauterie de pression DN totalement détruite	25
Figure (II.6) : Appui détruit.	25
Figure (II.7) : conduite de refoulement de pompe	26
Figure (III.1) : Déplacement d'un élément liquide.....	38
Figure (III.2) : Forces et contraintes radiales dans un tuyau	39
Figure (III.3) : Forces exercées sur une tranche liquide.....	42
Figure (IV.1) : Lignes caractéristiques dans le plan (x, t)	50
Figure (IV.2) : Discrétisation de la conduite sur le plan « x, t »	50
Figure (IV.3) : Réseau des caractéristiques pour le calcul du régime transitoire.....	52
Figure (IV.4) : Schéma de l'adduction gravitaire à caractère unique	55
Figure (V.1) : Schéma de simulation de réseau.....	58
Figure (V.2) : La valeur numérique du coefficient de frottement sur diagramme de Moody	60
Figure (V.3) : variation de la charge en aval de conduite sous MATLAB.....	62
Figure (V.4) : variation de la charge en aval de conduite sous Pipephase	62
Figure (V.5) : variation de débit volumique en aval de conduite sous MATLAB	63
Figure (V.6) : variation de débit volumique en aval de conduite sous Pipephase	63

Figure (V.7) : variation de la charge au milieu de conduite sous MATLAB.....	64
Figure (V.8) : variation de débit volumique au milieu de conduite sous MATLAB	64
Figure (V.9) : variation de charge au niveau de la vanne sous MATLAB	65
Figure (V.10) : variation de charge au niveau de la vanne sous Pipephase	65
Figure (V.11) : variation de débit volumique au niveau de la vanne sous MATLAB	66
Figure (V.12) : variation de débit volumique au niveau de la vanne sous Pipephase	66

Liste des tableaux

Tableau (I.1) : les Caractéristiques de la ligne « oléoduc Skikda »	7
Tablea(I.2) : Caractéristiques des Stations »	10
Tableau (I.3) : Localisation géographique des Postes de Sectionnement.....	11
Tableau(I.4) : Régimes de fonctionnement usuels du STC OK1.....	12
Tablea (II.1) : Coefficient de rugosité k (mm) pour différentes matériaux	16
Tableau(II.2): Valeurs de la célérité des ondes pour certains matériaux.....	32
Tableau(V.1) : la valeur numérique de la célérité d'onde	59
Tableau(V..2) : la valeur numérique de nombre de Reynolds	59
Tableau (V.3) : la valeur numérique du coefficient de frottement par l'équation de Colebrook	60
Tableau(V.4) : les valeurs numériques des grandeurs invariables.....	60

Références Bibliographiques

- [1] **BERGERON L.** : coup de Bélier en hydraulique au coup de Froude en électricité Edition DUNOD, Paris 1950.
- [2] **M ESCAND.L** " Hydraulique générale", Tome II Edition, paris 1971.
- [3] **M.MEUNIER** "Les coup de bélier et la protection des réseaux d'eau sous pression", ENGREF, Paris 1980.
- [4] **A.LENCASTRE** "Hydraulique générale", Edition Eyrolles, paris 1983.
- [5] **METREVELI V.** : Mécanique des fluides, Edition O.P.U., Alger 1990.
- [6] **OUZIAUS R. & PERRIR J** : Mécanique des fluides, Edition Dunod, Paris 1978.
- [7] **N.JOUKOVSKY** " comportement transitoire ". Travail pratique, Leipzig 1906.
- [8] **BALAY.R & PLANCHARD.J** : "Méthodes numériques en simulation des écoulements unidimensionnels EDF_ Bulletin de la direction des études et recherchesérie N°2", Paris 1977.
- [09] **STREETER.V.L & BENJAMIN W.E:** "Fluid mechanics" (Sixth Edition) Mc Grew Hill Book Company, USA.
- [10] **WYLIE, E. B et STREETER, V. L** : "Fluid transients". 1978.
- [11] **ALLIEVI, L** : "Theory of water hammer". Typography Riccardo Garroni, Rome, 1925.
- [12] **BOILLAT. J. L et DE SOUSA, P** : "Hydraulic system". Communication N°16, Laboratoire de Construction Hydraulique, Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne, 2004.
- [13] **CHAUDHRY, M. H.** : "Applied hydraulic transients". Van Nostrand, 1979.
- [14] **CHAUDHRY, M. H & HUSSAINI, M. Y:** "Second-Order Accurate Explicit Finite Difference Schemes for Water Hammer Analysis". Journal of Fluids Engineering, 1985.
- [15] **B.GREIVELDINGER** "Étude de la stabilité de réglage d'une centrale hydroélectrique
- [16] **OURAGH.YOUCF** "Écoulement forcé en Hydraulique" Tome II OP, 1986.
- [17] **INFEO. ADELIOR** "Guide de modélisation Pico 2004". SAFEGE ingénieurs conseils.