

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la

Recherche Scientifique



Ecole Nationale Polytechnique

Département Hydraulique

Mémoire du Projet de Fin d'Etudes d'Ingénieur

Thème :

Etude et diagnostic du pipe DEV-OG1, reliant la station
de pompage Beni-Mansour (Bejaia) à la Raffinerie de
Sidi-Arcine (Alger)

Présenté par :

M: ADJER Nassim

M: AIT AKKACHE Ramdane

Dirigé par :

M: A. BILEK

M: H.BENNOUR

Promotion : juin 2011

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

- ❖ *Mes très chers parents ;*
- ❖ *Mes très chers frères et sœurs;*
- ❖ *Toute ma famille;*
- ❖ *Tous mes amis.*

N.ADJER

Je dédie ce modeste travail à :

- ❖ *Mes très chers parents ;*
- ❖ *Mes très chers frères et sœurs;*
- ❖ *Toute ma famille;*
- ❖ *Tous mes amis.*

R.AIT-AKKACHE

Remerciements

A l'issu de cette étude, nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à tous ceux et celles, qui nous ont aidé, de près ou de loin, à élaborer ce mémoire.

Notre reconnaissance va plus particulièrement à :

*Messieurs **A.BILEK** et **H.BENNOUR** pour leurs contributions à l'élaboration de ce mémoire, pour leurs appréciations et remarques.*

*Messieurs, **O.BELHADJ** et **M.NAKIB** pour leurs conseils et suggestions.*

*Nos remerciements vont également à toute l'équipe travaillant à la station de Beni-Mansour, sans la contribution de laquelle, ce mémoire n'aurait pas pu bénéficier des données nécessaires à son élaboration. Nous tenons à citer particulièrement Messieurs **L.BEN-MESSAOUD**, **Y.REDJEDAL**, **M.NEHAL**, **N.BEKKOU**.*

*Monsieur **NEHAL Massinissa** pour sa précieuse aide.*

*Monsieur **SAID** pour son hospitalité.*

Ainsi que l'ensemble des enseignants qui nous ont suivis durant notre cycle d'étude, particulièrement ceux du département Hydraulique.

*Nous tenons à remercier **M.NAKIB** pour l'honneur qu'il nous fait en présidant notre jury. Ainsi que messieurs, **M. BOUTOUDJ** et **O. BELHADJ** d'avoir bien voulu examiner notre projet de fin d'études.*

هذا العمل هو دراسة وتشخيص للأنبوب DEV-OG1 الرابط محطة ضخ بيني منصور (بجاية) مع مصفاة سيدي أرسين (الجزائر). تم إنشاء برنامج حسابي يدعى "PIPEPLINE" بواسطة "MATLAB".

تشكيلات متنوعة من الشبكة تم فحصها و حلول مقترحة لزيادة التدفق ب (150 م³/ساعة) على السحب، دون إدخال تعديلات مهمة على المنشآت الموجودة من ذي قبل.

كلمات مفتاحية : PIPEPHASE ، MATLAB ، PIPEPLINE ، النفط الخام (البتترول)، أنبوب القيمة المالية.

Résumé

Le présent travail est une étude de diagnostic du pipe DEV-OG1, reliant la station de pompage Beni-Mansour (Bejaia) à la Raffinerie de Sidi-Arcine (Alger). Un programme de calcul, dénommé PIPELINE, a été élaboré sous MATLAB. Différentes configurations du réseau ont été examinées. Des solutions ont été proposées afin d'augmenter le débit de 150 m³/h, sans apporter de modifications importantes à l'installation déjà existante.

Mots clés: PIPEPHASE, MATLAB, PIPEPLINE, Oléoduc, Brut, Pétrole, Coût.

Abstract

The present work is a study of diagnosis of load(mark) DEV-OG1, connecting the pumping plant Beni-Mansour (Bejaia) with the Refinery of Sidi-Arcine (Algiers). A program of calculation, baptized PIPELINE, was elaborated under MATLAB. Various configurations of the network were examined. Solutions were proposed to increase the flow of 150 m³/hour, without bringing of modifications important for the already existing

Keywords: PIPEPHASE, MATLAB, PIPEPLINE, Oil pipeline, Crude oil (Gross salary), Oil, Cost.

Table des matières.....	i
Nomenclatures.....	v
Liste des figures.....	vi
Liste des tableaux.....	viii
Introduction générale.....	1
Chapitre I: Ecoulement le long d'une paroi.....	4
Introduction.....	5
I.1 La couche limite.....	5
I.1.1 La couche limite laminaire.....	5
I.1.2 La Couche limite turbulente	7
I.2 Equations hydrodynamiques de la couche limite.....	7
I.2.1 Equations de Navier-Stokes.....	7
I.2.1.1 Equation de continuité.....	7
I.2.1.2 Equation de quantité de mouvement.....	7
I.2.2 Equation de la couche limite laminaire.....	8
I.2.3 Equation de la couche limite turbulente.....	9
I.3 Couche limite turbulente le long d'une plaque plane.....	9
I.4 Profil universel de vitesse (loi de paroi)	11
I.4.1 La région interne.....	12
I.4.1.1 La sous-couche visqueuse.....	12
I.4.1.2 La zone de transition ou la couche tampon.....	13
I.4.1.3 La zone logarithmique.....	13
I.4.2 La région externe.....	14
I.5 Influence de la rugosité de la surface.....	14
I.6 Effet d'un gradient de pression sur le développement de la couche limite.....	15
I.7 Ecoulement dans une conduite en charge.....	16
I.7.1 Développement de la couche limite dans une conduite.....	16
I.7.2 Répartition de la vitesse dans une conduite à paroi lisse.....	19
I.7.3 Répartition de la vitesse dans une conduite à paroi rugueuse.....	20
I.7.4 Perte de charge d'un écoulement dans une conduite.....	21
I.7.4.1 Pertes de charge linéaires (régulières)	22
I.7.4.1.1 Cas de l'écoulement laminaire $Re < 2300$	22
I.7.4.1.2 Cas de l'écoulement turbulent $Re > 2300$	22
a) Ecoulement à paroi lisse.....	23
b) Ecoulement à paroi rugueuse.....	25
c) Rugosité hétérogène - Conduite industrielle.....	26
I.7.4.2 Formulations explicites de λ	27
I.7.5 Les pertes singulières.....	28
Chapitre II: Transport du Pétrole par Canalisation.....	32
Introduction.....	33
II.1 Le pétrole	33
II.1.1 Histoire du pétrole	33
II.1.2 Formation du pétrole	34
II.1.3 Classifications des pétroles	35
II.2 Présentation général de SONATRACH.....	36
II.2.1 Historique.....	36

II.2.2 Principales activités de la SONATRACH.....	36
II.3 Présentation du réseau TRC.....	37
II.4 La canalisation.....	37
II.4.1 Protection passive.....	37
II.4.2 Protection cathodique.....	38
II.4.2.1 Protection cathodique par courant imposé.....	38
II.4.2.2 Protection cathodique par anode galvanique.....	38
II.4.3. Dispositifs placés le long d'un oléoduc.....	39
II.4.3.1 Pots de purge.....	39
II.4.3.2 Unité de filtration.....	39
II.4.3.3 Poste de sectionnement.....	40
II.4.3.4 station de pompage.....	40
II.4.3.5. Terminal départ.....	40
II.4.3.6. Terminal arrivé.....	40
II.4.3.7 Télétransmission et automatismes.....	41
Chapitre III: Calcul général d'un oléoduc.....	42
Introduction.....	43
III.1 Propriétés physiques et chimiques du pétrole brut.....	43
III.1.1 Masse volumique (ρ).....	43
III.1.2 Chaleur spécifique C_p	44
III.1.3 La viscosité.....	44
III.2 calcul thermique.....	45
III.2.1 Transfert de chaleur (pétrole- sol).....	45
a). Convection.....	45
b). Conduction.....	46
III.2.2 Calcul de la résistance globale d'un oléoduc.....	47
III.2.3 Répartition de la température le long d'un oléoduc.....	48
III.3 Calcul hydraulique.....	49
III.3.1 Equation de Bernoulli Généralisée.....	49
III.3.2 calcul des épaisseurs.....	51
III.4 Calcul économique.....	53
III.4.1 Etapes de l'étude économique.....	53
III.4.1.1 Charges d'investissements.....	53
III.4.1.1.1 Coûts directs.....	53
III.4.1.1.2 Coûts indirects.....	55
III.4.1.1.3 Coûts imprévus.....	55
III.4.1.2 Charges d'exploitation.....	55
III.4.1.3 Coût d'actualisation.....	57
III.4.1.4 Notion du prix de revient.....	58
III.4.2 Organigramme des dépenses.....	59
Chapitre IV: présentation et validation du programme de calcul.....	60
Introduction.....	61
IV.1 Description du programme de calcul (PIPELINE).....	61
IV.1.1 Données nécessaires au programme.....	61
1) Données d'exploitation.....	61
2) Caractéristiques de la conduite.....	61
3) Propriétés du fluide.....	61
IV.1.2 Résultats du PIPELINE.....	62

IV.1.3 Formulations mathématiques choisies.....	62
IV.1.4 Organigramme du "PIPELINE".....	64
IV.1.5 Description du logiciel PIPEPHASE.....	68
IV.2 Etude comparative.....	68
IV.2.1 Données et résultats de l'étude comparative.....	68
IV.2.2 Interprétation des résultats.....	74
IV.3 Conclusion.....	74
Chapitre V: Application du programme PIPELINE au pipe OG1.....	75
Introduction.....	76
V.1 Description de l'ouvrage.....	76
V.1.1 Tracé et profil en long de l'oléoduc.....	76
V.2 Données de base.....	77
V.2.1 propriétés physico-chimiques du brut.....	77
V.2.2 Caractéristiques des tubes.....	77
V.2.3 Données générales.....	78
V.2.3.1 Conditions climatiques.....	78
V.2.3.2 Conductivité thermique.....	78
V.2.3.3 Facteur de marche.....	78
V.3 Données économiques.....	78
V.4 Résultats de l'application.....	79
1) Partie forcée.....	79
2) Partie gravitaire.....	83
V.5 choix des diamètres économiques.....	89
V.6 Conclusion.....	91
Chapitre VI: Régime de fonctionnement de la station de pompage	92
Introduction.....	93
VI Les différents types de pompes, leurs caractéristiques principales.....	93
VI.1.1 Les pompes volumétriques.....	93
VI.1.2 les turbopompes.....	94
VI.2 Pompes centrifuges.....	96
a. Hauteur manométrique totale H_{mt}	96
b. Vitesse spécifique.....	96
c. NPSH.....	97
VI.3 Similitude.....	99
VI.4 Association de pompes.....	99
VI.5 Calcul de la station de pompage SBM	101
VI.5.1 Présentation de la station.....	101
VI.5.2 But de la station.....	101
VI.5.3 Description de la station.....	102
VI.5.3.1 Entrée de la station.....	102
VI.5.3.2 La filtration.....	102
VI.5.3.3 Le stockage.....	103
VI.5.3.4 Pomperie boosting.....	103
VI.5.3.5 Pomperie principale.....	104
VI.5.3.6 Expédition.....	104
VI.5.3.7 Réseau de drain.....	105
VI.5.3.8 Réseau de purge.....	105
VI.5.4 Régime de fonctionnement des pompes.....	105

VI.5.4.1 Équation caractéristique de la pompe.....	105
VI.5.4.2 Équation caractéristique du réseau.....	106
VI.5.4.3 Point de fonctionnement.....	107
VI.5.5 Application des Similitudes	110
a) Action sur le regime de fonctionnement des pompes.....	110
b) Action sur le diamètre de la pompe.....	111
VI.5.6 nouveau régime de fonctionnement (Q=800 m3/h)	113
VI.5.6.1 point de fonctionnement du réseau.....	113
VI.6 Conclusion.....	115
Conclusion générale.....	116
Bibliographie.....	118
Annexes.....	120

Grandeurs

D_{int}	Diamètre interne de la conduite	[m]
D_{ext}	Diamètre externe de la conduite	[m]
D_{rev}	Diamètre externe avec revêtement	[m]
H	Profondeur de l'axe de la conduite par rapport au niveau du sol	[m]
L_e	La longueur équivalente	[m]
L	Longueur de la conduite	[Km]
Pk	Point kilométrique	[Km]
\dot{m}	Débit massique du brut	[kg/s]
Q	Débit volumique du brut	[m ³ /s]
λ_f	Conductivité Thermique du brut	[J/m.s.°K]
λ_p	Conductivité thermique de l'acier	[J/m.s.°K]
λ_{rev}	Conductivité thermique du revêtement	[J/m.s.°K]
λ_s	Conductivité thermique du sol	[J/m.s.°K]
λ_{cond}	Conductivité thermique	[J/m.s.°K]
Cp	Chaleur spécifique du brut	[J/kg°K]
C_{pm}	chaleur spécifique moyenne	[J/kg°K]
R_{rev}	Résistance au transfert de chaleur dans le revêtement	[m ² .s.°K /j]
R_{sol}	Résistance au transfert de chaleur dans le sol	[m ² .s.°K /j]
R_p	Résistance au transfert de chaleur dans la paroi (acier)	[m ² .s.°K /j]
R_{conv}	Résistance au transfert de chaleur par convection	[m ² .s.°K /j]
h_i	Coefficient de transfert de chaleur par convection	[j/m ² .s.°K]
U_g	Conductance globale au transfert de chaleur	[j/m2.s.° K]
U_{gm}	Conductance globale moyenne	[j/m2.s.° K]
V_m	Vitesse moyenne du brut	[m/s]
T_p	Température de paroi	[°K]
PMS	Pression Maximale de Service	[bar]
MAOP	La pression maximale de service autorisée	[bar]
MASP	La surpression maximale autorisée	[bar]
P_d	Pression de design	[bar]
σ_{ad}	Contrainte admissible	[bar]
H_u	Charge utile	[m]
P_{abs}	Puissance absorbée	[KW]
ρ	Masse volumique	[Kg/m ³]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
Nu	Nombre de Nusselt	
Pr	Nombre de Prandtl	
Re	Nombre de Reynolds	
ξ	Coefficient de perte de charge singulière	
λ	Coefficient de perte de charge linéaire	
MTA	Millions Tonnes par An	

Figure (1.1): <i>profil de la vitesse</i>	6
Figure (1.2): <i>Développement d'une couche limite laminaire sur une plaque</i>	6
Figure (1.3): <i>Développement d'une couche limite turbulente sur une plaque</i>	7
Figure (1.4) : <i>couche limite turbulente</i>	11
Figure (1.5) : <i>Représentation de la loi de paroi</i>	14
Figure (1.6) : <i>La rugosité d'une paroi caractérisée par la hauteur $k(a)$ et la rugosité équivalente de grains de sable d'une hauteur k_s (b)</i>	15
Figure (1.7): <i>Décollement d'une couche limite</i>	16
Figure (1.8) : <i>Développement de la couche limite dans une conduite</i>	17
Figure (1.9): <i>Distribution de la contrainte de cisaillement τ_{xy} dans un tube circulaire</i>	18
Figure (1.10) : <i>Distribution de la vitesse turbulente dans un tube circulaire</i>	19
Figure (1.11): <i>profil de vitesse déficitaire</i>	20
Figure (1.12): <i>B_s en fonction de $\log k_s^+$. Adapté d'après les mesures de Nikuradse</i>	21
Figure (1.13): <i>Pertes de charge en conduites hydrauliquement lisses en fonction de R_e</i>	24
Figure (1.14): <i>Résultats expérimentaux de Nikuradse : $\lambda=f(R_e)$ pour différentes valeurs de R/k_s</i>	26
Figure (1.15): <i>Diagramme de Moody</i>	27
Figure (1.16): <i>Diagramme des pertes de charge en conduites: formule de Colebrook (solid), de Haaland (circle), de Swamee & Jain (diamond), et de Churchill (dash)</i>	28
Figure (1.17): <i>a) Perte de charge singulière dans un élargissement brusque. b) Pas de perte de charge singulière dans un rétrécissement</i>	29
Figure (1.18): <i>Perte de charge singulière dans un coude</i>	29
Figure (2.1) : <i>formation du pétrole</i>	35
Figure (2.2) : <i>Protection cathodique d'un métal par courant imposé</i>	38
Figure (2.2) : <i>Protection cathodique d'un métal par couplage galvanique</i>	39
Figure (3.1): <i>Schéma représentant une coupe d'un oléoduc</i>	46
Figure (3.2): <i>variation de température dans un segment d'un oléoduc</i>	48
Figure (3.3): <i>les forces agissantes sur un élément dx du fluide dans une conduite</i>	49
Figure (3.4) : <i>Ecoulement permanent dans un segment d'un oléoduc</i>	50
Figure (3.5) : <i>Organigramme des dépenses</i>	59
Figure (4.1) : <i>Interface graphique du PIPELINE</i>	62
Figure (4.2): <i>Organigramme du programme de calcul "PIPELINE"</i>	67
Figure (4.3): <i>profil de pression dans le premier cas $D=18"$</i>	70
Figure (4.4): <i>profil de température dans le premier cas $D=18"$</i>	70
Figure (4.5): <i>Les erreurs sur la température et la pression dans le premier cas de $D=18"$</i>	70
Figure (4.6): <i>profil de pression dans le deuxième cas $D=20"$</i>	71
Figure (4.7): <i>profil de température dans le deuxième cas $D=20"$</i>	72
Figure (4.8): <i>Les erreurs sur la température et la pression dans le deuxième cas de $D=20"$</i>	72
Figure (4.9): <i>profil de pression dans le troisième cas $D=22"$</i>	73
Figure (4.10): <i>profil de température dans le troisième cas $D=22"$</i>	73
Figure (4.11): <i>Les erreurs sur la température et la pression dans le troisième cas de $D=22"$</i>	74
Figure (5.1): <i>profil de pression dans la partie forcée pour les diamètres 18"X60, 20"X60 et 22"X60</i>	80
Figure (5.2): <i>profil température dans la partie forcée pour les diamètres 18"X60, 20"X60 et 22"X60</i>	80
Figure (5.3): <i>profil de pression dans la partie forcée pour les diamètres 18"X70, 20"X70 et 22"X70</i>	82
Figure (5.4): <i>profil de température dans la partie forcée pour les diamètres 18"X70, 20"X70 et 22"X70</i>	82
Figure (5.5): <i>profil de pression dans la partie gravitaire pour les diamètres 18"X60, 20"X60, 22"X60</i>	84

Figure (5.6): profil de température dans la partie gravitaire pour les diamètres 18"X60,84 20"X60 et 22"X60.	84
Figure (5.7): profil de pression dans la partie gravitaire et pour les diamètres 18"X70,85 20"X70 et 22"X70.	85
Figure (5.8): profil de température dans la partie gravitaire pour les diamètres 18"X70,85 20"X70 et 22"X70.	85
Figure (5.9): profil de pression dans la partie gravitaire avec brises charges pour.....87 les diamètres 18"X60, 20"X60 et 22"X60.	87
Figure (5.10): profil de pression dans la partie gravitaire avec brises charges pour.....88 les diamètres 18"X70, 20"X70 et 22"X70	88
Figure (5.11): Bilan des coûts en fonction des diamètres.....89	89
Figure (5.12): coût total d'énergie en fonction des diamètres pour le régime forcé.90	90
Figure (5.13): coût total actualisé en fonction des diamètres pour le régime gravitaire.90	90
Figure (6.1) : types de pompes.....95	95
Figure (6.2) : Diverses formes de rotors en fonction de la vitesse spécifique.....97	97
Figure (6.3) : Pompes montées en charge et en aspiration.97	97
Figure (6.4): limite de cavitation d'une pompe centrifuge.....98	98
Figure (6.5): Pompes identiques en parallèles.99	99
Figure (6.7): Pompes différentes en parallèles.100	100
Figure (6.8) : Caractéristiques de deux pompes fonctionnant en série.....100	100
Figure (6.9) : station de pompage de Beni Mansour (SBM)101	101
Figure (6.10) : différentes sections de la station.....102	102
Figure (6.11) : : caractéristique principale de la pompe pour $N = 2865$ trs/mn.....106 et $D_2=290$ mm	106
Figure (6.12) : Caractéristiques du réseau.....107	107
Figure (6.13) : Point de fonctionnement en mode 2/4.....108	108
Figure (6.14) : Point de fonctionnement en mode 3/4.....109	109
Figure (6.15) : Points de fonctionnement correspondants à $N_2 = 2940$ trs/mn.....111 et $D_1 = 280$ mm	111
Figure (6.15) : Points de fonctionnement correspondants à $N_2 = 2940$ trs/mn.....112 et $D_2 = 290$ mm	112
Figure (6.17) : point de fonctionnement correspondant au couplage de quatre pompes en114 parallèles	114
Figure (6.18) : détermination de la vitesse N_2 qui correspond au débit 200 m ³ /h.....115	115

Tableau (I.1): quelques coefficients de pertes de charge singulière.....	31
Tableau (III.1): résistance des tubes.....	51
Tableau (III.2): Coefficients de sécurité.....	52
Tableau (IV.1): coefficients de pertes de charge.....	64
Tableau (IV.2): profil en long du parcours choisi pour la comparaison.....	69
Tableau (IV.3): premier cas de comparaison $D=18''$	71
Tableau (IV.4): deuxième cas de comparaison $D=20''$	73
Tableau (IV.5): troisième cas de comparaison $D=22''$	77
Tableau (V.1) : profil en long et localisation des ouvrages concentrés sur la ligne.....	77
Tableau (V.2) : gamme de diamètres choisi.....	77
Tableau (V.3): données économiques.....	78
Tableau (V.4): Résultats de l'étude de la partie forcée pour les différents diamètres.....	80
<i>18", 20", et 22"avec la même nuance d'acier X60</i>	
Tableau (V.5): Résultats de l'étude de la partie forcée pour les diamètres.....	81
<i>18", 20, et22"avec la même nuance d'acier X70.</i>	
Tableau (V.6): Epaisseurs normalisées et masses métriques en régime forcé.....	83
Tableau (V.7): Résultats de l'étude de la partie gravitaire pour les diamètres.....	83
<i>18", 20, et22"avec la même nuance d'acier X60.</i>	
Tableau (V.8): Résultats de l'étude de la partie gravitaire pour les diamètres.....	85
<i>18", 20, et22"avec la même nuance d'acier X70.</i>	
Tableau (V.9): Epaisseurs normalisées et masses métriques en régime gravitaire.....	86
Tableau (V.10): Résultats de l'étude de la partie gravitaire avec les bries charges.....	86
<i>pour les diamètres 18", 20, et22"avec la même nuance d'acier X60.</i>	
Tableau (V.11): Résultats de l'étude de la partie gravitaire avec les bries charges.....	87
<i>pour les diamètres 18", 20, et22"avec la même nuance d'acier X70.</i>	
Tableau (V.12): épaisseurs normalisés et masses métriques en régime gravitaire.....	88
Tableau (V.13): résultats des coûts.....	89
Tableau (VI.1) : la pomperie boosting.....	103
Tableau (VI.2) : la pomperie principale.....	104
Tableau (VI.3) : tableau récapitulatif des résultats de calcul des différents.....	109
<i>cas considérés.</i>	
Tableau (VI.4) : Caractéristiques équivalentes pour $N_2=2940$ trs/mn et $D_1=280$ mm.....	110
Tableau (VI.5) : Points de fonctionnement correspondants à $N_2=2940$ trs/mn <i>et $D_1=280$mm</i>	111
Tableau (VI.6) : Caractéristiques équivalentes pour $N_2=2940$ trs/mn et $D_2=290$ mm.....	112
Tableau (VI.7) : Points de fonctionnement correspondants à $N_2=2940$ trs/mn <i>et $D_2=290$ mm.</i>	113
Tableau (VI.8) : Caractéristiques équivalentes pour $N_1=2865$ trs/mn et $D_1=280$ mm.....	114

Introduction générale

SONATRACH est une grande société de statut international. Elle est liée à d'autres groupes pétroliers internationaux par des contrats de ventes et d'achats de poids économiques assez élevé.

A sa création, le 31 décembre 1963, elle 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.

En effet, 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. Les capacités totales de transport installées de Sonatrach sont de 322 millions de tonnes équivalent pétrole (MTEP) représentant ainsi 29 canalisations d'une longueur totale de plus de 16 200 kilomètres.

La politique de valorisation des hydrocarbures connaît ces dernières années une nouvelle impulsion par le biais du partenariat. Ainsi, une nette augmentation des exportations de brut et de condensât, en raison de la découverte de nouveaux gisements, a été enregistrée. Pour faire face à la demande toujours croissante, la Sonatrach fait appel à un programme d'extension de son réseau de transport.

Une éventuelle extension du débit pour la station de pompage de Beni-Mansour qui débite actuellement à $650\text{m}^3/\text{h}$ (4.1 MTA) a été proposée. L'objectif de la Sonatrach est d'atteindre les $800\text{m}^3/\text{h}$ (5.1 MTA). Rappelons que la station de Beni-Mansour a été redimensionnée en 2006, malheureusement, pour des raisons qui nous sont inconnues, Sonatrach envisage aujourd'hui, 5ans après, d'augmenter le débit sans avoir intégré cela lors de ce redimensionnement.

Le présent travail est conçu comme une étude de diagnostic du pipe DEV-OG1, reliant la station de pompage Beni-Mansour (Bejaia) à la Raffinerie de Sidi-Arcine (Alger) dans le but d'examiner la possibilité d'atteindre le débit voulu avec les mêmes équipements actuels.

Pour ce faire, nous allons présenter un rapport comportant six chapitres également répartis sur les présentations théorique et pratique de notre travail.

Dans le premier chapitre, nous faisons le point sur les écoulements le long d'une paroi métallique qui dissipe la quasi-totalité de l'énergie mécanique du fluide. Après un rappel détaillé sur les couches limites et leur effet sur l'écoulement, les différentes formules de calcul des coefficients de pertes de charge singulières et linéaires sont évoquées.

Le deuxième chapitre est consacré aux notions générales sur le pétrole et son transport par canalisation. Une présentation succincte de la Sonatrach a été exposée.

Le troisième chapitre présente les modèles "physique" et "mathématique" adoptés pour le transport du brut par canalisation.

Le quatrième chapitre décrit la procédure de calcul ainsi que les différentes formules choisies pour l'élaboration de notre programme. Ce dernier est validé en effectuant une étude comparative pour différentes configurations avec le logiciel de simulation "PIPEPHASE".

Les chapitres cinq et six présentent le fruit de notre réflexion. Le cinquième est une application du programme validé dans le chapitre quatre pour un redimensionnement du pipe DEV-OG1. Dans le sixième et dernier chapitre, une réponse à la problématique posée et quelques solutions envisageables sont proposées.

Chapitre I : Ecoulement le long d'une paroi

Introduction:

L'étude des écoulements stationnaires en conduite de section constante d'un fluide visqueux de masse volumique supposée invariable revient, essentiellement, à la détermination des deux éléments les plus caractéristiques, le profil des vitesses et la perte de charge. Ce sont des grandeurs directement liées à la viscosité du fluide, laquelle, en présence de paroi, introduit un gradient de vitesse, donc des contraintes de frottement entre les couches fluides.

Pour un nombre de Reynolds suffisant, ces mêmes gradients de vitesse conduisent au développement de la turbulence.

Comme ces phénomènes, contraintes de frottement et de turbulence, dissipent de l'énergie mécanique du fluide, ils ont comme conséquence directe une diminution, de l'amont à l'aval, de la charge moyenne dans chaque section droite de conduite.

Ce chapitre a pour objectif de développer la notion de la couche limite dans une conduite cylindrique, définir ensuite les différentes pertes de charges et enfin aboutir aux expressions des coefficients de perte de charge (singulières et linéaires).

I.1 La couche limite:

La couche limite est la zone d'interface entre un corps et le fluide environnant lors d'un mouvement relatif entre les deux, conséquence de sa viscosité. Elle est un élément important en mécanique des fluides, (aérodynamique, hydrodynamique), en météorologie, en océanographie, etc.

I.1.1 La couche limite laminaire:

Lorsqu'un fluide réel s'écoule le long d'une paroi supposée fixe, les vitesses sur la paroi sont nulles et à l'infini, loin de l'obstacle, elles sont égales à la vitesse de l'écoulement non perturbé. Sur une normale à la paroi la vitesse doit donc, dans tous les cas, varier entre 0 et un maximum U_∞ . La loi de variation dépend de la viscosité du fluide qui induit un frottement entre les couches voisines : la couche la plus lente tend à freiner la couche la plus rapide qui, en retour, tend à l'accélérer.

Dans ces conditions, une forte viscosité égalise au maximum les vitesses. Au contraire, si le fluide est peu visqueux, les différentes couches sont beaucoup plus indépendantes : la vitesse à l'infini se maintient jusqu'à une courte distance de l'obstacle et il y a une variation plus forte des vitesses dans la petite épaisseur de la couche limite.

Ainsi, dans certains types d'écoulements, on peut distinguer, dans une section perpendiculaire à la paroi, deux zones (parties), l'une, analogue à la précédente, à partir de la paroi et son voisinage, où la variation de la composante "u" est rapide. Elle est appelée "**couche limite dynamique**", et généralement de dimension très limitée par rapport à l'ensemble du fluide en écoulement. L'autre, au-delà, où la variation de "u", très lente, ressemble à celle que l'on observe dans un champ des vitesses où l'écoulement est à potentiel des vitesses. Ne tenant pas compte de cette deuxième partie, l'extrapolation de la portion de courbe à variation notable vers les y croissant permet de déterminer une valeur asymptotique u_e de la composante u de la vitesse qui est considérée comme la valeur de cette composante u dans l'écoulement libre à la frontière de la couche limite.

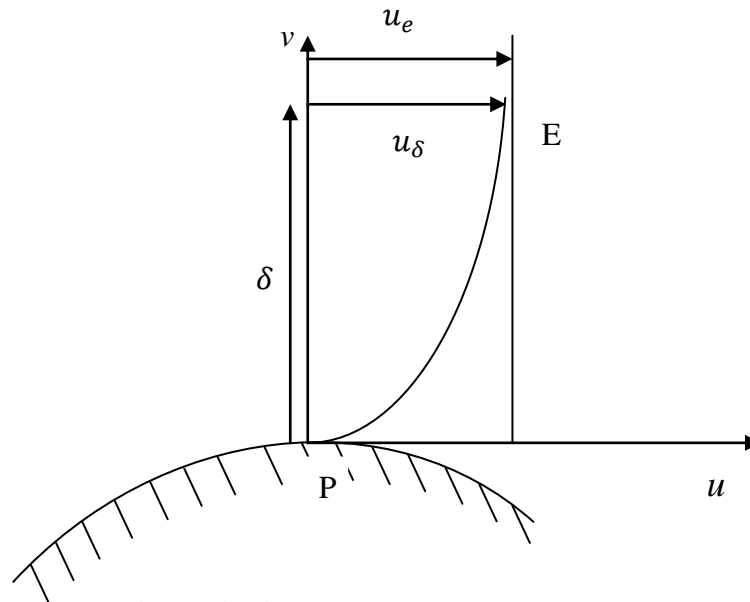


Figure (1.1): profil de la vitesse.

Pour fixer les idées, il convient d'appeler "épaisseur de la couche limite dynamique "au point P la distance δ à la paroi, comptée sur la normale au point P, du point E, où la composante u de la vitesse a une valeur u_δ égale à 0.99 fois la valeur u_e .

L'expérience montre que la composante v de vitesse de la normale à la paroi, nulle au contact d'une paroi imperméable, reste toujours très faible par rapport à la composante u , en première approximation, nous pouvons confondre, en tout points de la couche limite, la valeur de la composante u et le module U de la vitesse, et, en particulier, remplacer u_e par U_∞ figure(1.2). [02].

Dans la couche limite, le gradient de vitesse $\frac{\partial u}{\partial y}$ est très important.

A l'extérieur de la couche limite ce gradient de vitesse est pratiquement nul ; les effets de la viscosité y sont négligeables. Ainsi, il est légitime, à l'extérieur de la couche limite, d'assimiler, sur le plan de l'écoulement, le fluide réel à un fluide parfait. Dans cette zone, l'écoulement est effectivement irrotationnel, ce qui justifie l'appellation d'écoulement potentiel. [01].

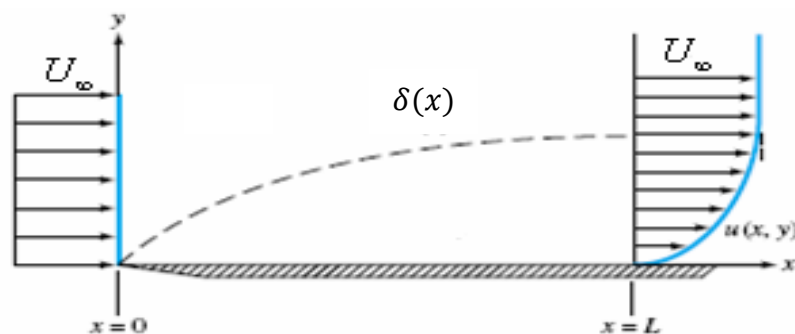


Figure (1.2): Développement d'une couche limite laminaire sur une plaque.

I.1.2 La Couche limite turbulente :

L'écoulement dans la couche limite peut aussi bien être laminaire que turbulent. Quand la couche limite se développe (Figure 1.3) le long d'une paroi, on constate qu'à partir du bord d'attaque "O"; l'écoulement reste laminaire, mais qu'à partir d'une certaine distance " X_c " l'écoulement peut devenir turbulent.

Le passage entre ces deux types d'écoulement se fait dans une zone de transition. A l'intérieur de l'écoulement turbulent, tout près de la paroi, il subsiste une couche très mince appelée sous-couche visqueuse (viscous layer en anglais). [03], [04], [02].

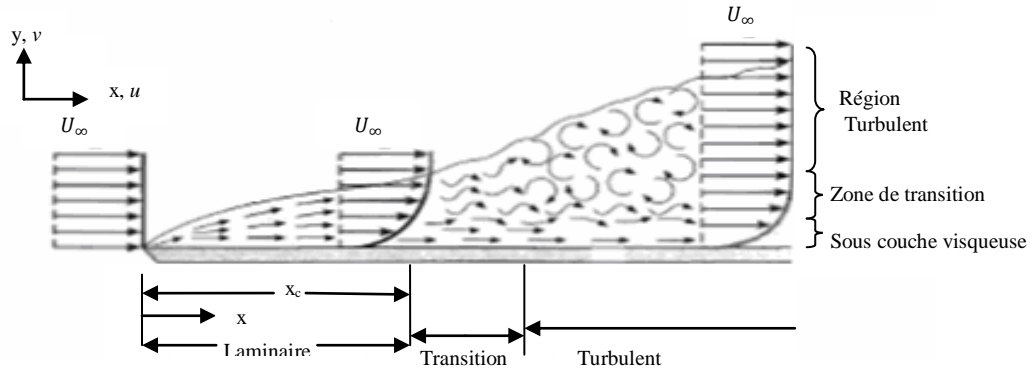


Figure (1.3): Développement d'une couche limite turbulente sur une plaque.

I.2 Equations hydrodynamiques de la couche limite:

La compréhension et la modélisation des équations de la couche limite sont basées sur les équations de Navier-Stokes (continuité et quantité de mouvement).

I.2.1 Equations de Navier-Stokes:

I.2.1.1 Equation de continuité :

L'équation de continuité est déduite du principe fondamental de la mécanique classique, qui traduit que l'accumulation de la masse du fluide contenu dans un volume, pendant un certain temps, doit être égale à la somme des masses du fluide qui y entrent diminuée de celles qui en sortent. Pour un écoulement permanent, Cette équation s'exprime mathématiquement sous forme tensorielle par :

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0; \quad j = 1, 2, 3 \quad (I-1)$$

ρ : La masse volumique;
 u : la vitesse d'écoulement du fluide;
 j : représente l'indice de sommation.

I.2.1.2 Equation de quantité de mouvement :

L'équation de quantité de mouvement est obtenue par l'application de la deuxième loi de Newton à une particule fluide passant à travers un volume de contrôle infinitésimal qui permet de relier les caractéristiques du fluide et son mouvement aux forces extérieures.

Le principe de conservation de la quantité de mouvement mène aux équations de Navier-Stokes. Pour un fluide Newtonien incompressible, elles s'écrivent sous forme tensorielle pour un écoulement permanent comme suit :

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = F_i + \frac{\partial(\sigma_{ij})}{\partial x_j} \quad (\text{I-2})$$

σ_{ij} , Représente les contraintes normales et tangentielles. Généralement, le tenseur de contraintes s'écrit comme suit:

$$\sigma_{ij} = -P\delta_{ij} + \tau_{ij} \quad (\text{I-3})$$

Où, Les contraintes τ_{ij} pour un fluide Newtonien sont liées linéairement aux taux de déformation par l'intermédiaire de la viscosité dynamique du fluide, par la relation suivante :

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{I-4})$$

δ_{ij} : Symbole de Kronecker $\begin{cases} \delta_{ij} = 1 & \text{si } i=j; \\ \delta_{ij} = 0 & \text{si } i \neq j. \end{cases}$

En remplaçant σ_{ij} et F_i par leurs valeurs dans l'équation (1-2), on aura :

$$\frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] + \rho g_i \quad (\text{I-5})$$

(a) (b) (c) (d)

(a): représente le taux de variation locale de la quantité de mouvement et son transport par convection;

(b): représente le gradient de pression suivant la direction x_i ;

(c): représente le terme de transport de la quantité de mouvement par diffusion;

(d): représente la force de volume exercée sur la particule sous l'effet de la pesanteur suivant la direction x_i .

I.2.2 Equation de la couche limite laminaire:

La couche limite laminaire est gouvernée par les équations de Navier-Stokes qui décrivent les principes de continuité et la conservation de quantité de mouvement pour un fluide Newtonien incompressible qui peuvent être écrite de façon générale (en négligeant les forces de gravité) comme suit:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial u_j}{\partial x_j} = 0 \\ \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_j} + \mu \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \end{array} \right. \quad (\text{I-6})$$

I.2.3 Equation de la couche limite turbulente:

Une des techniques les plus courantes, quand l'écoulement est considéré comme turbulent, est d'appliquer la décomposition de Reynolds . Dans ce cas, les propriétés instantanées du fluide sont décomposées entre la moyenne et les fluctuations à la moyenne, ($u_i = \bar{u}_i + u'_i$; $P_i = \bar{P}_i + P'_i$).

En appliquant cette technique, les équations de la couche limite turbulente s'écrivent:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} = 0 \\ \rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{P}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] \end{array} \right. \quad (I-7)$$

Les équations moyennées font apparaître des termes de corrélation doubles des fluctuations des vitesses. Ils proviennent du non linéarité des équations des bilans. Ces termes, appelés tensions de Reynolds ($\overline{\rho u'_i u'_j}$) traduisent l'effet de la turbulence sur l'évolution du mouvement moyen et rendent les systèmes d'équations ouverts en introduisant des inconnues supplémentaires.

I.3 Couche limite turbulente le long d'une plaque plane:

Considérons l'écoulement dans la couche limite ($y < \delta$) est permanent ($\frac{\partial}{\partial t} = 0$) et bidimensionnel ($\frac{\partial}{\partial z} = 0$) d'un fluide incompressible (ρ est constant). Pour toute grandeur moyenne \bar{f} au sens de la turbulence. Les champs de vitesse et de pression seront donc de la forme:

$$\left\{ \begin{array}{l} u = \bar{u} + u'(x, y) \\ v = \bar{v} + v'(x, y) \end{array} \right. \quad \text{Et} \quad P = \bar{P} + p'(x, y) \quad (I-8)$$

La couche limite se développe le long d'une plaque plane. L'écoulement du fluide libre est donné par la vitesse libre « U_∞ », et par la pression $P=P_\infty$ (en négligeant la gravité).

Les équations de Reynolds (1-7) s'écrivent alors comme suit:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = 0 \\ \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} \right] - \frac{\partial \overline{(u'^2)}}{\partial x} - \frac{\partial \overline{(u'v')}}{\partial y} \\ \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} + \nu \left[\frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \bar{v}}{\partial y^2} \right] - \frac{\partial \overline{(v'^2)}}{\partial y} - \frac{\partial \overline{(u'v')}}{\partial x} \end{array} \right. \quad (I-9)$$

Pour un écoulement à couche limite, certaines approximations sont justifiées. On propose d'introduire pour les directions selon x et y les grandeurs caractéristiques suivantes :

- Longueurs caractéristiques : L et δ .
- Vitesses caractéristiques : U_∞ et U_δ .
- Pressions caractéristiques : Γ_x et Γ_y .

Avec u_* est une échelle caractéristique de fluctuation de la vitesse. Et en considérant que les variations de x et y sont telles que: $\partial x = O(L)$ et $\partial y = O(\delta)$

On a l'équation de continuité: $\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} = O\left(\frac{U_\infty}{L}\right)$ et $\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = O\left(\frac{U_\delta}{\delta}\right)$

D'où:

$$U_\delta \sim U_\infty \frac{\delta}{L}$$

L'épaisseur de la couche limite étant mince par rapport aux distances longitudinales, la longueur caractéristique δ selon y est d'un ordre de grandeur inférieure à la longueur caractéristique L selon x ; on écrit : $\delta/L \ll 1$ (hypothèse de couche mince). [03].

Ce qui nous permet d'écrire que $U_\delta \ll 1$.

Si on introduit le nombre de Reynolds turbulent sous la forme $Re = \frac{\delta u_*}{\nu}$. Et toujours sous l'hypothèse de couche mince ($\delta/L \ll 1$), on constate que les termes de pression doivent être du même ordre de grandeur que les autres termes les plus importants, donc :

$$\frac{\Gamma_x}{\rho L} \sim \frac{U_\infty^2}{L} \quad \text{Et} \quad \frac{\Gamma_y}{\rho L} \sim \frac{\delta U_\infty^2}{L^2}$$

Et par conséquent on écrit :

$$\frac{\Gamma_y}{\Gamma_x} = O\left(\frac{\delta^2}{L^2}\right) \quad \text{(I-10)}$$

Selon l'hypothèse de couche mince, il est évident que $\Gamma_y \ll \Gamma_x$, la transition verticale de la pression est donc négligeable et l'équation de Navier-Stokes selon y s'écrit :

$$0 = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial y} \quad \text{(I-11)}$$

La pression reste constante à travers la couche limite et sa valeur est la même que celle dans le fluide libre. Ceci est une conclusion importante de la théorie de la couche limite.

Ainsi sous la seule hypothèse de couche mince, on peut écrire le modèle de Prandtl appliqué à la couche limite pariétale bidimensionnelle en régime turbulent incompressible sous la forme:

$$\begin{cases} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial y} = 0 \\ \bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \nu \left[\frac{\partial^2 \bar{u}}{\partial y^2} \right] - \frac{\partial(\overline{uv})}{\partial y} \end{cases} \quad \text{(I-12)}$$

On peut écrire la dernière équation sous la forme suivante :

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} \quad (\text{I-13})$$

Avec:

$$\tau_{xy} = \mu \frac{d\bar{u}}{dy} - \rho \overline{u'v'} \quad (\text{I-14})$$

τ_{xy} Représente les tensions tangentielles totales.

On peut remarquer que l'écoulement permanent dans le fluide libre, $y > \delta$, est décrit par l'équation intrinsèque selon x :

$$U_\infty \frac{dU_\infty}{dx} + \frac{1}{\rho} \frac{dP_\infty}{dx} = 0 \quad (\text{I-15})$$

Et après intégration, on obtient l'équation de Bernoulli :

$$\rho \frac{U_\infty^2}{2} + P_\infty = Cte \quad (\text{I-16})$$

I.4 Profil universel de vitesse (loi de paroi):

Si on prend un nombre de Reynolds Re , basé sur la distance y à la paroi, qui traduit le rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité, loin de la paroi (région externe) les forces d'inertie sont prépondérantes par rapport aux forces de viscosité, alors qu'en s'approchant de la paroi et avant d'atteindre une valeur nulle, Re sera égal à l'unité et ce pour une certaine valeur de y . C'est dans cette région que les forces visqueuses équilibrent les forces d'inerties. La région qui reste en dessous est le siège de fortes contraintes visqueuses, ou les forces d'inerties sont pratiquement sans effet. Cette dernière région est divisible en trois zones (sous-couche visqueuse, zone logarithmique, et une couche tampon).(figure 1.4).

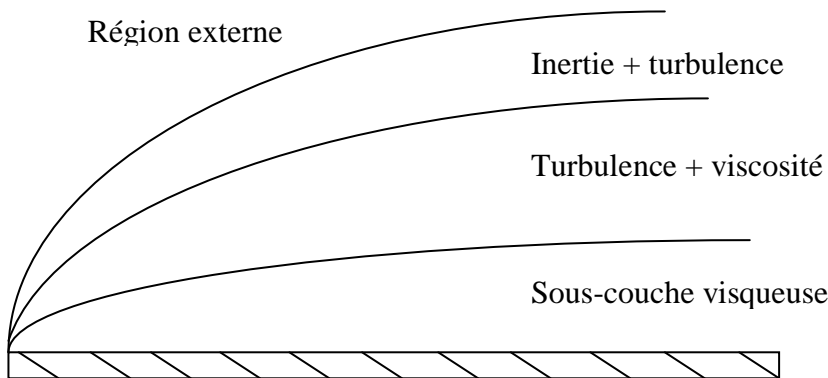


Figure (1.4) : couche limite turbulente. [17]

I.4.1 La région interne:

I.4.1.1 La sous-couche visqueuse

Dans cette région, le rôle de la viscosité moléculaire est essentiel et le rôle de la turbulence est négligeable. En effet, le raccordement à la paroi (conditions de non glissement et de perméabilité) impose de forts gradients de vitesses et des contraintes importantes près de la paroi. Il en résulte que le choix des échelles turbulentes caractéristiques des écoulements de parois est un problème de plus complexe que pour les écoulements libres.

Les conditions d'adhérence à la paroi donnent : $u(y=0) = u' = v' = 0$, le frottement total s'écrit :

$$\tau_{xy}(y=0) \approx \tau_0 = \mu \frac{d\bar{u}}{dy}_{y=0} \quad (\text{I-17})$$

Comme le frottement total est constant, on peut écrire la vitesse moyenne sous la forme:

$$\bar{u}(y) = y \frac{\tau_0}{\mu} \quad (\text{I-18})$$

Le profil est donc linéaire en fonction de la distance à la paroi.

L'échelle de vitesse de référence est introduite, par analyse dimensionnelle, à partir du frottement pariétal τ_0 .

$$\tau_0 = \rho u_*^2 \quad (\text{I-19})$$

Ce qui permet d'écrire:

$$u_* = \sqrt{\tau_0/\rho} \quad (\text{I-20})$$

La vitesse de frottement u_* , ainsi définie s'avère être adaptée à l'ensemble de l'écoulement, aussi bien pour caractériser le gradient de vitesse moyenne que pour les différentes composantes du tenseur de Reynolds.

Il est cependant nécessaire d'introduire une échelle qui traduit les interactions en proche paroi pour les quelles la viscosité ne peut être négligée. Cette échelle de longueur est définie à partir du frottement pariétal τ_0 et de viscosité ν , ce qui nous permet d'introduire une vitesse adimensionnelle :

$$u^+ = \frac{\bar{u}}{u_*} \quad (\text{I-21})$$

Et une distance adimensionnelle :

$$y^+ = y \frac{u_*}{\nu} \quad (\text{I-22})$$

En proche paroi le profil de vitesse est linéaire: $\frac{d\bar{u}^+}{dy^+} = 1$

Donc, la loi linéaire s'écrit simplement:

$$u^+ = y^+ \quad (\text{I-23})$$

Les expériences montre que cette loi linéaire est valable tant que $0 < y^+ < 10$. [05].

I.4.1.2 La zone de transition ou la couche tampon:

C'est la couche intermédiaire où se mélangent la couche entièrement turbulente et la sous-couche visqueuse. Dans cette région, les contraintes visqueuses ont le même ordre de grandeur que les contraintes turbulentes.

On a $u^+ = f(y^+)$. Les études de Reichardt (1953), Rotta (1950), Knudsen et Katz (1958) ont tenté de donner une formule susceptible de traduire la répartition de vitesse dans cette zone de transition. En particulier Knudsen et Katz proposent la formule suivante:

$$u^+ = 11.5 \log(y^+) - 3.05 \quad (\text{I-24})$$

Cette loi est valable tant que $10 < y^+ < 30$. [05].

I.4.1.3 La zone logarithmique:

Au delà de la zone tampon, il existe une nouvelle région où le frottement est essentiellement turbulent, la contribution due à la viscosité moléculaire disparaît devant la contrainte de cisaillement turbulent, on a donc :

$$\tau_{xy} \approx -\rho \overline{u'v'} \quad (\text{I-25})$$

En utilisant la vitesse de frottement définie précédemment, on obtient pour la contrainte de Reynolds :

$$-\overline{u'v'} = u_*^2 \quad (\text{I-26})$$

A grand nombre de Reynolds et loin de la paroi les frottements visqueux sont négligeables, les frottements turbulents sont linéaires et la vitesse de frottement u_* est l'échelle caractéristique des fluctuations turbulentes de vitesses, donc il faut définir, par analyse dimensionnelle, une expression pour $\frac{d\bar{u}}{dy}$ avec les échelles déjà définies.

$$\frac{d\bar{u}}{dy} = \frac{1}{k} \frac{u_*}{y} \quad (\text{I-27})$$

Il vient finalement:

$$\frac{d\bar{u}^+}{dy^+} = \frac{1}{ky^+}, \text{ et après intégration on trouve:}$$

$$u^+ = \frac{1}{K} \ln(y^+) + C \quad (\text{I-28})$$

Où:

k: constante de Van-Karman;

Expérimentalement, pour un écoulement le long d'une plaque lisse: $k= 0.41$ et $C \approx 5.56$. La loi logarithmique est valable pour : $30 < y^+ < 300$ à 500 . [03].

I.4.2 La région externe:

Au delà de $y^+ > 500$, on se trouve dans la zone externe, ou encore zone à vitesse déficitaire, fortement liée aux conditions extérieures à la couche limite. Les grandeurs caractéristiques dans cette zone sont la hauteur de la couche limite δ et la vitesse extérieure à la couche. La répartition de la vitesse dans cette zone est donnée par :

$$\frac{U_\infty - \bar{u}}{u_*} = \frac{1}{k} \ln\left(\frac{\delta}{y}\right) + A \quad (I-29)$$

A: est une constante.

Cette dernière équation est appelée " loi déficitaire". Elle est donnée pour une plaque plane, valable pour les surfaces lisses et rugueuses, comme suite :

$$\frac{U_\infty - \bar{u}}{u_*} = \frac{3.44}{k} \ln\left(\frac{\delta}{y}\right) \quad (I-30)$$

Notons que d'autres profils de vitesse sont proposés par d'autres auteurs néanmoins, pour les calculs ne demandant pas une grande précision, la loi logarithmique donnée par l'équation, peut être utilisée à travers toute la couche limite. Il s'en suit que la distribution générale des vitesses pour la couche limite turbulente peut être représentée par une seule courbe de $u^+ = f(y^+)$ liant les différentes zones de la couche limite (Figure 1.5).

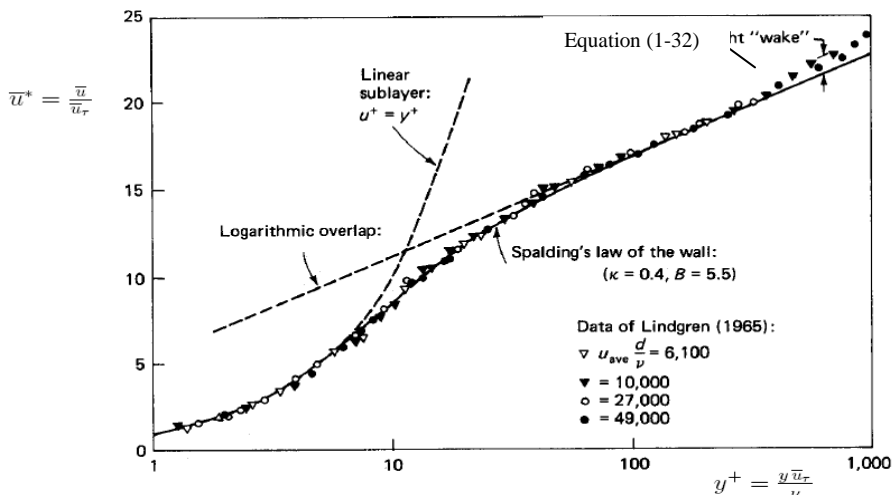


Figure (1.5) : Représentation de la loi de paroi.

I.5 Influence de la rugosité de la surface:

Une paroi rugueuse implique un état de surface telle que ses irrégularités ont une action directe sur les forces de frottement. La rugosité d'une paroi est déterminée selon plusieurs critères. Ainsi, distribution, la forme géométrique, la densité, la hauteur, ...etc, des aspérités peuvent servir à définir la rugosité de la paroi [05].

En ce qui concerne le développement de la couche limite turbulente sur une telle surface, des expériences montrent que, si les aspérités ont une hauteur k , (Figure 1.6.a), plus petite que l'épaisseur de la sous-couche visqueuse, il n'y a pas d'influence de la rugosité, ni sur

la distribution de vitesse universelle, ni sur le frottement à la paroi. Par conséquent, une telle surface est lisse du point de vue hydrodynamique. Il s'en suit que le caractère hydrodynamique d'une surface rugueuse donnée peut varier, puisque Re_x et l'épaisseur de la couche limite changent le long de cette même surface. Ainsi, une surface qui apparaît rugueuse au début du développement de la couche limite peut ensuite devenir lisse.

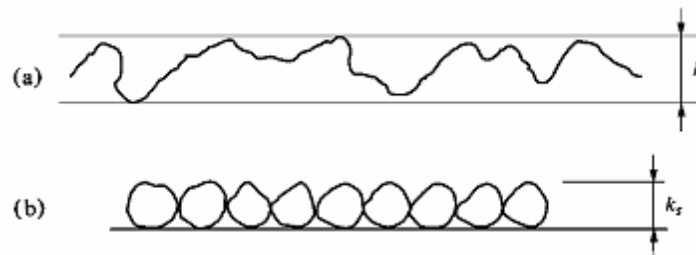


Figure (1.6) : La rugosité d'une paroi caractérisée par la hauteur k (a) et la rugosité équivalente de grains de sable d'une hauteur k_s (b).

Les expériences montrent que la distribution de vitesse universelle reste toujours valable, indépendamment de la rugosité de la paroi. Toutefois, la constante C dans l'équation (I-28) devient une fonction de k^+ et de la géométrie des protubérances, où k^+ exprime une forme du nombre de Reynolds en fonction de k et u_* .

$$k^+ = \frac{ku_*}{\nu} \quad \text{(I-31)}$$

Cela implique que, dans la zone logarithmique de la distribution de vitesse universelle, la ligne droite représentée sur la figure (1.5) est déplacée dans le diagramme parallèlement à elle-même vers le bas. L'importance du déplacement dépend de la valeur de k^+ et de la géométrie de la rugosité. Du fait de cette observation, il est admissible de comparer une surface rugueuse quelconque avec une surface de rugosité standard qui produise dans la zone logarithmique exactement le même déplacement de la distribution de vitesse. Une telle rugosité standard est obtenue au moyen de grains de sable de taille très précise. On parle donc d'une rugosité de grain de sable équivalente d'une hauteur k_s (Figure 1.6.b).

La constante C de la distribution de vitesse dépend alors du paramètre k_s^+ défini de façon analogue avec (I-31). Selon les valeurs de k_s^+ , on définit les régions suivantes:

- ❖ $k_s^+ < 5$, une région lisse dont les protubérances sont limitées à l'intérieur de la sous-couche visqueuse;
- ❖ $5 < k_s^+ < 70$, une région transitoire dont les protubérances sont suffisamment hautes pour s'étendre en partie à l'extérieur de la sous-couche visqueuse;
- ❖ $k_s^+ > 70$, une région brute ou rugueuse le long de laquelle toutes les protubérances sont hors de la sous-couche visqueuse.

I.6 Effet d'un gradient de pression sur le développement de la couche limite:

La présence d'un gradient de pression dans la direction de l'écoulement va modifier le profil des vitesses dans la couche limite.

Le gradient de pression négatif ou favorable est accompagné d'une augmentation de la vitesse dans le sens de l'écoulement (convergent). Par conséquent, l'épaisseur de la couche limite augmente moins vite que pour un écoulement avec variation de pression nulle.

Par contre, le gradient de pression positif ou défavorable est accompagné (Figure 1.7) d'une diminution de vitesse dans le sens de l'écoulement. Une forte décélération dans la couche limite peut provoquer un décollement. Près de la paroi où la vitesse devient très faible, l'énergie cinétique, usée par le frottement de la paroi, peut devenir insuffisante pour combler l'augmentation de la pression. Par conséquent, il peut se produire un renversement de l'écoulement : c'est le **décollement**.

La zone de décollement; dite aussi de sillage, s'étend souvent, mais pas toujours, à l'infini. Quand il y a décollement, la notion de couche limite perd sa signification et l'écoulement ne reste plus parallèle à la paroi. Le décollement qui est accompagné d'une formation de tourbillons, joue un rôle important dans les écoulements permanents autour d'obstacles, et peut avoir de graves conséquences au point de vue technique, ceci par une augmentation de la traînée et de la perte de charge. [18].

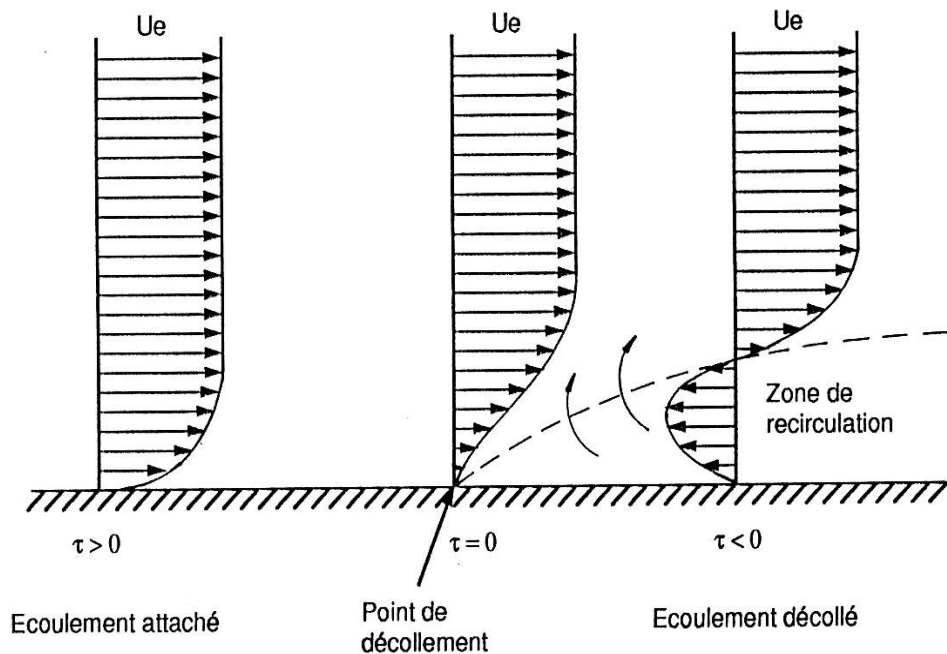


Figure (1.7): Décollement d'une couche limite.

I.7 Écoulement dans une conduite en charge:

L'étude des écoulements stationnaires en conduite de section constante d'un fluide visqueux de masse volumique supposée invariable revient, essentiellement, à la détermination des deux éléments les plus caractéristiques, le profil des vitesses et la perte de charge. Ce sont des grandeurs directement liées à la viscosité du fluide, laquelle, en présence de paroi, introduit un gradient de vitesse, donc des contraintes de frottement entre les couches fluides.

I.7.1 Développement de la couche limite dans une conduite:

Le développement de la couche limite le long d'un canal plan ou le long d'une conduite cylindrique droite (Figure 1.8) est semblable à son développement le long d'une plaque plane (Figure 1.2).

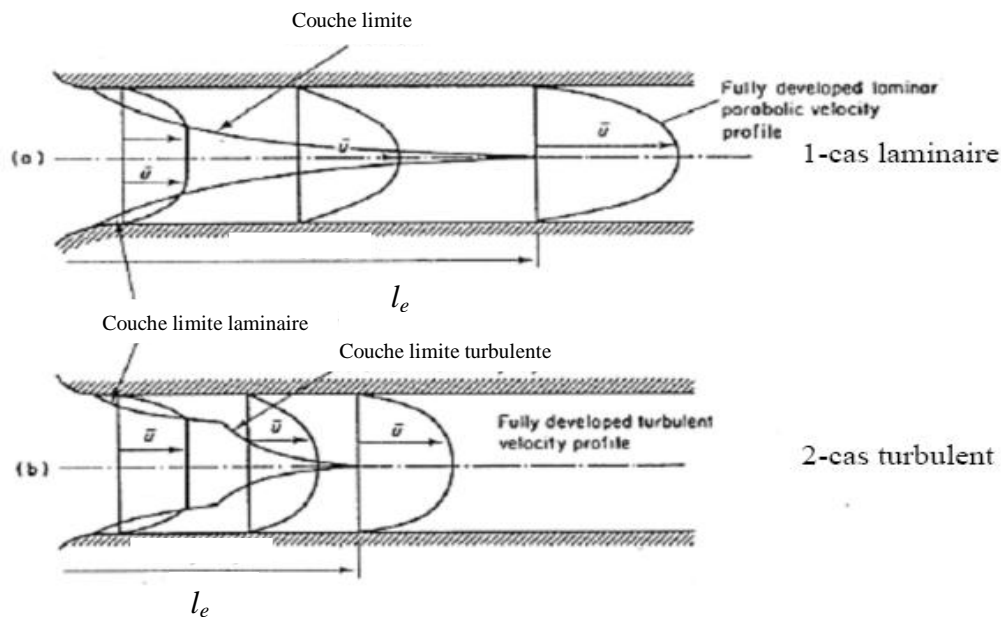


Figure (1.8) : Développement de la couche limite dans une conduite.

A une certaine distance, appelée longueur d'entrée ou longueur d'établissement; l_e , la couche limite laminaire, ou turbulente, se rencontre. Après cette longueur d'entrée, l'écoulement est complètement développé, sous l'action d'un faible gradient de pression constant orienté parallèlement à la conduite, la vitesse moyenne donc est alignée avec l'axe des x et ne dépend que de la coordonnée y (écoulement unidirectionnel : $\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} = 0$). C'est la région dite de régime établi. En pratique la longueur d'entrée en conduite dépend de nombreux facteurs, tels que la nature du régime (laminaire ou turbulent) ou la forme du profil des vitesses en entrée de la conduite, le nombre de Reynolds global, et la rugosité de paroi.

Deux cas sont alors à considérer selon la valeur du nombre de Reynolds $R_e = \frac{VD}{\nu}$ caractérisant l'écoulement moyen dans le tube. [05].

$$1^{\text{er}} \text{ cas: si } R_e < 2000 \implies l_e = 0.02 \frac{D^2 V}{\nu} \quad (\text{I-32})$$

$$2^{\text{ème}} \text{ cas: si } R_e > 2000 \implies l_e = 1.5 \sqrt[4]{R_e} D \quad (\text{I-33})$$

L'hypothèse de l'écoulement uniforme et permanent n'est donc théoriquement valable qu'après la distance d'entrée, mais comme celle-ci est généralement petite vis à vis de la longueur de la canalisation, cette restriction est généralement négligée en pratique. Dans ce cas l'équation (I-13) se simplifie de la manière suivante :

$$0 = -\frac{1}{\rho} \frac{d\bar{P}}{dx} + \frac{1}{\rho} \frac{d\tau_{xy}}{dy} \quad (\text{I-34})$$

Avec l'expression pour les tensions tangentielles totales ; équation (1-14), donnée par :

$$\tau_{xy} = \mu \frac{d\bar{u}}{dy} - \overline{\rho u'v'}$$

En passant aux coordonnées cylindriques ; (x, r, θ), on obtient :

$$0 = -\frac{1}{\rho} \frac{d\bar{P}}{dx} + \frac{1}{\rho r} \frac{d}{dr} (-\tau_{xy} r) \quad (I-35)$$

L'intégration de cette équation donne une répartition linéaire des tensions de frottement :

$$\tau_{xy} = \frac{r}{2} \left(-\frac{d\bar{P}}{dx} \right) \quad (I-36)$$

Pour $r = R$; une relation entre la tension de frottement sur la paroi ; τ_0 , et le gradient de pression est donnée par :

$$\tau_0 = \frac{R}{2} \left(-\frac{d\bar{P}}{dx} \right) \quad (I-37)$$

La distribution $\tau_{xy}(r)$ est donc linéaire et on peut écrire $\tau_{xy} = \tau_0 \cdot r/R$, ce qui est également valable pour le cas laminaire. Par l'introduction d'une variable $y = R - r$, à partir de la paroi, on obtient (Figure.2.2) :

$$\tau_{xy}(r) = \tau_0 \left(1 - \frac{y}{R} \right) \quad (I-38)$$

R étant le rayon de la section transversale.

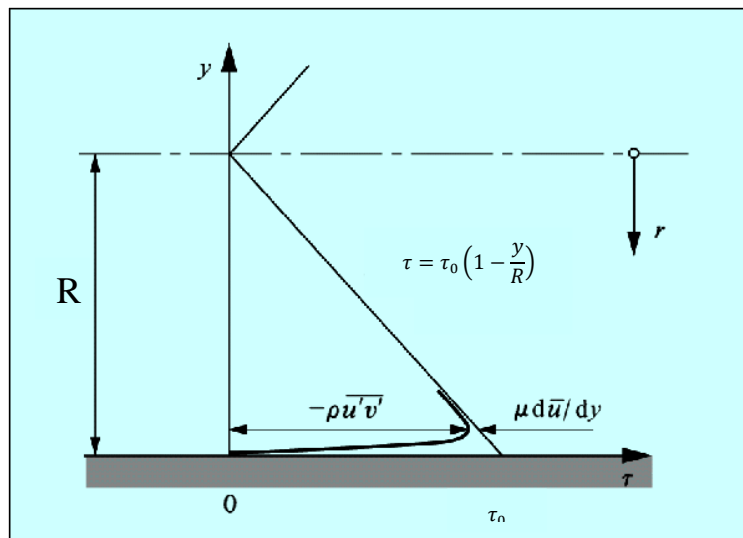


Figure (1.9): Distribution de la contrainte de cisaillement τ_{xy} dans un tube circulaire.

I.7.2 Répartition de la vitesse dans une conduite à paroi lisse:

L'expérience montre que la distribution de vitesse universelle (figure 1.3) est aussi applicable pour la description d'un écoulement turbulent dans un tube circulaire à une paroi lisse, pour des nombres de Reynolds suffisamment élevés (Figure 1.10).

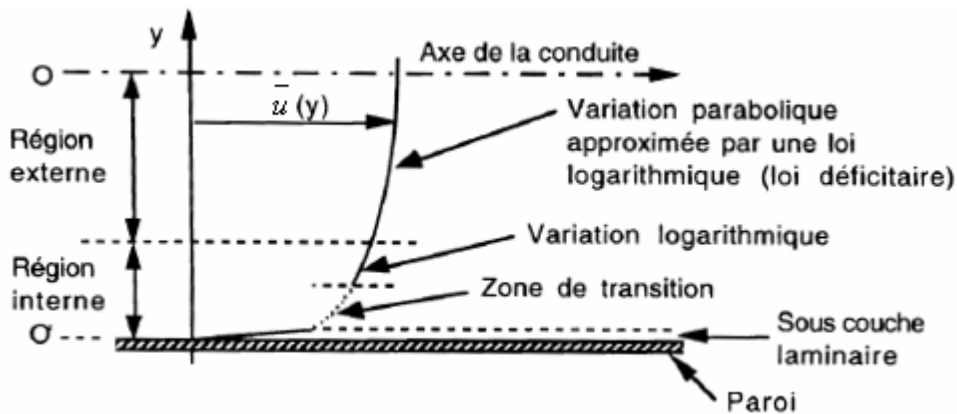


Figure (1.10) : Distribution de la vitesse turbulente dans un tube circulaire.

La présence du gradient de pression affecte peu les constantes de la loi logarithmique.

La valeur de C de l'équation (I.28) est légèrement différente. Pour le tube circulaire on obtient ainsi :

$$u^+ = \frac{1}{K} \ln(y^+) + C \quad \text{Avec } C = 5.50 \quad (\text{I-39})$$

En principe, cette répartition de vitesse est seulement valable près de la paroi, soit :

$$y^+ < 200 ; \text{ ou } 0.05 < y/R < 0.25. \quad [\mathbf{02}].$$

Mais les expériences montrent une bonne concordance sur toute la section de la conduite. On appelle la région délimitée par $y^+ < 200$ zone interne ou couche à tension constant.

Si on prend pour $\delta \equiv R$ et $U_\infty = \bar{u}_{max}$, on aura l'équation (I-40) comme relation altérative à l'équation (1-29).

$$\frac{\bar{u}_{max} - \bar{u}}{u_*} = \frac{1}{k} \ln\left(\frac{R}{y}\right) \quad (\text{I-40})$$

Le profil de vitesse déficitaire ; $\frac{U_\infty - \bar{u}}{u_*} = f\left(\frac{y}{\delta}\right)$, pour $U_\infty = \bar{u}_{max}$ et $\delta \equiv R$, est représenté sur la figure (1.11).

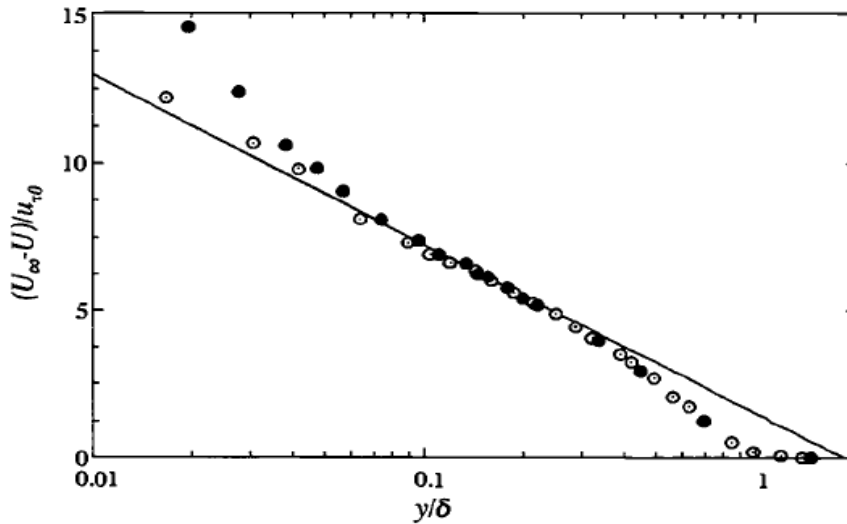


Figure (1.11): profil de vitesse déficitaire

La formule (I-29) donne la valeur de la vitesse moyenne U en un point distant de y de la paroi. En intégrant cette équation a toute la section de la conduite, Prandtl obtient la valeur de $\frac{\bar{u}_{max} - \bar{u}}{u_*}$ puisque \bar{u}_{max} et u_* ne dépendent pas de y .

Il trouve ainsi:

$$U = \bar{u}_{max} - 3.75u_* \quad (I-41)$$

La vitesse maximale ; \bar{u}_{max} , est donnée par l'équation (I-41), pour $y = R$:

$$\frac{\bar{u}_{max}}{u_*} = \frac{1}{k} \ln \left(\frac{Ru_*}{v} \right) + 5.5 \quad (I-42)$$

Où R est le rayon de la conduite. En combinant ces deux dernières équations, on obtient une expression pour la vitesse moyenne :

$$\frac{U}{u_*} = 2.5 \ln \left(\frac{Ru_*}{v} \right) + 1.75 \quad (I-43)$$

I.7.3 Répartition de la vitesse dans une conduite à paroi rugueuse:

La distribution universelle de vitesse pour un écoulement turbulent rugueux, dans la zone logarithmique, est donnée par :

$$\frac{\bar{u}}{u_*} = \frac{1}{k} \ln \left(\frac{y}{k_s} \right) + B_s \quad (I-44)$$

Frisch montre que la loi logarithmique de la vitesse déficitaire établit pour les conduites lisses reste vrai pour les conduites rugueuses et il obtient la loi suivante: [05].

$$\frac{\bar{u}}{u_*} = 2.5 \ln \left(\frac{y}{k_s} \right) + 8.5 \quad (I-45)$$

Entre les écoulements purement lisses et les écoulements complètement rugueux, il existe une transition, que l'on peut caractériser en prenant les équations (I-39) et (I-44) ensemble :

$$\frac{\bar{u}}{u_*} = \begin{cases} \frac{1}{k} \ln\left(\frac{y}{k_s}\right) + B_s \\ \frac{1}{K} \ln\left(\frac{Ru_*}{v}\right) + 5.5 \end{cases} \quad (\text{I-46})$$

Donc on trouve:

$$B_s = \frac{1}{K} \ln\left(\frac{k_s u_*}{v}\right) + 5.5 \quad (\text{I-47})$$

La figure (1.12) montre la variation de la valeur B_s en fonction du nombre de Reynolds de rugosité k^+ :

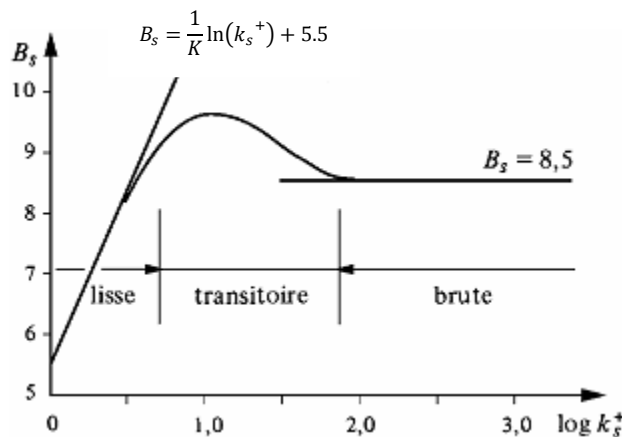


Figure (1.12): B_s en fonction de $\log k_s^+$. Adapté d'après les mesures de Nikuradse.

On peut à partir de la relation (I-45) refaire exactement le même raisonnement que celui adopté pour les conduites lisses, c.à.d. intégrer la loi logarithmique de la vitesse déficitaire à toute la section de manière à introduire la vitesse moyenne U . On obtient ainsi pour une conduite rugueuse la relation:

$$\frac{U}{u_*} = 2.5 \ln\left(\frac{R}{k_s}\right) + 4.75 \quad (\text{I-48})$$

I.7.4 Perte de charge d'un écoulement dans une conduite:

En hydraulique, la perte de charge correspond à l'énergie dissipée par le frottement du liquide. Cette énergie doit être compensée afin de permettre au liquide de se déplacer. On l'exprime couramment sous la forme d'une pression, bien qu'elle soit en fait représentative d'une dissipation d'énergie et qu'elle apparait dans l'équation de Bernoulli comme une hauteur de colonne d'eau.

I.7.4.1 Pertes de charge linéaires (régulières)

Ce genre de perte est causé par le frottement intérieur qui se produit dans les fluides, il se rencontre dans les conduites lisses aussi bien que dans les conduites rugueuses.

Entre deux points séparés par une longueur Δl , dans une conduite de diamètre D apparaît une perte de charge Δh , exprimée sous la forme suivante :

$$\Delta h = \frac{\Delta P}{\gamma} \quad (\text{I-49})$$

Où:

ΔP : est la variation (diminution) de la pression entre les deux sections considérées.

γ : Poids spécifique du fluide.

Compte tenu des difficultés pour résoudre l'équation de Navier-Stokes, la perte de charge sera traduite aussi par l'équation empirique de Weisbach-Darcy:

$$\Delta h = \lambda \frac{\Delta l}{D} \frac{U^2}{2g} \quad (\text{I-50})$$

λ : est le coefficient de perte de charge.

Le calcul de perte de charge se repose entièrement sur la détermination de ce coefficient λ .

I.7.4.1.1 Cas de l'écoulement laminaire $R_e < 2300$:

Dans ce cas on peut montrer que le coefficient λ est uniquement fonction du nombre de Reynolds R_e , l'état de la surface n'intervient pas et donc λ ne dépend pas de k (hauteur moyenne des aspérités de la conduite), ni de la nature de la conduite.

$$\lambda = \frac{64}{R_e} \quad (\text{I-51})$$

I.7.4.1.2 Cas de l'écoulement turbulent $R_e > 2300$:

Introduisons maintenant la tension unitaire de frottement à la paroi τ_0 , que nous avons déjà trouvé, d'après l'équation (I-37), égale à:

$$\tau_0 = \frac{D}{4} \left(\frac{\Delta P}{\Delta l} \right) \quad (\text{I-52})$$

D'habitude on exprime τ_0 par le coefficient de frottement λ . La substitution des équations (I-49) et (I-50) dans l'équation (I-52) donne alors :

$$\tau_0 = \frac{\lambda}{4} \rho \frac{U^2}{2} = \frac{C_f \rho U^2}{2} \quad (\text{I-53})$$

C_f : Coefficient de frottement.

$$C_f = \frac{\lambda}{4} = \frac{2\tau_0}{\rho U^2} \quad (\text{I-54})$$

En utilisant la définition de Prandtl de la vitesse de frottement, $u_*^2 = \frac{\tau_0}{\rho}$, on obtient: [05].

$$\frac{U}{u_*} = \sqrt{\frac{\lambda}{8}} \quad (\text{I-55})$$

a) Ecoulement à paroi lisse:

Pour traduire l'ensemble des résultats sur le diagramme $\lambda = f(R_e)$, il est nécessaire d'introduire dans les équations précédentes la vitesse moyenne U , pour cela on écrit le terme $\frac{Ru_*}{\nu}$ d'une façon à faire apparaître le nombre de Reynolds R_e et le rapport $\frac{u_*}{U}$, il vient:

$$\frac{Ru_*}{\nu} = R_e \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\lambda}{8}} \quad (\text{I-56})$$

La substitution de l'équation (I-56) dans l'équation (I-43), conduit à la relation suivante:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2.035 \log R_e \sqrt{\lambda} - 0.91 \quad (\text{I-57})$$

En général, on adopte la formule suivante, dite formule de Prandtl-Von Karman, très voisine de la précédente et qui vérifie mieux les résultats expérimentaux:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2.035 \log R_e \sqrt{\lambda} - 0.8 \quad (\text{I-58})$$

Qui peut s'écrire également:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2.035 \log \frac{R_e \sqrt{\lambda}}{2.51} \quad (\text{I-59})$$

Cette loi correspond à l'écoulement au régime turbulent dans une conduite lisse pour $k_s^+ < 5$ et $R_e > 4000$.

λ n'étant pas explicité dans la formule de Prandtl-Von Karman, celle-ci est d'un usage difficile et ne peut être résolu que par voie graphique. L'Allemand Blasius a ainsi proposé en 1913 une formule simple telle que:

$$\lambda = \frac{0.3164}{R_e^{0.25}} \quad (\text{I-60})$$

Cette droite de Blasius est pratiquement confondue avec la courbe de Von Karman pour $R_e \leq 10^5$.

La figure ci-dessous montre la très bonne concordance entre les résultats expérimentaux obtenus par divers chercheurs et les relations précitées :

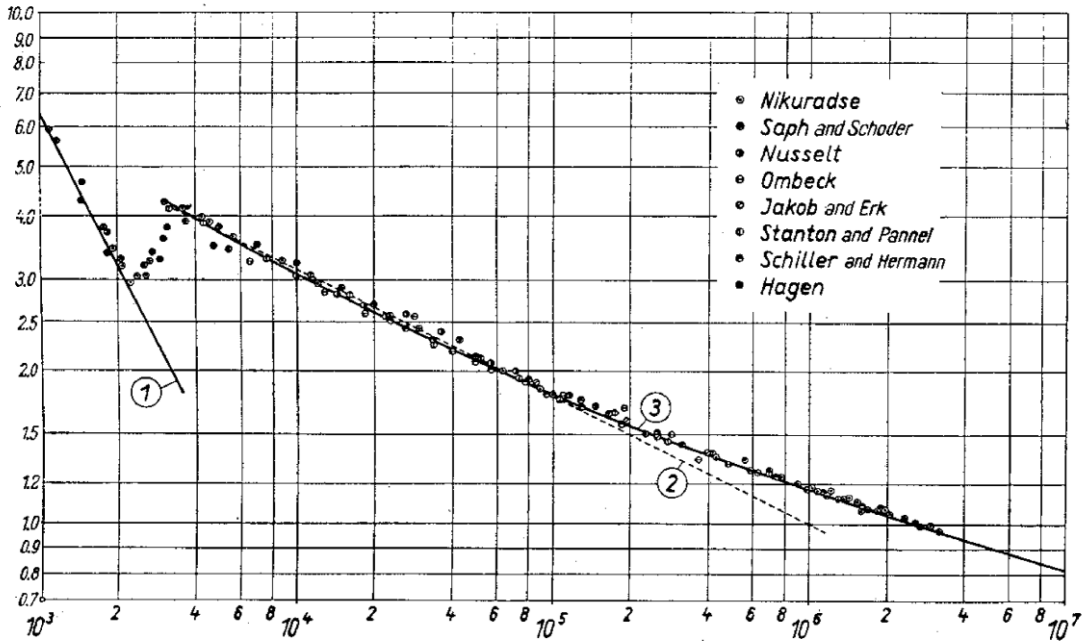


Figure (1.13): Pertes de charge en conduites hydrauliquement lisses en fonction de Re

1. écoulement laminaire. $\lambda = 64/Re$
2. formule empirique de Blasius
3. formule de Prandtl-Nikuradse

Comme nous l'avons noté l'approximation de la formule précédente de type $\lambda = \frac{A}{Re^n}$ (Blasius) n'est pas satisfaisante que pour des valeurs de Reynolds inférieures à 10^5 . Au-delà de cette limite l'expérience s'en écarte progressivement et il faut alors recourir à des formules du type binôme: [05].

$$\lambda = \alpha + \frac{\beta}{Re^n}$$

A ce groupe se rattache les formules de:

$$\text{Lang (1896)} \quad \lambda = 8g \left(\alpha + \frac{\beta}{\sqrt{Re\nu}} \right) \quad (\text{I-61})$$

$$\text{Lees (1914)} \quad \lambda = 0.00714 + \frac{0.61}{Re^{0.35}} \quad (\text{I-61})$$

$$\text{Schiller et Hermann} \quad \lambda = 0.0054 + \frac{0.396}{Re^{0.3}} \quad (\text{I-62})$$

$$\text{Nikuradse (1932)} \quad \lambda = 0.0032 + \frac{0.221}{Re^{0.237}} \quad (\text{I-63})$$

$$\text{R.Lazard (1935)} \quad \lambda = 0.00372 + \frac{0.247}{Re^{0.25}} \quad (\text{I-64})$$

Ces dernières formules et surtout celle de Nikuradse se confondent sensiblement avec la formule théorique de Prandtl- Von Karman pour des valeurs de Reynolds allant jusqu'à 3.10^6 .

De cette rapide analyse des nombreuses formules proposées pour le régime turbulent lisse, il faut retenir essentiellement que le coefficient de perte de charge λ est indépendant de la nature de la paroi, n'est fonction que du nombre de Reynolds.

Des études expérimentales récentes ont montré que la formule classique de Prandtl-Von Karman admise pendant longtemps ne traduisait pas très exactement les résultats observés; la formule de Blasius serait mieux adaptée. [05].

b) Ecoulement à paroi rugueuse:

On a vu que :
$$\frac{U}{u_*} = 2.5 \log \left(\frac{R}{k_s} \right) + 4.75$$

Comme d'autre part :
$$\frac{U}{u_*} = \sqrt{\frac{\lambda}{8}}$$

Il vient :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2.035 \log \left(\frac{R}{k_s} \right) + 1.68 \quad (\text{I-65})$$

En fait, expérimentalement, Nikuradse a obtenu une valeur légèrement supérieure de la constante, d'où la relation classique:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2.035 \log \left(\frac{R}{k_s} \right) + 1.74 \quad (\text{I-66})$$

Cette relation est valable pour un écoulement turbulent dans une conduite complètement rugueuse, si $k_s^+ > 70$ et $Re > 4000$.

Les résultats expérimentaux de Nikuradse sur les conduites de rugosité homogène sont résumés par l'ensemble de courbes de la figure ci après dénommé habituellement "harpe de Nikuradse".

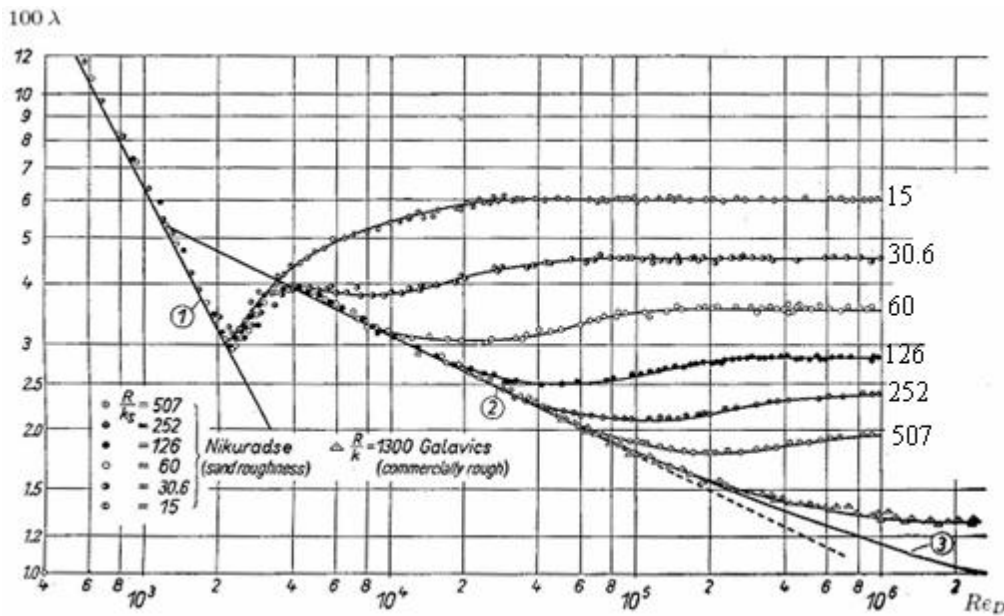


Figure (1.14): Résultats expérimentaux de Nikuradse : $\lambda = f(Re)$ pour différentes valeurs de R/k_s

Dans la zone de transition entre l'état lisse et celui complètement rugueux, c.à.d. $5 < k_s^+ < 70$; une relation approximative est donnée par Schlichting :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2.0 \log \left(\frac{k_s}{R} + \frac{18.7}{Re \sqrt{\lambda}} \right) + 1.74 \quad (I-67)$$

Pour $k_s \rightarrow 0$, cette relation se ramène à l'équation (I-58), valable pour l'écoulement lisse. Pour $Re \rightarrow 0$, elle devient l'équation (I-66), valable pour l'écoulement complètement rugueux.

c) Rugosité hétérogène - Conduite industrielle

Les conduites industrielles ont habituellement une rugosité non homogène distribuée de façon aléatoire. Les points expérimentaux correspondants de la fonction universelle de rugosité se placent comme indiqué ci-dessus en prenant pour k une hauteur moyenne des rugosités.

Colbrook a constaté que ces points se plaçaient bien sur la courbe d'équation:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} - 2.03 \log \left(\frac{D}{k_s} \right) = 1.14 - 2 \log \left[1 + 9.35 \left(\frac{D}{k_s} \right) \frac{Re}{\sqrt{\lambda}} \right] \quad (I-68)$$

Qui, comme on peut le constater, est asymptote à la courbe représentative de la conduite hydrauliquement lisse lorsque $k_s \rightarrow 0$ et à celle de la conduite rugueuse lorsque $Re \rightarrow \infty$.

On en déduit immédiatement la relation de Colebrook et White des pertes de charges :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2.0 \log \left(\frac{k_s/D}{3.71} + \frac{2.51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad (I-69)$$

Cette formule correspond sensiblement pour les écoulements turbulents aux données de l'abaque de Moody ci-après.

Sur cet abaque, la courbe séparant les domaines relatifs à la conduite hydrauliquement lisse et à la conduite hydrauliquement rugueuse correspond à la relation :

$$\frac{k_s u_*}{\nu} = 70$$

Ou encore ; puisque $\frac{k_s u_*}{\nu} = \sqrt{\frac{\lambda}{8}} Re \frac{k_s}{D}$

$$\sqrt{\lambda} Re \frac{k_s}{D} \cong 200$$

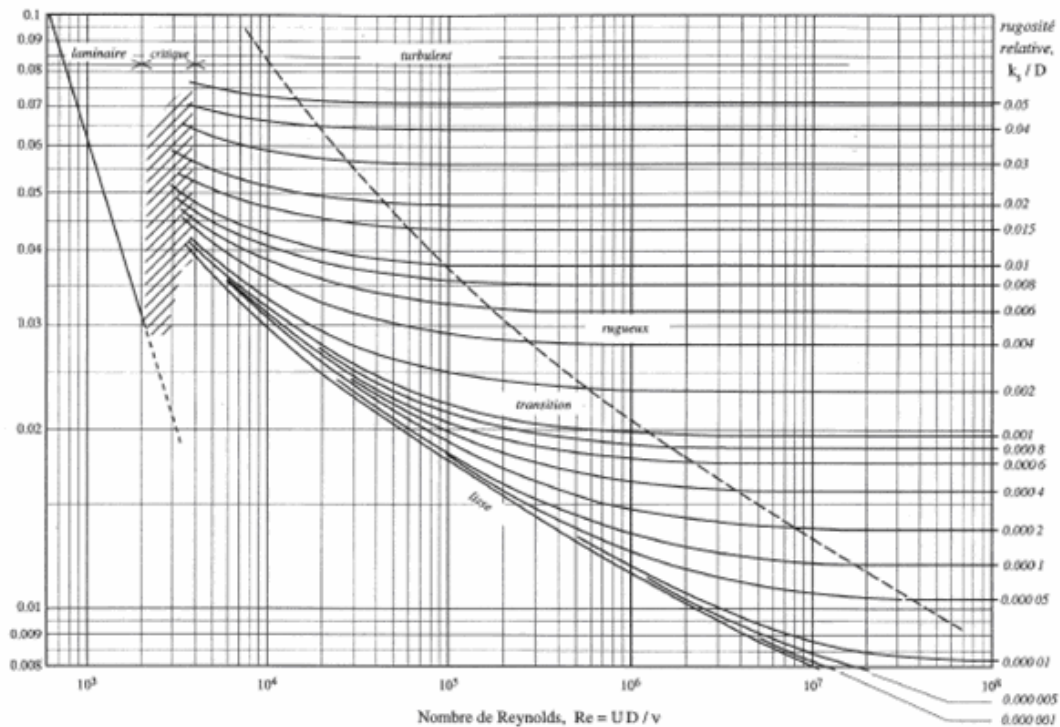


Figure (1.15): Diagramme de Moody.

1.7.4.2 Formulations explicites de λ :

Le caractère implicite des formules de Prandtl-Nikuradse (1942) et de Colbrook (1950) rend leur utilisation peu pratique. Cela a amené un certain nombre de mécaniciens des fluides à proposer des formules explicites et l'on peut, à cet égard. Citons, par exemple, la formule de Swamee & Jain (1976):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2.0 \log \left(\frac{5.74}{Re^{0.9}} + \frac{k_s/D}{3.71} \right) \quad (I-70)$$

Citons aussi la formule de Haaland (1983):

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1.8 \log \left[\frac{6.9}{Re} + \left(\frac{k_s/D}{3.71} \right)^{1.11} \right] \quad (I-71)$$

Finalement, il existe aussi la formule de Churchill (1977), qui est en fait une amélioration de celle de Swamee & Jain de façon à aussi comprendre tous les régimes (régime laminaire, transition du régime laminaire au régime turbulent et régime turbulent):

$$\lambda^{12} = \left(\frac{64}{Re}\right)^{12} + \left[\left(-2 \log \left(\left(\frac{7.0}{Re}\right)^{0.9} + \frac{k_s/D}{3.71} \right) \right)^{16} + \left(\frac{13270}{Re}\right)^{16} \right]^{-3/2} \quad (I-72)$$

La mise sous forme graphique des diverses formules est présentée à la Figure (2.9): les résultats produit par les formules explicites (Haaland et Swamee & Jain) sont effectivement fort proches de ceux produit par la formule implicite de Colebrook, la formule de Churchill capture bien toute la plage des Re. [06].

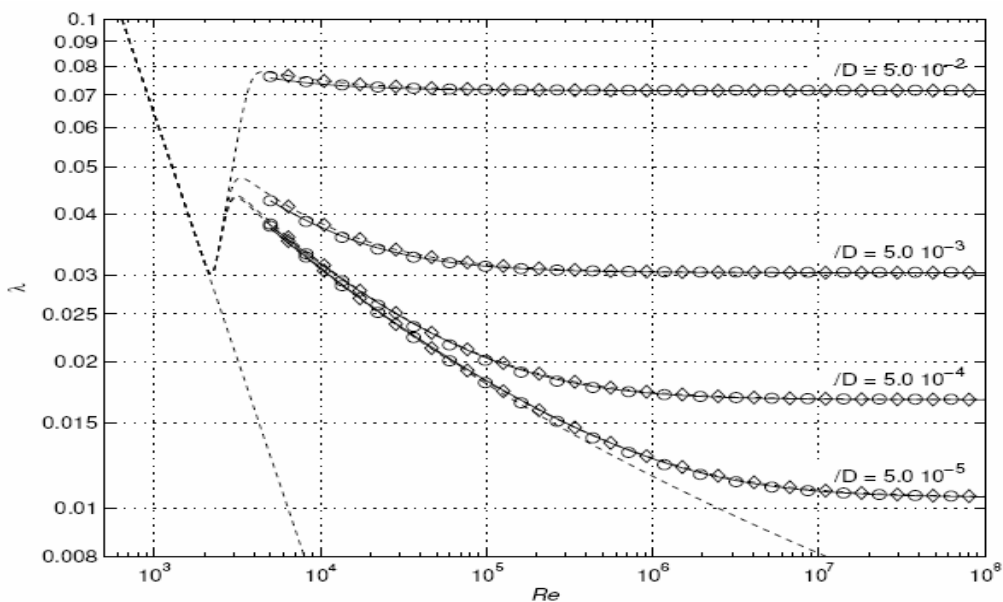


Figure (1.16): Diagramme des pertes de charge en conduites: formule de Colebrook (solid), de Haaland (circle), de Swamee & Jain (diamond), et de Churchill (dash).

1.7.5 Les pertes singulières:

Pour calculer les pertes de charges dans un réseau, il faut aussi prendre en compte, en plus des portions de conduites lentement variables en espace, des singularités comme les élargissements brusques, les coudes, les vannes ou encore les jonctions.

La charge h subit une diminution brusque que l'on modélise par une perte de charge singulière et que l'on doit paramétrer pour chaque géométrie.

On exprime souvent la perte de charge singulière sous la forme:

$$\Delta h = \xi \frac{U^2}{2g} = \xi \frac{Q^2}{2gA^2} \quad (I-73)$$

Où U et A sont respectivement la vitesse et la section en amont de la singularité, ξ le coefficient de perte de charge singulière et $Q = U A$ le débit.

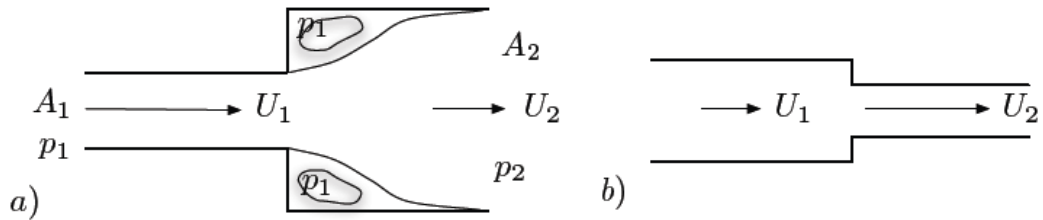


Figure (1.17): a) Perte de charge singulière dans un élargissement brusque. b) Pas de perte de charge singulière dans un rétrécissement.

Dans le cas d'un élargissement brusque, on peut donner une estimation de la perte de charge singulière en supposant que la pression du fluide dans la zone de recirculation est approximativement égale à la pression d'entrée p_1 . Dans ce cas, un bilan global de quantité de mouvement (théorème d'Euler) sur un domaine englobant la singularité conduit à :

$$\rho U_1^2 A_1 + p_1 A_1 = \rho U_2^2 A_2 + p_2 A_2 \tag{I-74}$$

On en déduit la perte de charge singulière :

$$\Delta h = \frac{(U_2 - U_1)^2}{2g} = \xi \frac{U_1^2}{2g} \quad \text{Avec} \quad \xi = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \tag{I-75}$$

Dans le cas d'un rétrécissement de section, on peut considérer que la perte de charge singulière est négligeable.

Dans le cas d'un coude de rayon de courbure ρ_c et de déviation φ , on peut utiliser la formule (I-76) pour le coefficient de perte de charge singulière.

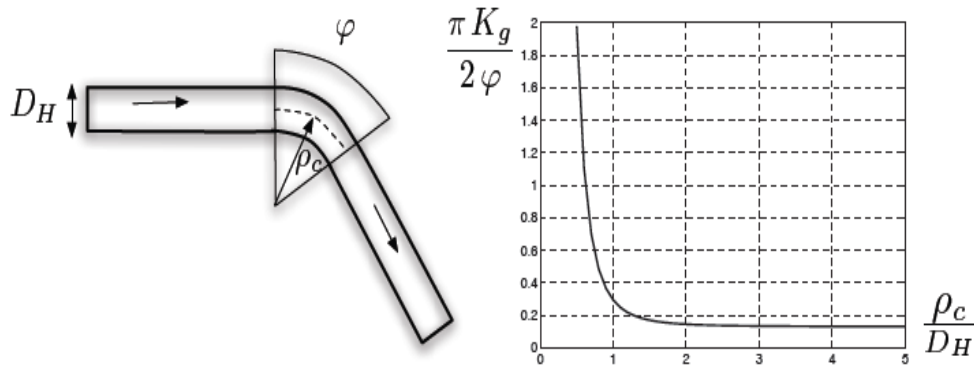
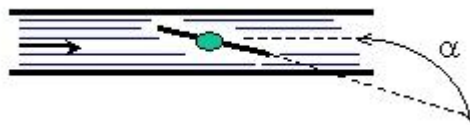


Figure (1.18): Perte de charge singulière dans un coude.

$$\xi = \frac{\varphi}{\pi/2} \left[0.131 + 1.847 \left(\frac{2\rho_c}{D_H} \right)^{-3.6} \right] \tag{I-76}$$

Les pertes de charge dans les vannes et robinets sont données aussi par la formule (I-75), et coefficient ξ est fonction du type de système :

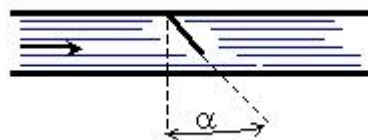
❖ Vannes "papillons" (ou tournantes):



le coefficient ξ dépend du degré d'ouverture (α), mais aussi du profil hydrodynamique du papillon : à voir selon les données des fabricant.

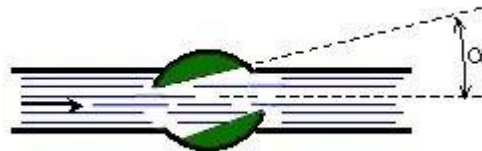
α	0 à 5°	10°	20°	30°	40°	45°	50°	60°	70°
ξ	0,25 à 0,3	0,52	1,54	3,91	10,8	18,7	32,6	118	751

❖ Clapets à battant.



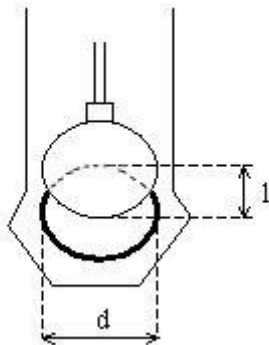
α	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	60°	70°
ξ	90	62	42	30	20	14	9,5	6,6	3,2	1,7

❖ Robinets à boisseau:



α	10°	20°	30°	40°	45°	50°	55°
ξ	0,31	1,84	6,15	20,7	41	95,3	275

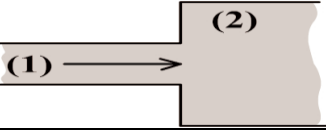
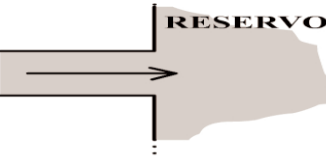
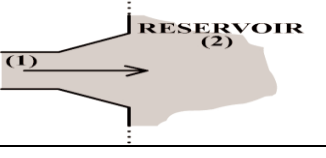
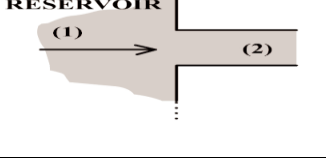
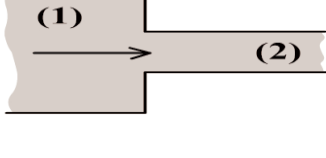
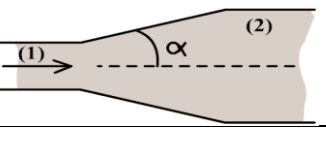

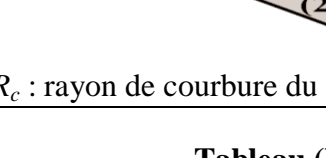
❖ Robinets-vannes:



Avec, l/d : valeur de l'abaissement de l'opercule.

l/d	0	1/8	2/8	3/8	4/8	5/8	6/8	7/8
ξ	0,12	0,15	0,26	0,81	2,06	5,52	17	98

Exemples de singularités présentes dans un écoulement en charge:

forme de l'obstacle	coefficient de la perte de charge singulière
	$\xi = \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^2$
	$\xi \approx 1$ en pratique : $1,06 > \xi > 1,1$
	$\xi = 0,2 + 2 \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^2$
	$\xi \approx 0,5$
	$\xi = \left(\frac{1}{C_c} - 1\right)^2$ Avec $C_c \approx 0,59 + 0,41 \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^3$
	$\xi = 0,46 R_e^{-0,06} \left(1 - \frac{S_1}{S_2}\right)^{0,5}$
	$\xi = a \left(\frac{1}{C_c} - 1\right)^2$ avec $\begin{cases} a = \sin \alpha & \text{pour } \alpha < 90^\circ \\ a = 1 & \text{pour } \alpha > 90^\circ \end{cases}$
	Lisse: $\xi = \left[0,13 + 1,85 \left(\frac{D}{2R_c}\right)^{3,5}\right] \frac{\alpha}{90}$ Rugueux: $\xi = 0,42 \left(\frac{D}{R_c}\right)^{0,5}$

R_c : rayon de courbure du coude

Tableau (I.1): quelques coefficients de pertes de charge singulière

Chapitre II : Transport du Pétrole par Canalisation

Introduction :

Le transport de quantités massives de pétrole brut a pris son véritable essor depuis la deuxième Guerre Mondiale. L'histoire de ce développement met en évidence une tendance constante à transporter sur des distances toujours plus grandes des quantités de plus en plus importantes et à des pressions de plus en plus élevées.

Mais le coût de son transport pèse de plus en plus lourd. Le transport du brut sur des distances de plus en plus longues et dans des conditions de plus en plus sévères devient une nécessité impérieuse pour assurer son développement.

En Algérie le transport par canalisation est le premier maillon de la chaîne pétrolière qui a été nationalisé et autour duquel a été créée la société nationale qui porte toujours le nom de l'activité pour laquelle elle a été créée : « Société Nationale de Transport et Commercialisation des Hydrocarbures » ou par abréviation **Sonatrach**.

II.1. Le pétrole :**II. 1.1 Histoire du pétrole :**

Le pétrole est connu et utilisé depuis la plus haute antiquité. Il forme des affleurements dans les lieux où il est abondant en sous-sol ; ces affleurements ont été utilisés de nombreuses façons : calfatage des bateaux, ciment pour le pavage des rues, source de chauffage et d'éclairage, et même produit pharmaceutique. Sa distillation, décrite dès le Moyen Âge, donne un intérêt supplémentaire à ce produit pour les lampes à pétrole.

À partir des années 1850, le pétrole fait l'objet d'une exploitation et d'une utilisation industrielle. Il est exploité en 1857 en Roumanie, et en 1859 aux États-Unis, dans l'État de Pennsylvanie. À partir de 1910, il est considéré comme une matière première stratégique, à l'origine de la géopolitique du pétrole.

La période 1920-1970 est marquée par une série de grandes découvertes de gisements, particulièrement au Moyen-Orient, qui fait l'objet de toutes les convoitises. Les marchés des produits pétroliers se développent également ; outre les carburants comme l'essence, le gazole et le fioul lourd, qui accompagnent l'essor des transports dans leur ensemble, l'industrie pétrolière génère une myriade de produits dérivés, au nombre desquels les matières plastiques, les textiles et le caoutchouc artificiels, les colorants, les intermédiaires de synthèse pour la chimie et la pharmacie. Ces marchés permettent de valoriser la totalité des composants du pétrole.

En 1970, la production de pétrole des États-Unis atteint un maximum, qu'avait prédit le géophysicien Marion King Hubbert.

La période 1973-1980 marque l'histoire du monde avec les premier et deuxième chocs pétroliers. A partir de 1986, le contre-choc pétrolier voit le prix du baril s'effondrer. En 2003, le prix du baril remonte, en dépit d'une production toujours assurée et d'une relative paix mondiale, à cause de la spéculation sur les matières premières en général ; quand cette spéculation s'arrêtera brutalement en 2008, le prix du baril suivra cette évolution spectaculaire.

II. 1.2. Formation du pétrole :

Le pétrole, dont les réserves déterminent notre quotidien, s'est formé, il y a 20 à 350 millions d'années, dans les bassins sédimentaires peu profonds des océans. Les plus anciens gisements connus remontent à quelque 500 millions d'années, les plus récents à 4000 ans à peine.

Le pétrole est un produit de l'histoire géologique d'une région, et particulièrement de la succession de trois conditions :

- **L'accumulation de matière organique :**

En règle générale, la biosphère recycle la quasi-totalité des sous-produits et débris. Cependant, une petite minorité de la matière « morte » sédimente, c'est-à-dire qu'elle s'accumule par gravité et est enfouie au sein de la matière minérale, et dès lors coupée de la biosphère.

Ce phénomène concerne des environnements particuliers, tels que les endroits confinés (milieux paraliques : lagunes, deltas...), surtout en milieu tropical et lors de périodes de réchauffement climatique intense (comme le silurien, le jurassique et le crétacé), où le volume de débris organiques excède la capacité de « recyclage » de l'écosystème local. C'est durant ces périodes que ces sédiments riches en matières organiques (surtout des lipides) s'accumulent.

- **La maturation de matière organique :**

Au fur et à mesure que des couches de sédiments se déposent au-dessus de cette strate riche en matières organiques, la « roche-mère » ou « roche-source », croît en température et en pression. Dans ces conditions, la matière organique se transforme en kérogène, un « extrait sec » disséminé dans la roche sous forme de petits grumeaux.

Si la température devient suffisante (le seuil est à au moins 50 °C, généralement plus selon la nature de la roche et du kérogène), et si le milieu est réducteur, le kérogène sera pyrolysé (décomposition chimique par action de la chaleur), extrêmement lentement.

Le kérogène produit du pétrole et/ou du "gaz naturel", qui sont des matières plus riches en hydrogène, selon sa composition et les conditions d'enfouissement. Si la pression devient suffisante ces fluides s'échappent, ce qu'on appelle la *migration primaire*.

En général, la roche source a plusieurs dizaines, voire centaines de millions d'années quand cette migration se produit. Le kérogène lui-même reste en place, appauvri en hydrogène.

- **Piégeage des hydrocarbures :**

Quant aux hydrocarbures expulsés, plus légers que l'eau, ils s'échappent en règle générale jusqu'à la surface de la Terre où ils sont oxydés, ou biodégradés (ce dernier cas donne des sables bitumineux), mais une minime quantité est piégée : elle se retrouve dans une zone perméable (généralement du sable, des carbonates ou des dolomites) qu'on appelle la « **roche-réservoir** », et ne peut s'échapper à cause d'une couche imperméable (composée d'argile, de schiste et de gypse), la « roche piège » formant une structure-piège.

Il existe plusieurs types de pièges. Les plus grands gisements sont en général logés dans des pièges anticlinaux. On trouve aussi des pièges sur faille ou mixtes *anticlinal-faille*, des pièges formés par la traversée des couches par un dôme salin, ou encore créés par un récif corallien fossilisé.

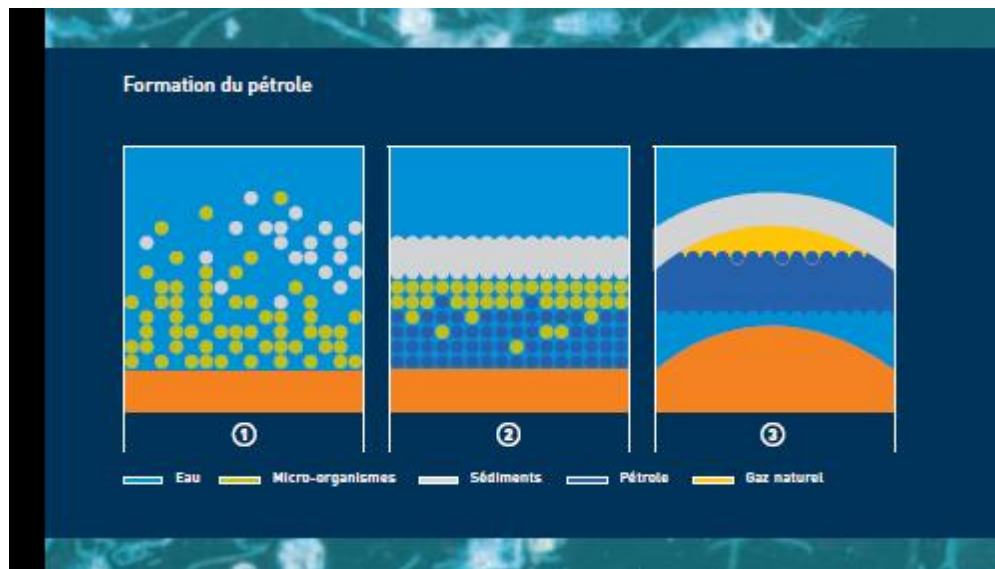


Figure (2.1) : formation du pétrole.

II. 1.3. Classifications des pétroles :

On distingue les pétroles en fonction de leur origine et donc de leur composition chimique. Le mélange d'hydrocarbures issu de ce long processus comprend des chaînes carbonées linéaires plus ou moins longues, ainsi que des chaînes carbonées cycliques naphténiques ou aromatiques.

Il est aussi possible de distinguer les différents types de pétrole selon leur densité, leur fluidité, leur teneur en soufre et autres impuretés (vanadium, mercure et sels) et leurs proportions en différentes classes d'hydrocarbures. Le pétrole est alors paraffinique, naphténiq ou aromatique.

On classe aussi les pétroles selon leur provenance (golfe Persique, mer du Nord, Venezuela, Nigeria), car le pétrole issu de gisements voisins a souvent des propriétés proches.

Il existe des centaines de bruts de par le monde ; certains servent d'étalon pour établir le prix du pétrole d'une région donnée : les plus utilisés sont l'*Arabian Light* (brut de référence du Moyen-Orient), le *Brent* (brut de référence européen) et le *West Texas Intermediate* (WTI, brut de référence américain).

Selon sa provenance, le brut peut contenir du gaz dissout, de l'eau salée, du soufre et des produits sulfurés (thiols (mercaptans) surtout). Il a une composition trop riche pour être décrite en détails. Il faut distinguer simplement trois catégories de brut :

- A prédominance paraffinique : les hydrocarbures linéaires sont les plus abondants ; ces bruts sont les plus recherchés car ils donnent directement une grande proportion de produits légers comme l'essence et le gazole ;
- A prédominance naphténiq : avec beaucoup d'hydrocarbures à cycle saturé ;
- A prédominance aromatique : les hydrocarbures présentant un cycle carboné insaturé sont plus abondants.

De plus, il existe des bruts aptes à faire du bitume, ce sont des bruts très lourds de type Boscan, Tia Juana, Bachaquero ou Safaniyah. Les deux principaux critères pour classer les centaines de bruts différents qui existent sont la densité et la teneur en soufre, depuis le plus léger et le moins sulfureux (qui a la plus haute valeur commerciale) qui est du *condensat*, jusqu'au plus lourd et au plus sulfureux qui contient 90 % de bitume environ : c'est un *brut d'Italie*. [15]

II. 2. Présentation général de SONATRACH

II. 2.1. Historique

SONATRACH (société nationale de transport et de commercialisation des hydrocarbures) est née le 31 décembre 1963, pour être un instrument d'intervention de l'état dans le secteur pétrolier aux cotés des compagnies françaises.

La volonté de l'Algérie de récupérer ses richesses naturelles et d'assurer pleinement le contrôle de leur exploitation, amena à nationaliser la production des hydrocarbures le 24/02/1971 par la signature d'une ordonnance, définissant le cadre d'activité des sociétés étrangères en Algérie.

Au début des années 80, La restructuration de SONATRACH se mit en œuvre, cette étape figure parmi les plus importantes dans le développement de la société.

D'autres étapes ont suivi, toutes aussi importantes, notamment la réorganisation des structures de la société en activités, tout particulièrement les activités Aval et Amont. Par ailleurs, après l'ouverture du marché et les nombreux contrats de partenariats avec des compagnies étrangères, américaines notamment, ainsi qu'à l'étranger, SONATRACH a pu asseoir son statut de compagnie pétrolière « solide ».

Aujourd'hui, SONATRACH est la première entreprise du continent africain. Elle est classée 12ème parmi les compagnies pétrolières mondiales, 2ème exportateur de GNL et de GPL et 3ème exportateur de gaz naturel. Ses activités constituent environ 30 % du PNB Algérien. [8].

II. 2.2. Principales activités de la SONATRACH

Les activités de SONATRACH s'articulent autour de quatre branches principales : [8]

❖ Activité Amont

- L'exploration ;
- Le forage ;
- Les services au puits ;
- Le développement des gisements ;
- L'exploitation des gisements.

❖ Activité transport par canalisation

- Le développement et la réalisation des canalisations de transport des hydrocarbures produits à partir des gisements : pétrole brut, condensat, gaz naturel et GPL ;
- L'exploitation du système de transport par canalisation ;
- La maintenance du système de transport par canalisation.

❖ Activité Aval

- La liquéfaction du Gaz Naturel (GN) ;
- La séparation des Gaz de Pétrole Liquéfié (GPL) ;
- Le raffinage ;
- La pétrochimie.

❖ Activité Commercialisation

- La commercialisation des hydrocarbures et des produits pétroliers tant sur le marché international que sur le marché national ;

- Le trading et le shipping des hydrocarbures (SONATRACH dispose d'une flotte importante de méthaniers, de GPLiers et de pétroliers) ;
- Le business développement à l'international

II. 3. Présentation du réseau TRC

Le transport par canalisation (TRC) est une branche d'activité névralgique de la chaîne de production, de transformation et de commercialisation des hydrocarbures. A ce titre, son objectif principal, vise dans sa finalité, la satisfaction de la demande de transport dans les conditions optimales de service et de coût. [8].

L'activité de TRC couvre principalement :

- les études et le développement des projets d'extension et de renouvellement,
- l'exploitation et la gestion du réseau de transport des hydrocarbures,
- la maintenance, l'entretien et la projection du réseau de transport.

II. 4. La canalisation :

Les tubes d'acier utilisés actuellement pour la construction des oléoducs transportant du pétrole brut sur de longues distances, sont exclusivement fabriqués en acier de haute résistance, plus exactement ceux ayant un grade élevé. L'emploi de ces aciers a permis de réduire l'épaisseur des tubes ; Ces derniers sont obtenus par cintrage d'une tôle et soudure le long d'une génératrice, ensuite ils sont soudés entre eux et enterrés à une profondeur d'environ 1,5m.

Les spécifications auxquelles doivent répondre les tubes d'acier destinés au transport du pétrole et du gaz naturel sont fixées par la norme A.P.I mise au point par l'American Petroleum Institute en collaboration avec l'American Gaz Associations.

Cependant, l'acier présente l'inconvénient d'être très sensible à la corrosion lorsqu'il est enterré dans le sol. Son utilisation pour le transport des hydrocarbures, exige l'emploi de moyens efficaces pour le protéger contre l'agressivité des sols qui est due à des phénomènes électrochimiques et bactériologiques. Elle est aussi liée à leurs teneurs en eau et à la quantité de sels solubles contenus dans le sol. [9], [8].

Les moyens de protection utilisés contre la corrosion, peuvent être classés en deux catégories :

- Moyens de protection passifs : peintures spéciales, revêtements isolant.
- Moyen de protection actif : protection cathodique.

II. 4.1. Protection passive :

Elle consiste à appliquer plusieurs couches de peintures et du brai de houille ou de pétrole, imprégnant des substances capables de leur communiquer une tenue mécanique convenable, tels que le voile de verre ou le papier kraft. On utilise aussi des rubans en matériaux plastiques tels que le polyéthylène, collés par des enduits sur la canalisation. L'épaisseur du revêtement varie de 3 à 6 mm selon que l'action corrosive est faible ou forte.

Malheureusement, malgré toutes les précautions, on n'est jamais sûr de la protection obtenue par ces procédés. La mise en œuvre, les manipulations sur chantier et le travail à grande échelle, expliquent les défauts relevés sur le revêtement final.

En effet la corrosion se concentre dans les espaces découverts par des défauts tels les fissures, les piqûres et les décollements.

II. 4.2. Protection cathodique :

La protection cathodique est un procédé électrique qui, grâce à une modification permanente du potentiel électrique de la canalisation protégée, permet d'arriver à un arrêt pratiquement absolu des phénomènes de corrosion, cela a permis de transporter les hydrocarbures liquides et gazeux dans des conditions de sécurité très élevées. [10].

Il existe deux manières de réaliser la protection cathodique:

II. 4.2.1. Protection cathodique par courant imposé:

Elle consiste à utiliser un générateur extérieur au système métal-solution qui débitera un courant continu, de sens tel que dans la solution il "sortira" d'une pièce anodique appelée déversoir pour pénétrer dans le métal à protéger et le rendre cathodique. Figure (2.2). [10].

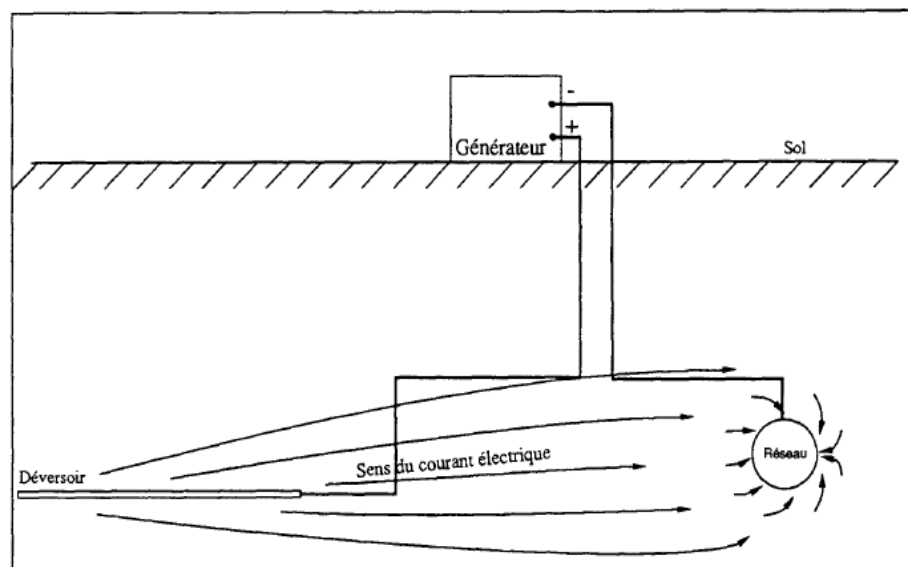


Figure (2.2) : Protection cathodique d'un métal par courant imposé.

II. 4.2.2. Protection cathodique par anode galvanique:

Dans le second cas, le métal est relié électriquement avec un autre métal moins noble que lui, c'est-à-dire dont le potentiel dans la solution est plus négatif. Ce métal moins noble va se dissoudre par oxydation en émettant dans le sol un courant qui viendra protéger la structure. Figure (2.3). [10].

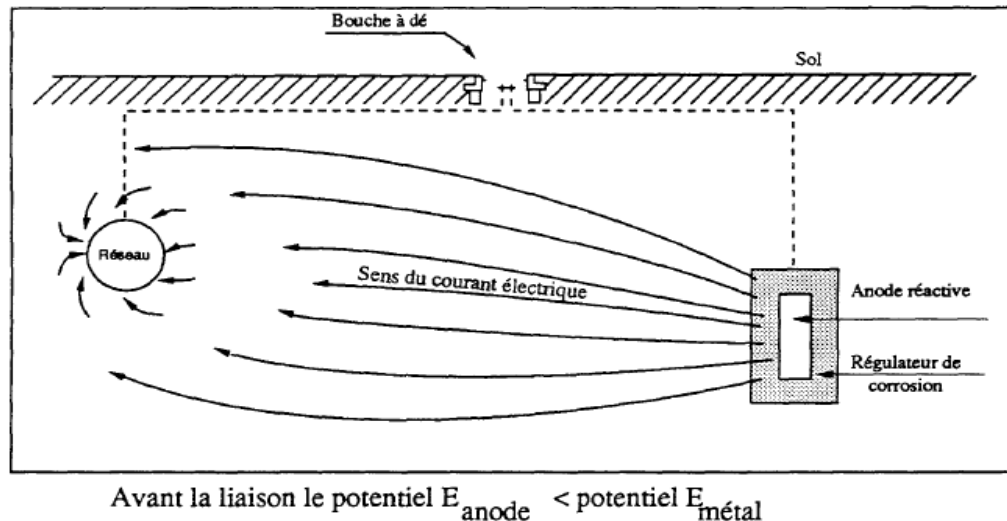


Figure (2.3) : Protection cathodique d'un métal par couplage galvanique.

II 4.3. Dispositifs placés le long d'un oléoduc

On entend par dispositifs, tous les éléments placés directement sur la canalisation et assurant à celle-ci, les meilleures conditions d'exploitation et une bonne sécurité. Ces dispositifs sont : [08], [14].

- Pots de purge ;
- Unités de filtration ;
- Postes de sectionnement ;
- Stations de pompage ;
- Terminaux départ et d'arrivée (TD et TA) ;
- Télétransmission et automatismes.

II. 4.3.1. Pots de purge :

Les pots de purge servent à piéger les condensats véhiculés par le pétrole dans la conduite. Ils sont généralement installés aux points bas de la ligne ainsi qu'à l'entrée des postes de coupures. Chaque pot est constitué d'un réservoir sous pression d'une capacité d'environ 10 m^3 qui est installé sous la canalisation, une tuyauterie lui est raccordée afin de purger au moyen d'une pompe électrique les condensats dans un camion vidange.

II. 4.3.2. Unité de filtration

L'utilisation des pistons racleurs permet d'obtenir un nettoyage périodique des oléoducs, néanmoins, il est nécessaire d'assurer un dépoussiérage continu en certains points particuliers, pour éviter l'usure prématurée des organes exposés au courant liquide (vannes, clapet et buse).

La poussière contenue dans le brut provient de deux sources principales, la corrosion interne des conduites et l'effet d'abrasion produit par le sable rejeté par certains puits lorsqu'ils sont en pleine activité. Cette nécessité d'évacuer en permanence les poussières véhiculées par le brut conduit à utiliser des filtres dépoussiéreurs.

II. 4.3.3. Poste de sectionnement

Les postes de sectionnement permettent d'isoler un tronçon de canalisation afin d'assurer sa maintenance ou de limiter les conséquences néfastes en cas de fuite. Ces postes sont parfois équipés de coupure pour introduire et recevoir des pistons (*pig* en anglais), destinés à contrôler les différents paramètres d'intégrité de la canalisation : géométrie, propreté, perte de métal, fissuration, etc.

La distance entre deux postes de sectionnement consécutifs dépend de la réglementation applicable, selon le fluide transporté et le pays concerné.

La distance entre deux postes de coupure (ou de demi-coupure) consécutifs varie d'une dizaine de kilomètres pour de courtes antennes ou points spéciaux, à quelques centaines de kilomètres pour de grandes canalisations de transit.

II. 4.3.4. station de pompage

Les stations de pompage sont réparties régulièrement le long de la conduite pour maintenir la pression et la vitesse du fluide dans la canalisation.

La station de pompage comprend :

- ✓ Des réservoirs de stockage du pétrole brut ;
- ✓ Des filtres ;
- ✓ Un dispositif de comptage ;
- ✓ Des pompes de poussée (boosting) assemblées en parallèles ;
- ✓ Des pompes principales. En général, ce sont des pompes centrifuges assemblées en série ou en parallèle en fonction de la différence des hauteurs géodésiques de la conduite ;
- ✓ Appareils de contrôle, système de commande et d'automatisation ;
- ✓ Système auxiliaire telle que le graissage, le refroidissement ; l'alimentation en eau, en air et carburant ;
- ✓ Groupe d'alternateurs pour les besoins d'électricité ;
- ✓ Atelier de réparation, salle de contrôle, base de vie.

II. 4.3.5. Terminal départ

Le terminal de départ comprend les bâtiments techniques et administratifs, une base d'intervention et une base de vie, et permet de :

- ✓ alimenter l'oléoduc ;
- ✓ limiter la pression maximale de service ;
- ✓ filtrer le gaz naturel ;
- ✓ lancer le piston racleur ;
- ✓ compter le débit du gaz naturel ;
- ✓ isoler rapidement le gazoduc ;
- ✓ prélever pour analyse des échantillons de gaz.

II. 4.3.6. Terminal arrivé

Il comprend les installations terminales de la canalisation, les bâtiments techniques et administratifs, une base d'intervention et une base de vie, soit en résumé :

- ✓ Une gare de réception de racleur ;
- ✓ Une unité de filtration ;
- ✓ Un banc de régulation ;
- ✓ Un banc de comptage ;
- ✓ Un laboratoire ;

II. 4.3.7. Télétransmission et automatismes

La télétransmission et les automatismes jouent un rôle très important dans la bonne marche et la sécurité d'un ouvrage de transport d'hydrocarbures. En effet, des instruments de mesures sont placés en différents points de la ligne pour transmettre les valeurs des pressions, températures et débits aux salles de contrôles. Ainsi en cas de rupture de la canalisation, le tronçon défectueux sera isolé en commandant la fermeture des vannes motorisées, des deux postes de sectionnements concernés à partir de la salle de contrôle.

Chaque poste de coupure est équipé à son entrée et à sa sortie des équipements suivants :

- ✓ Un indicateur de température ;
- ✓ Un indicateur de pression ;
- ✓ Un signal de départ du piston racleur ;
- ✓ Un signal d'approche du piston racleur placé sur la ligne environ à 1500 m du poste de coupure.

La mise en service ou hors service de la compression est contrôlée par un système de vannes motorisées commandées par la logique de la machine. Les stations de compression contiennent aussi des instruments pour contrôler la pression et la température à l'aspiration et au refoulement, l'ensemble des signaux et alarmes sont reportés dans un panneau à la salle de contrôle.

Chapitre III : Calcul général d'un oléoduc

Introduction:

Cinq parties composent ce chapitre. La première partie est consacrée aux propriétés physiques et chimiques du pétrole brut qui influent l'écoulement dans le pipe.

Ensuite, dans la deuxième, l'étude du transfert de chaleur à travers les différentes strates du pipe et du sol à été élaborée. La résistance globale, équivalente de transfert de chaleur a été déterminée.

Dans la troisième partie, les équations de la dynamique des fluides appliquées à de petits tronçons pour déterminer la répartition des pressions en fonction du débit transporté, du diamètre intérieur et du coefficient de perte de charge linéaire correspondant au régime d'écoulement ont été établies.

La quatrième partie est consacrée aux calculs des épaisseurs des oléoducs.

Enfin, dans la dernière partie, une estimation générale des charges totales d'un ouvrage de transport a été faite.

III.1 Propriétés physiques et chimiques du pétrole brut:

Pour le calcul hydraulique et thermique il est nécessaire de connaître les propriétés physiques et chimiques des produits à transporter ; à savoir : la masse volumique, la chaleur spécifique, la conductibilité thermique et la viscosité cinématique.

III.1.1 Masse volumique (ρ):

La masse volumique d'un produit pétrolier se trouve dans les limites de 700 à 1100 kg/m³. La variation de la masse volumique, à la suite de variation de la température, est déterminée par la formule suivante: [07].

$$\rho[T] = \frac{\rho[293]}{1+\beta(T-293)} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (\text{III-1})$$

Où

$\rho[T]$, $\rho[293]$ - masse volumique du produit correspondant à la température T et 293°K, respectivement;

β [1/°K]- coefficient de dilatation volumique (voir annexe 1).

On utilise aussi la dépendance linéaire suivante:

$$\rho[T] = \rho[293] + E(293 - T) \quad (\text{III-2})$$

Où, E- coefficient de correction de température. (Voir annexe 1)

$$E = 1.825 - 0.001315 \cdot \rho[293] \quad (\text{III-3})$$

III.1.2 Chaleur spécifique C_p :

La chaleur spécifique d'un produit pétrolier varie dans les limites 1600 à 2500 J/kg°K. On utilise souvent la valeur moyenne $C_p=2100$ J/kg°K.

Pour des calculs plus précis la formule de KREGO, valable pour des températures allant de 273 à 673°K, est recommandée. [07].

$$C_p[T] = \frac{31.56}{\sqrt{\rho[293]}} (762 + 3.39T) \quad (\text{III-4})$$

III.1.3 La viscosité:

La viscosité d'un fluide traduit sa résistance à l'écoulement, plus la viscosité sera élevée, plus le fluide aura du mal à s'écouler et vice versa.

C'est l'une des plus importantes caractéristiques puisqu'elle varie de façon importante avec la température. Dans les calculs techniques on utilise souvent la viscosité cinématique telle que:

$$v = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{III-5})$$

Où,

v : viscosité cinématique;

μ : viscosité dynamique.

Pour cela il est recommandé d'utiliser les résultats des analyses obtenues pour les différentes variations de température. Si les résultats des laboratoires sont insuffisants, il est recommandé d'utiliser les relations suivantes: [07].

a) Formule de Walter (ASTM):

$$\log \log(v + 0.8) = a + b \cdot \log T \quad (\text{III-6})$$

Où; v -viscosité cinématique ($10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$); T -température absolue (°K).

Pour déterminer a et b , il est nécessaire de connaître v_1 et v_2 correspondantes aux températures T_1 et T_2 .

$$\begin{cases} a = \log \log(v_1 + 0.8) - b \cdot \log T_1 \\ b = \frac{\log \left[\frac{\log(v_1 + 0.8)}{\log(v_2 + 0.8)} \right]}{\log \frac{T_1}{T_2}} \end{cases} \quad (\text{III-7})$$

b) Formule de Reynolds-Filinov:

$$v[T] = v^* \cdot e^{-[u(T-T^*)]} \quad \text{(III-8)}$$

Où ; u -coefficient de la pente du viscogramme [$1/^\circ\text{K}$];
 v^* -viscosité cinématique pour une température connue T^* [m^2/s].

Pour trouver " u " il suffi de connaître v_1 pour T_1 :

$$u = \frac{1}{T_1 - T^*} \cdot \ln \frac{v^*}{v_1} \quad \text{(III-9)}$$

III.2 calcul thermique:

La température du brut dans un oléoduc diminue le long de la canalisation. La variation de la température le long de la canalisation est donnée par l'étude des échanges de chaleur entre le brut et son environnement. [09].

III.2.1. Transfert de chaleur (pétrole- sol):

Les transferts thermiques ayant lieu entre le brut et son environnement se font par convection et par conduction : [16].

a) Convection:

Il s'agit de la transmission de la chaleur entre un fluide en mouvement et un solide. Le transfert de chaleur par convection s'effectue en plusieurs étapes, dans un premier temps, la chaleur s'écoule par conduction des particules du brut chaud à la surface interne de l'oléoduc, ce qui augmente la température de celle-ci.

L'énergie est donc transmise à la paroi interne de la conduite. Le phénomène est régi par la loi de Newton :

$$\dot{Q} = h \cdot S \cdot (T_m - T_i) \quad \text{(III-10)}$$

\dot{Q} : Flux de chaleur échangé entre le fluide et la paroi interne [j/s];

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection [$\text{j}/\text{m}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{k}$];

S : Surface d'échange [m^2];

T_m : Température moyenne du fluide [$^\circ\text{k}$];

T_i : Température interne de la paroi [$^\circ\text{k}$].

- Coefficient de transfert de chaleur par convection:

Le calcul du coefficient de transfert de chaleur par convection à l'intérieur d'un oléoduc, dépend de la température du fluide. Il est donné par la corrélation de Sieder-Tate. [16].

$$N_u = 0.026 \cdot R_e^{0.8} \cdot P_r^{0.3} \quad ; \quad \frac{L}{D_i} \geq 50 \quad \text{et} \quad R_e \geq 10^4 \quad \text{(III-11)}$$

$$h = \frac{N_u \lambda_f}{D_i} = \frac{0.026 \cdot R_e^{0.8} \cdot P_r^{0.3} \cdot \lambda_f}{D_i} \quad \text{(III-12)}$$

$$Nu = \frac{h \cdot D_i}{\lambda_f} \quad (III-13)$$

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{\lambda_f} \quad (III-14)$$

Où :

N_u : Nombre de **Nusselt** ;

P_r : Nombre de **Prandtl** ;

C_p : Chaleur spécifique du brut [J/kg°K];

λ_f : Conductivité Thermique du brut [J/m.s.°K].

b) Conduction:

La conduction est un mode de transfert thermique qui se fait par contact. Elle est due aux vibrations des électrons périphériques. La loi correspondante est celle de Fourier.

Pour une couche cylindrique et dans le cas d'un échange de chaleur unidimensionnel, la loi de Fourier est donnée par la relation (III-15):

$$\dot{Q} = -\lambda_{cond} \cdot S \cdot \frac{dT}{dr} \quad (III-15)$$

Où,

λ_{cond} : conductivité thermique [J/m.s.°K];

\dot{Q} : Flux de chaleur [j/s];

T : température [°K].

$S = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L$ [m²].

$$\dot{Q} = -\lambda_{cond} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot L \frac{dT}{dr} \implies \dot{Q} \cdot \frac{dr}{r} = -\lambda_{cond} \cdot 2 \cdot \pi \cdot L \cdot dT \quad (III-16)$$

Ce qui après intégration entre les rayons intérieur et extérieur du tube donne :

$$\dot{Q} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda_p \cdot L (T_i - T_e)}{\ln \left(\frac{D_e}{D_i} \right)} \quad (III-17)$$

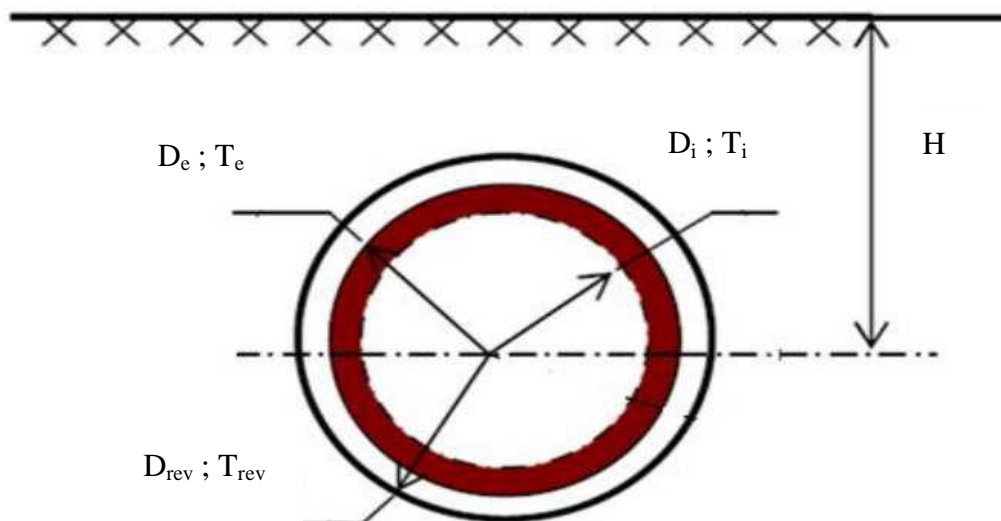


Figure (3.1): Schéma représentant une coupe d'un oléoduc.

III.2.2 Calcul de la résistance globale d'un oléoduc:

✓ Phénomène de convection : (fluide - paroi interne), on applique l'équation (III-10) : [16].

Avec, $S = \pi \cdot D_i \cdot L$;

$$\dot{Q}_{conv} = h_i \cdot \pi \cdot D_i \cdot L \cdot (T - T_i) \quad \rightarrow \quad R_{conv} = \frac{1}{h_i \cdot \pi \cdot D_i \cdot L} \quad (\text{III-18})$$

✓ Phénomène de conduction : (paroi interne – paroi externe):

$$\dot{Q}_p = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda_p \cdot L \cdot (T_i - T_e)}{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)} \quad \rightarrow \quad R_p = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_p \cdot L} \ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right) \quad (\text{III-19})$$

✓ Phénomène de conduction : (paroi externe – revêtement)

$$\dot{Q}_{rev} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{rev} \cdot L \cdot (T_e - T_{rev})}{\ln\left(\frac{D_{rev}}{D_e}\right)} \quad \rightarrow \quad R_{rev} = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{rev} \cdot L} \ln\left(\frac{D_{rev}}{D_e}\right) \quad (\text{III-20})$$

✓ Phénomène de conduction : (revêtement – sol):

$$\dot{Q}_s = \frac{2 \cdot \pi \cdot \lambda_s \cdot L \cdot (T_{rev} - T_{sol})}{\ln\left(\frac{H + \sqrt{H^2 - \left(\frac{D_{rev}}{2}\right)^2}}{H - \sqrt{H^2 - \left(\frac{D_{rev}}{2}\right)^2}}\right)} \quad \rightarrow \quad R_s = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_s \cdot L} \ln\left(\frac{H + \sqrt{H^2 - \left(\frac{D_{rev}}{2}\right)^2}}{H - \sqrt{H^2 - \left(\frac{D_{rev}}{2}\right)^2}}\right) \quad (\text{III-21})$$

Où :

D_i : diamètre interne de la conduite [m];

D_e : diamètre externe de la conduite [m];

D_{rev} : diamètre externe au niveau du revêtement [m];

h_i : coefficient de convection du brut (interne) [J/m.s.°K];

λ_p : conductivité thermique de l'acier [J/m.s.°K];

λ_{rev} : conductivité thermique du revêtement [J/m.s.°K];

λ_s : conductivité thermique du sol [J/m.s.°K];

H : profondeur de l'axe de la conduite par rapport au niveau du sol [m].

En régime permanent sans sources ni puits de chaleur, les mêmes flux de chaleur traversent les différents milieux.

Les résistances sont en séries, donc la résistance globale correspond à:

$$R_{totale} = \sum_{i=1}^4 R_i = R_{conv} + R_{rev} + R_p + R_s \quad (\text{III-22})$$

R_{totale} : Représente la résistance totale au transfert de chaleur par rapport à la surface extérieure du tube, on détermine la conductance globale du transfert de chaleur U_g par:

$$U_g = \frac{1}{\sum R_i} = \frac{1}{R_{conv} + R_{rev} + R_p + R_s} \quad (III-23)$$

Et on montre que :

$$\dot{Q} = \frac{T - T_s}{R_{tot}} = (T - T_1) \cdot U_g \quad (III-24)$$

III.2.3 Répartition de la température le long d'un oléoduc:

Si on admet que la chaleur qui résulte du frottement est négligeable, la variation de l'énergie calorifique entre les sections (1) et (2), Figure (3.2), est perdue vert le milieu extérieur à travers les différentes résistances thermiques ce qui se traduit par l'équation suivante :

$$\dot{m} \cdot C_{pm} \cdot (T_2 - T_1) = -U_{gm} \cdot (T_{moy} - T_{sol}) \quad (III-25)$$

Telle que ; $T_{moy} = \frac{T_1 + T_2}{2}$

- C_{pm} : Chaleur spécifique moyenne [J/Kg.°K] ;
- T_1 : température du départ [°K] ;
- T_2 : température d'arrivée [°K] ;
- \dot{m} : Débit massique du pétrole [Kg/s] ;
- U_{gm} : Conductance globale moyenne [j/m².s.°K] ;
- T_{sol} : température du sol [°K].

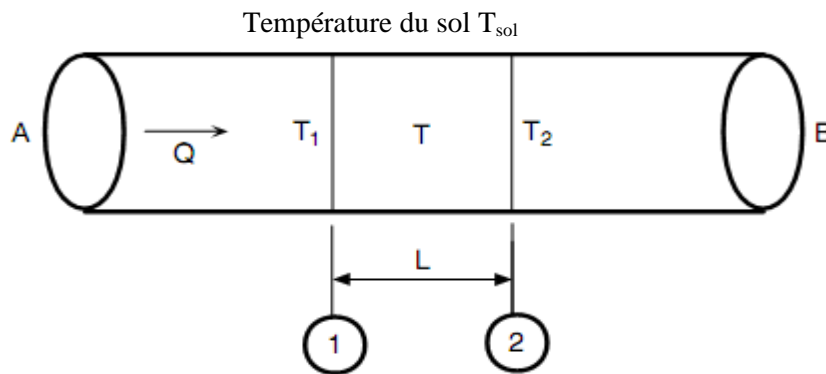


Figure (3.2): variation de température dans un segment d'un oléoduc.

D'après (III-28) et (III-29), on obtient :

$$T_2 = \frac{2.U_{gm}.T_{sol} + (2.\dot{m}.C_{pm} - U_{gm}).T_1}{2.\dot{m}.C_{pm} + U_{gm}} \quad (III-26)$$

Pour résoudre cette équation il suffi de connaître la température de départ T_1 et celle du sol T_{sol} .

III.3 Calcul hydraulique:

III.3.1 Equation de Bernoulli Généralisée

L'établissement de cette équation se fait en appliquant le principe fondamental de la dynamique à un volume du pétrole en mouvement dans un tube. [09].

Dans notre cas, les hypothèses principales à prendre sont:

- Fluide incompressible;
- Ecoulement permanent unidimensionnel: la pression p , la masse volumique ρ et la vitesse du gaz u sont uniformes dans une section droite du tube

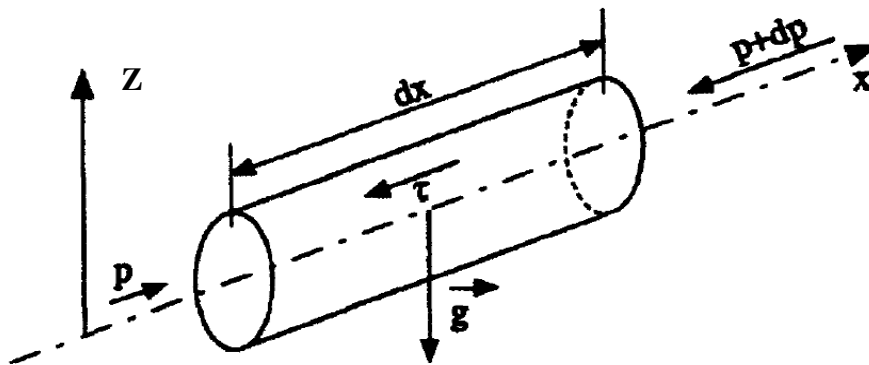


Figure (3.3): les forces agissantes sur l'élément dx du fluide dans une conduite.

S étant la section du tube, l'élément du brut de masse $dm = \rho \cdot S \cdot dx$ est soumis selon l'axe des x (sens de l'écoulement) aux forces suivantes:

- ✓ force de pression sur la face amont:

$$P \cdot S$$

- ✓ force de pression sur la face aval :

$$-\left(P + \frac{dP}{dx} dx\right) \cdot S$$

- ✓ force de pesanteur:

$$-g \frac{dz}{dx} dm$$

- ✓ force de contact a la paroi due a la contrainte tangentielle τ :

$$-\tau \cdot \pi \cdot D \cdot dx$$

τ Résulte du gradient de vitesse à la paroi:

$$\tau = -\mu \frac{du}{dn}$$

Où μ est la viscosité dynamique et n la normale au tube dirigée vers l'extérieur.

En appliquant le principe fondamental de la dynamique :

$$\sum d\vec{F} = dm \cdot \frac{du}{dt}$$

On arrive à :

$$dm \cdot \frac{du}{dt} = P \cdot S - \left(P + \frac{dP}{dx} dx \right) \cdot S - g \frac{dz}{dx} dm - \tau \cdot \pi \cdot D \cdot dx$$

Avec $dm = \rho \cdot S \cdot dx$

$$dm \cdot \frac{du}{dt} = - \frac{dP}{dx \cdot \rho} \cdot dm - g \frac{dz}{dx} dm - \frac{4 \cdot \tau}{D \cdot \rho} \cdot dm$$

$$\frac{du}{dt} = - \frac{dP}{dx \cdot \rho} - g \frac{dz}{dx} - \frac{4 \cdot \tau}{D \cdot \rho}$$

On multiplier l'équation par dx :

$$dx \cdot \frac{du}{dt} = - \frac{dP}{\rho} - g \cdot dz - \frac{4 \cdot \tau}{D \cdot \rho} \cdot dx$$

On a $u = \frac{dx}{dt}$ et $\tau = \frac{\lambda \rho u^2}{4 \cdot 2}$; voir (I-53)

D'où l'équation de Bernoulli généralisée :

$$\frac{dP}{\rho} + u du + g \cdot dz + \lambda \frac{u^2}{2 \cdot D} dx = 0 \quad \text{(III-27)}$$

Avec :

- $\frac{dP}{\rho}$: Terme de variation de l'énergie de pression;
- $u du$: Terme de variation de l'énergie cinétique;
- $g \cdot dz$: Terme de variation de l'énergie potentielle;
- λ : Coefficient de résistance hydraulique
- $\lambda \frac{u^2}{2 \cdot D} dx$: Terme des pertes de charge par frottement.

En intégrant cette équation entre la section 1 (P_1, T_1, Z_1, x_1) et la section 2 (P_2, T_2, Z_2, x_2) et en négligeant la variation d'énergie cinétique devant le travail des forces de frottement.

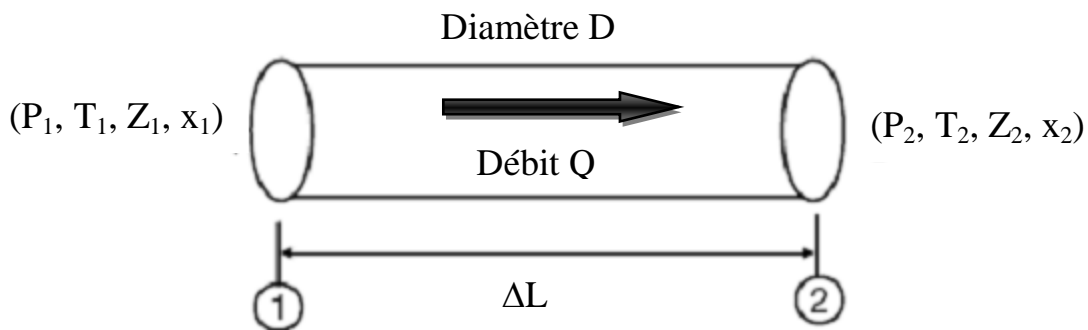


Figure (3.4) : Ecoulement permanent dans un segment d'un oléoduc.

$$\int_{P_1}^{P_2} \frac{dP}{\rho} + \int_{Z_1}^{Z_2} g \cdot dz + \int_{L_1}^{L_2} \lambda \frac{8Q^2}{\pi^2 D^5} dx = 0$$

On obtient donc l'équation de Bernoulli généralisée pour un écoulement permanent d'un fluide incompressible dans une conduite cylindrique.

$$\frac{(P_2 - P_1)}{\rho \cdot g} + (Z_2 - Z_1) + \lambda \frac{8 \cdot Q^2 \cdot \Delta L}{\pi^2 \cdot g \cdot D^5} = 0 \quad \text{(III-28)}$$

D'où on obtient la répartition de la pression en tout point de la conduite comme suit:

$$P_2 = P_1 - \rho g(Z_2 - Z_1) - \lambda \cdot \rho \frac{8 \cdot Q^2 \cdot \Delta L}{\pi^2 \cdot D^5} \quad \text{(III-29)}$$

Remarque : pour les formules explicites du coefficient de frottement et le calcul de perte de charge pour les différents régimes d'écoulement, voir le premier chapitre.

III.3.2. calcul des épaisseurs:

La pression design P_d aux différents points du pipe a été prise égale à 10% de plus que la pression maximale de service (PMS): [09], [08].

$$P_d = PMS \cdot (1 + 0.1) \quad \text{(III-30)}$$

La formule de Barlow nous permet d'obtenir l'épaisseur e_{min} correspondant à la pression design P_d :

$$e_{min} = \frac{P_d \cdot D_{ext}}{2 \cdot \sigma_{ad}} \quad \text{(III-31)}$$

σ_{ad} : Contrainte admissible; la plus grande contrainte qui peut être appliquée dans le métal sans risque de rupture.

❖ Contrainte admissible:

On définit la contrainte admissible en tenant compte des coefficients de sécurité K_e et K_r qui dépendent de la zone de l'emplacement des pipes (tableau III.1).

$$\text{Telle que; } \sigma_{ad} = \min[K_e \cdot \sigma_e; K_r \cdot \sigma_r] \quad \text{(III-32)}$$

Les valeurs de σ_e et σ_r sont données par les constructeurs des tubes (tableau III.1).

Spécification		Limite d'élasticité (σ_e)	Limite de rupture (σ_r)
API	Grade	bar	bar
5LX	X60	4130	5500
5LX	X70	4900	6000

Tableau (III.1): résistance des tubes

Les coefficients de sécurité K_e et K_r dépendent du tracé (densité de la population, montagne, le marécage...etc.). Le règlement de sécurité Algérien des hydrocarbures liquide définit trois zones: [08].

- Une zone de **catégorie I** à forte densité de population située à moins de 75 m d'un établissement public;
- Une zone de **catégorie II** comprenant les emplacements situés dans les zones rurales, les pâturages, les terres de cultures, les forêts et approches des agglomérations;
- Une zone de **catégorie III** comprenant les terrains non habités du Sahara et des autres régions désertiques supérieures à 1 km des maisons d'habitation.

Zone	Liquides	
	K_e	K_r
Catégorie I	0.670	0.470
Catégorie II	0.750	0.590
Catégorie III	0.820	0.650

Tableau (III.2): Coefficients de sécurité.

❖ **Epaisseur nominale:**

L'épaisseur nominale e_{nom} a été calculée suivant la spécification Brown et Root-Condor (BRC):

$$e_{nom} = \frac{e_{min}}{1 - \frac{F_{tol}}{100}} \quad (III-33)$$

F_{tol} : Tolérance sur l'épaisseur est de 15%

L'épaisseur finale est l'épaisseur nominale normalisée

$$e = (e_{nom})_{normalisée}$$

❖ **Pression maximale de service autorisée (MAOP):**

La pression maximale de service autorisée (en anglais, Maximal Allow Operational Pressure) est définie par : [07], [08].

$$MAOP = 2. \frac{\sigma_{ad} \cdot (e - 0,08 \cdot e)}{D_{ext} + 0,01 \cdot D_{ext}} \quad (III-34)$$

❖ **Surpression maximale autorisée (MASP):**

La surpression maximale autorisée (en anglais, Maximal Allow Sur-Pressure) est définie par : [07], [08].

$$MASP = 1,1 \cdot MAOP \quad (III-35)$$

III.4 Calcul économique:

L'évaluation du coût de projet de transport du pétrole brut par canalisation est basée sur le critère du coût global actualisé des coûts d'investissement et des coûts d'exploitation durant la période d'amortissement du projet, soit 20 ans.

Les coûts d'investissements et les coûts annuels d'exploitation sont actualisés, puis additionnés pour produire un chiffre unique, appelé « **la valeur globale actualisée** » ainsi la solution qui présente la valeur globale actualisée minimale est évidemment la plus avantageuse du point de vue économique elle sera donc considérée comme la solution optimale. [09], [08].

III.4.1 Etapes de l'étude économique:

Pour bien définir les étapes de l'étude économique il faut présenter les différents éléments constitutifs des coûts d'investissements et des coûts d'exploitations ainsi que les formulations permettant de les estimer :

III.4.1.1 Charges d'investissements:

Il existe plusieurs façons de définir un investissement. Le plus souvent, cette expression évoque l'acquisition de moyen de productions telles que les bâtiments ou les équipements. Mais il est plus intéressant d'utiliser cette notion de manière plus large, afin de pouvoir y inclure à côté des investissements industriels, toutes sorties de fonds de l'entreprise susceptible de permettre l'apparition de recettes futures dont le total sera supérieur au décaissement initial, correspondant au coût de l'investissement. Les dépenses d'investissements peuvent être classées en trois catégories distinctes qui sont :

- Les coûts directs ;
- Les coûts indirects ;
- Les imprévus.

III.4.1.1.1 Coûts directs :

Il s'agit des coûts de fournitures et de constructions de tous les ouvrages nécessaires au transport du brut par canalisation

a. Coût de la ligne:

Les coûts directs sont estimés sur la base des coûts de réalisation des derniers projets.

Pour la construction de l'ouvrage, elles comportent essentiellement le coût d'achats ou d'approvisionnement en tube, le coût de son transport et le cout de sa pose.

➤ Coût du tube:

Le coût du tube est établi en tenant compte de la quantité d'acier utilisé pour le tube, et les revêtements qui dépendent de la longueur du tube et son diamètre extérieur.

Il est donné par la formule suivante :

$$C_{tube} = \left[\frac{\pi}{4} (D_{ext}^2 - D_{int}^2) \gamma_t \cdot C_u^{tube} + C_{enrob} \cdot D_{ext} \right] \cdot L_{tot} \quad (III-36)$$

Avec;

- C_{tube} : Coût du tube en (\$) ;
- D_{ext} : Diamètre extérieur en (m) ;
- D_{int} : Diamètre intérieur en (m) ;
- C_u^{tube} : Coût unitaire du tube en (\$/Tonne) ;
- C_{enrob} : Coût unitaire de l'enrobage en (\$/m/ml) ;
- γ_t : Masse volumique de l'acier en (T/m³) ;
- L_{tot} : Longueur total du pipeline en (m).

➤ **Coût du transport des tubes:**

L'acheminement des tubes jusqu'au chantier est effectuée généralement par camion, ce coût est en fonction de la distance. Il est donné par la formule suivante :

$$C_{tr} = C_u^{tr} \cdot L_{tot} \quad (III-37)$$

Avec;

- C_u^{tr} : Coût unitaire de transport en (\$ /ML).

➤ **Coûts de la pose des tubes:**

Il regroupe l'ensemble des opérations de la mise en place du pipeline, pour cela il est difficile de le décomposer et même de l'estimer globalement. Il est évident que ce coût par Kilomètre est fonction du tube puisque les différentes tâches de cette pose sont en relation avec le diamètre, la soudure, la tranchée....

Ce coût est estimé par la formule suivant :

$$C_{pose} = C_u^{pose} \cdot L_{tot} \cdot D_{ext} \quad (III-38)$$

Avec;

- C_u^{pose} : Coût unitaire de pose en (\$ / pouce /ML).

➤ **Coût de la protection cathodique :**

Le coût de cette protection active contre la corrosion de la canalisation, a été évalué à 2% du coût des tubes.

➤ **Vannes et accessories:**

On les retrouve généralement dans les postes de sectionnements, les postes de coupures et les terminaux, leur coût est évalué à 5% du coût des tubes.

b. Coût de la télétransmission et des automatismes:

Dans ce poste sont estimés en fourniture et montage, les équipements de téléphonie, les automatismes divers, les équipements de dérivation ainsi que le câble en fibre optique et les autres équipements connexes, leur valeur globale est évaluée à 4,5% du coût des tubes.

➤ Coût des terminaux:

Le terminal d'arrivé étant situé à Sidi-Arcine (Alger) ou toutes les installations nécessaire sont déjà réalisées et le terminal de départ étant réalisé par la division production de la SONATRACH, le coût des terminaux n'est pas pris en compte dans notre étude Economique.

III.4.1.1.2 Coûts indirects:

Ce coût concerne les charges indirectes qui sont notamment :

- Etude et engineering ;
- Terrain (droit de passage) ;
- Les charges du maitre d'ouvrage et formation professionnelle ;
- Surveillance des travaux ;
- Pièces de rechange ;
- Matériels, mobilier et autre.

Les coûts de l'ensemble de ces éléments sont estimés à 20 % des coûts directs hors tubes.

III.4.1.1.3 Coûts imprévus:

Pris sur les travaux, ils ont pour objet de prendre en considération les frais exceptionnels relevant par exemple de retards imprévus pour cause de grèves, intempéries, de modifications dans la construction ou encore des réévaluations des prix.

Les imprévus constituent une marge d'erreur, nous permettant de ne pas sous estimer le coût du projet, ils sont évalués à 10 % des coûts directs hors tubes.

III.4.1.2 Charges d'exploitation:

Elles se composent principalement, des charges du capital investi, du personnel, du coût d'énergie, les charges sociales, les frais généraux et des frais d'entretien :

➤ Coût d'énergie:

Le coût d'énergie est lié aux puissances consommées des pompes installées à chaque station de pompage.

$$P_{abs} = \frac{\gamma.H.Q}{\eta} \quad (III-39)$$

Donc le cout annuel d'énergie consommée de chaque station est calculé comme suit:

$$C_{\text{énergie}} = C_u^{\text{énergie}} \cdot t \cdot P_{\text{abs}} \quad (\text{III-40})$$

Avec;

$C_{\text{énergie}}$: Coût d'énergie (\$)

$C_u^{\text{énergie}}$: Coût d'énergie unitaire (\$ / kW/j).

t : Temps de fonctionnement de la station (330 Jours par an)

P_{abs} : Puissance absorbée par station (kW)

➤ **Frais du personnel:**

Le personnel employé sur une canalisation doit être hautement spécialisé pour manipuler un matériel très délicat, il est destiné au contrôle, à la surveillance et à la gestion des conduites, des stations et des terminaux.

Le coût de la main d'œuvre est en fonction de la taille et de la longueur de la canalisation ou du nombre de station.

Les frais du personnel sont estimés par la formule suivant :

$$C_{\text{per}} = C_u^{\text{per}} \cdot m \quad (\text{III-41})$$

Avec;

C_u^{per} : Coût unitaire du personnel en (\$ / personne) ;

m : Nombre de personne.

➤ **Charges sociales :**

Les charges sociales sont estimées à 30% des frais du personnel.

➤ **Frais généraux :**

Il s'agit des frais divers, tels que l'éclairage, la climatisation, le téléphone, etc. L'ensemble de ces frais est estimé à 25% des frais du personnel.

➤ **Frais d'entretien :**

Ce coût concerne les frais d'entretien de la canalisation, des machines et des stations de compression afin de maintenir les installations et prolonger leur durée de vie, sont estimées à 1% du coût des tubes.

III.4.1.3 Coût d'actualisation:

➤ **Approche de l'actualisation:**

Le calcul économique réalisé sur la durée de vie du projet, est basé sur la méthode d'actualisation, celle-ci permet de ramener les dépenses (d'investissement et d'exploitation) calculé sur cette période à la même année de base (année de référence). Ce qui nous amène à déterminer un coût de revient économique unitaire actualisé sur la période d'exploitation.

L'actualisation permet de trouver la valeur présente (actuelle par rapport à l'année de référence) d'un montant futur en le multipliant par un coefficient d'actualisation. Autrement dit, c'est un instrument permettant la comparaison et l'addition de valeurs monétaires dans le temps (connaître la valeur future et la valeur actuelle d'une unité monétaire placée à instant donné).

Le problème posé par l'actualisation est donc celui de la comparaison de sommes d'argent reçues ou dépensées à des dates différentes.

Si une somme C de capital immédiatement disponible sur n années, la procédure de l'actualisation à l'année devient :

C (à l'année n) = $C * (1 + i)^{-n}$, elle est appelée la valeur actuelle et $(1 + i)^{-n}$ est appelé le **coefficient d'actualisation**.

Une fois la notion d'actualisation déterminée, on peut calculer le coût de revient économique actualisé.

Dans notre étude le temps est divisé en périodes élémentaires, chaque période est associée à un indice "n" ($n=0, 1, \dots, 20$).

Ainsi, on définit un coefficient C_0 , tel qu'il soit équivalent de disposer d'une somme F_1 l'année prochaine ou de disposer d'une somme $C_0 F_1$ aujourd'hui. En général, il sera alors équivalent de disposer d'une somme F_n à l'année "n" ou bien de disposer à l'année 0 d'une somme: **[08]**.

$$A_0 = C_0^1 C_1^2 C_2^3 \dots C_{n-1}^n F_n \tag{III-42}$$

Avec;

$$C_{n-1}^n = \frac{1}{1+a_{n-1}^n} \quad \text{Et} \quad a_{n-1}^n : \text{taux d'actualisation de (l'année n/l'année n-1)}.$$

Cependant, dans la plupart des cas, on est amené à retenir des taux d'actualisation constants au cours du temps, donc :

$$a_0^1 = a_1^2 = a_2^3 = \dots = a_{n-1}^n = a$$

$$\Rightarrow C_0^1 = C_1^2 = C_2^3 = \dots = C_{n-1}^n = C = \frac{1}{1+a}$$

D'où;

$$A_0 = \frac{F_n}{(1+a)^n} \tag{III-43}$$

III.4.1.4 Notion du prix de revient:

C'est un coût de revient économique actualisé sur l'ensemble de la vie du projet de façon à prendre une valeur unique.

Le Crev est le rapport de la somme des dépenses d'exploitation et d'investissement actualisé sur la somme des quantités transportées actualisé. [8].

$$C_{rev} = \frac{\sum_{t=0}^T \frac{INV+EXP}{(1+U)^t}}{(1-I) * \sum_{t=0}^T \frac{Q}{(1+a)^t}} \quad (III-44)$$

Avec;

INV : Investissement total ;

EXP : Dépenses d'exploitation ;

a : Taux d'actualisation ;

Q : Quantité annuelle transportée ;

I : Taux d'imposition ;

T : Période d'investissement.

III.4.2 Organigramme des dépenses:

L'organigramme ci-dessous résume d'une manière générale, la procédure économique suivie pour évaluer le coût global du projet ainsi que les principaux éléments des dépenses considérées dans notre étude.

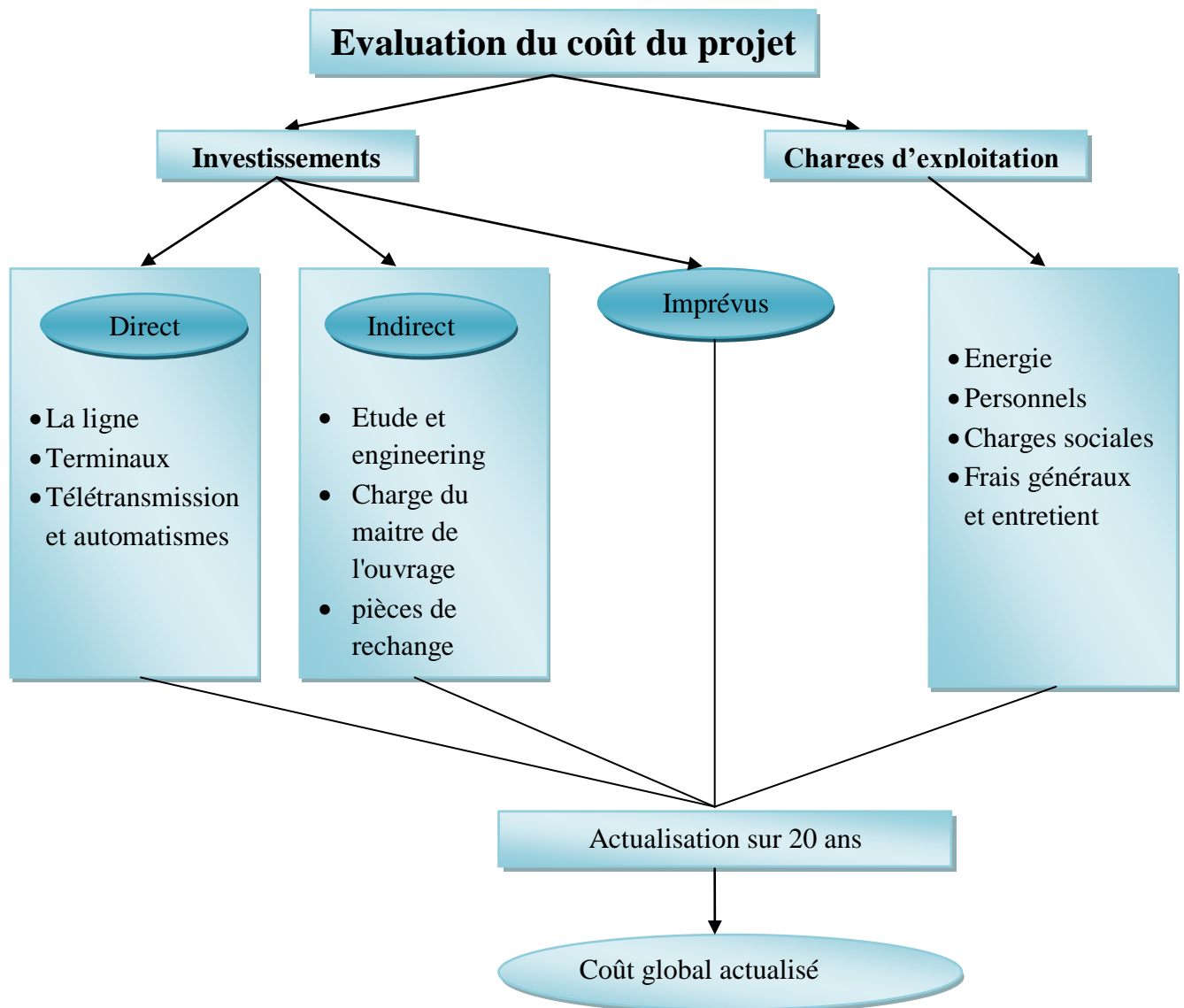


Figure (3.5) : Organigramme des dépenses.

**Chapitre IV : présentation
et validation du programme
de calcul**

Introduction:

Après avoir étudié l'aspect théorique de l'écoulement du pétrole dans les canalisations et l'aspect économique lié à la réalisation de l'ouvrage de transport, ce chapitre a pour but de détailler la procédure de calcul et les différentes formules choisies pour l'élaboration du programme de calcul intitulé « PIPELINE ».

A la fin de ce chapitre, une étude comparative « PIPELINE-PIPEPHASE » a été effectuée pour différentes configurations de diamètres afin de valider le programme de calcul, ce qui permet par la suite d'utiliser ce dernier pour choisir le diamètre optimal et dimensionner un oléoduc quelconque.

IV.1 Description du programme de calcul (PIPELINE):

PIPELINE est un programme de calcul élaboré sous MATLAB qui donne la répartition des pressions et des températures le long d'un pipe enterré transportant un fluide (pétrole) pour un débit, diamètre et un profil en long donnés en fonction de nombreux paramètres tels que les propriétés physiques et chimiques du fluide transporté et les caractéristiques des tubes. De plus, le programme donne une estimation du coût global du projet selon la procédure de calcul économique présentée dans le chapitre III.

IV.1.1 Données nécessaires au programme:

Les données nécessaires au programme sont classées comme suit:

1) Données d'exploitation:

- ❖ Température et pression de départ;
- ❖ débit transporté;
- ❖ Distance et altitude de chaque point kilométrique;
- ❖ Température et conductivité thermique du sol;
- ❖ Profondeur (sol-axe du pipe).

2) Caractéristiques de la conduite:

- ❖ Diamètre extérieur;
- ❖ Epaisseur du revêtement;
- ❖ Conductivités thermiques (revêtement, acier);
- ❖ Rugosité et longueur de la conduite.

3) Propriétés du fluide:

- ❖ Viscosité cinématique;
- ❖ Chaleur spécifique;
- ❖ Masse volumique.

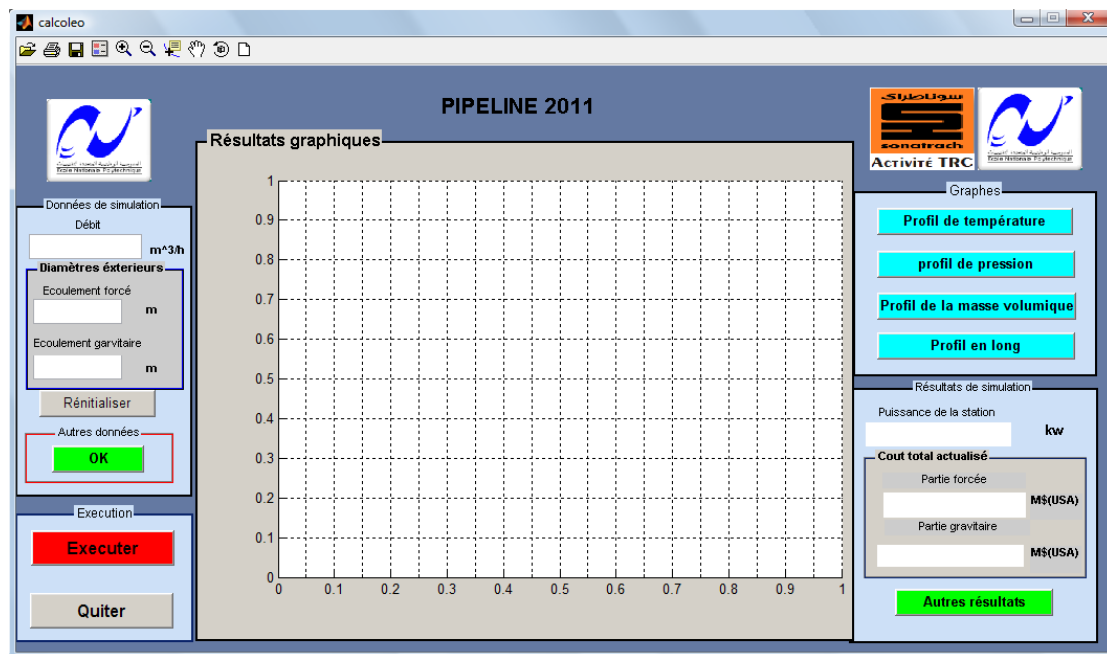


Figure (4.1) : Interface graphique du PIPELINE

IV.1.2 Résultats du PIPELINE:

Les résultats obtenus sont :

- Pressions, températures en tous points de la conduite;
- La puissance de la station de pompage;
- Epaisseurs normalisés de la conduite;
- Estimation du coût des investissements et charges d'exploitation;
- Le coût global actualisé.

IV.1.3 Formulations mathématiques choisies:

- **Répartition de la température:**

Après avoir fait le bilan thermique et calculer la conductance globale d'un tronçon la température, ainsi que la masse volumique sont données par:

$$T[i + 1] = \frac{2.U_g[i].T_{sol} + (2.\rho[i].Q.C_{pm}[i] - U_{gm}[i]).T[i]}{2.\rho[i].Q.C_p + U_g[i]} \quad (IV-1)$$

- **Masse volumique :**

$$\rho[i + 1] = (\rho[293] - (1,825 - 0,00135.\rho[293])).(293 - T[i + 1]) \quad (IV-2)$$

- **Chaleur spécifique :**

$$C_p[i] = \frac{31.56}{\sqrt{\rho_{293}}} (762 + 3.39T[i]) \quad (\text{IV-3})$$

- **Viscosité cinématique :**

$$\nu[i] = \nu[T].e^{-[u(T[i]-T^*)]} \quad (\text{IV-4})$$

- **Répartition de la pression :**

$$p[i + 1] = \left(\frac{p[i]}{\rho[i]g} + (Z[i + 1] - Z[i]) + \lambda[i].\frac{8.Q^2.(pk[i+1]-pk[i])}{\pi^2.D^5} \right). \rho[i + 1]g \quad (\text{IV-5})$$

Avec,

$\rho[i + 1]$: Masse volumique du fluide au point " **i+1** " [kg/m³];

$T[i]$: Température du fluide au point " **i** " [°K];

$C_p[i]$: Chaleur spécifique au point " **i** " [J/kg.°K];

$C_{p_m}[i]$: Chaleur spécifique moyenne au tronçons " **i** " [J/kg.°K];

$U_{g_m}[i]$: Conductance globale moyenne au tronçons " **i** " [J/s.m².°K];

Q: Débit volumétrique [m³/s];

T_{sol}: Température du sol [°K];

$\nu[i]$: viscosité cinématique au point " **i** " [m²/s];

$P[i + 1]$: Pression au point " **i** " [Pas];

$Z[i + 1]$: La côte du point " **i+1** " [m];

- **Puissance de la station de pompage:**

$$\left\{ \begin{array}{l} H_u = H_{géo} + \Delta H_{tot} + \frac{(P_2 - P_1)}{\gamma} \\ P_{abs} = \frac{\rho \cdot g \cdot H_u \cdot Q}{\eta} \end{array} \right. \quad (\text{IV-6})$$

Avec;

H_u: Charge utile [m];

P_{abs}: Puissance absorbé [w];

η: Rendement de la pompe.

- **Calcul économique:**

Les formules pour le calcul économique sont données dans le **chapitre III**.

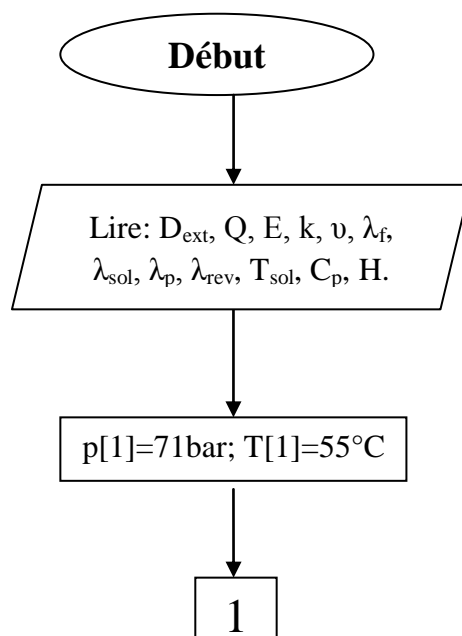
• **Coefficient de perte de charge $\lambda[i]$:**

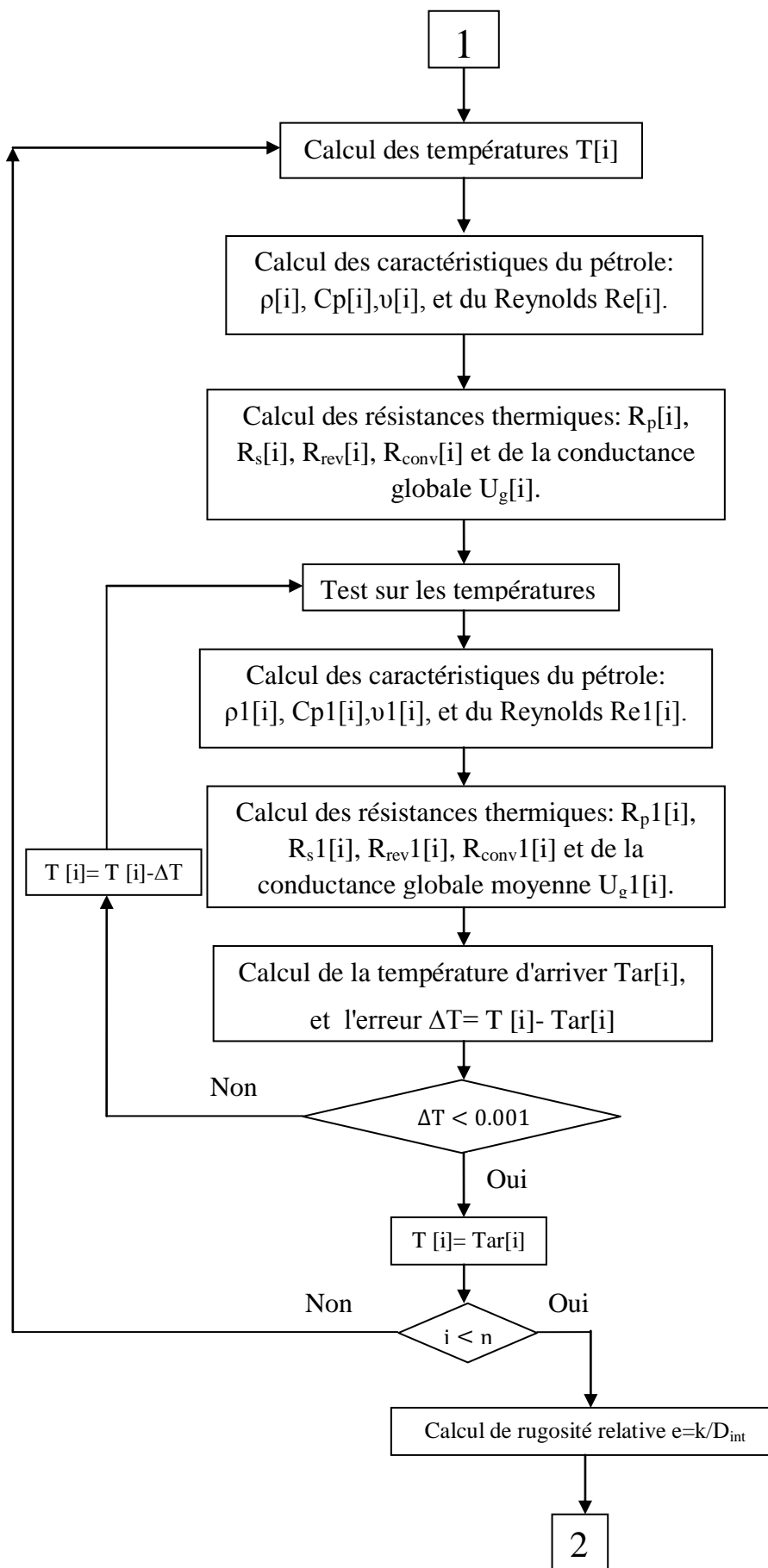
Les formules utilisées pour le calcul de λ sont présentées dans ce tableau:

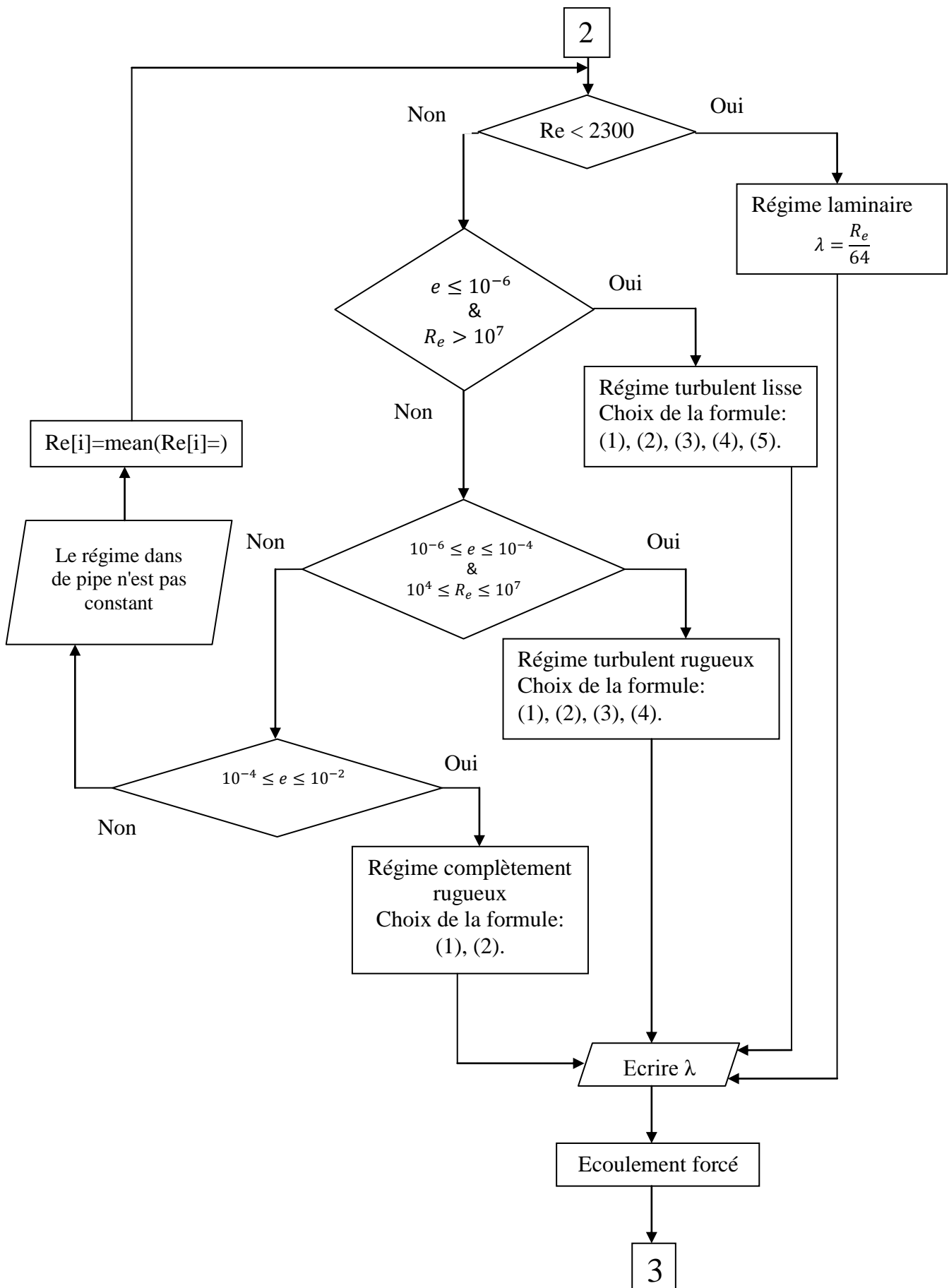
Auteurs	Formules	Intervalles de Re	Rugosité relative k	Régimes d'écoulement
Stockes	$\lambda = \frac{R_e}{64}$	$R_e < 2300$	-	laminaire
Blasius	$\lambda = 0,316 \cdot R_e^{-0,25}$	$R_e > 10^7$	$k < 10^{-6}$	Turbulent lisse
Nikuradzé	$\lambda = 0,00332 + 0,221 \cdot R_e^{0,237}$			
Renouard	$\lambda = 0,0103 + 1,59 \cdot R_e^{-0,44}$			
Drew et Joner	$\lambda = 0,121 \cdot R_e^{-0,15}$			
Karman et Prandtl	$\lambda = 2 \cdot \ln \left(R_e \cdot \sqrt{\lambda / 2,51} \right)$			
Chen	$\lambda = \left(-1,737 \cdot \ln \left(\frac{k}{3,7} - \frac{2,1911}{R_e} \cdot \ln \left(\frac{k^{1,1098}}{2,8257} + \left(\frac{7,149}{R_e} \right)^{0,8981} \right) \right) \right)^{-2}$	$10^7 \geq R_e \geq 10^4$	$10^{-4} \geq k \geq 10^{-6}$	Turbulent rugueux
Altsul	$\lambda = 0,11 \cdot \left(1,462 \cdot k + \frac{100}{R_e} \right)^{0,25}$			
Jain et Swami	$\lambda = \left(-1,737 \cdot \ln \left(\frac{k}{3,707} + \frac{5,72}{R_e^{0,9}} \right) \right)^{-2}$			
colbrook	$\lambda = \left(2 \cdot \log \left(\frac{k}{3,7} + \frac{2,51}{R_e \cdot \sqrt{\lambda}} \right) \right)^{-2}$			
Altsul	$\lambda = 0,11 \cdot k^{0,25}$	-	$10^{-2} \geq k > 10^{-4}$	Complètement rugueux
Karman et Prandtl	$\lambda = (2 \cdot \ln(k) + 1,14)^{-2}$			

Tableau (IV.1): coefficients de pertes de charge.

IV.1.4 Organigramme du "PIPELINE":







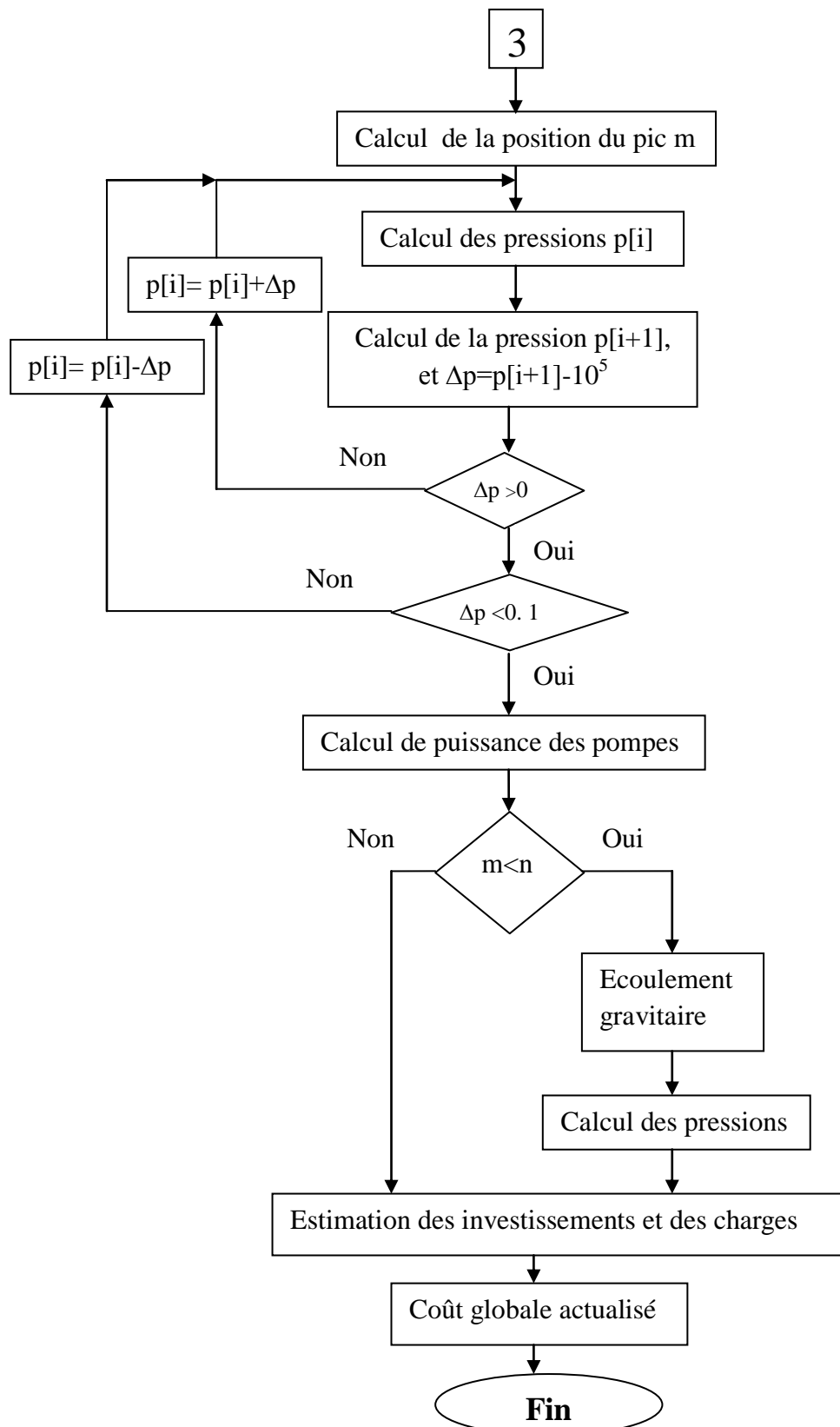


Figure (4.2): organigramme du programme de calcul "PIPELINE".

IV.1.5 Description du logiciel PIPEPHASE:

PIPEPHASE est un simulateur puissant, équilibré, multiphasé, de flux de liquide, pour prévoir des pressions, des températures et des « pièges de pétrole » dans les puits, des lignes d'écoulement, des systèmes de collecte et de distribution. Il est efficace pour concevoir de nouveaux systèmes, surveiller les systèmes courants et prévenir ou résoudre des problèmes.

PIPEPHASE inclut des possibilités d'optimisation puissantes appelées NETOPT qui permet d'augmenter la performance du réseau, en définissant des objectifs opérationnels spécifiques.

Il y a sept types de fluides « modelables » en PIPEPHASE:

- Composition ;
- pétrole brut ;
- gaz condensât ;
- gaz ;
- liquide ;
- vapeur ;
- pétrole brut composé.

Le type de fluide détermine comment le programme peut obtenir les propriétés physiques nécessaires pour des calculs de chute de pression et de transfert thermique à partir de la banque de données de PIPEPHASE, à partir des corrélations empiriques intégrées, ou à partir d'entrées écrites par l'utilisateur.

IV.2 Etude comparative:

Pour pouvoir travailler avec PIPELINE il faut valider ce dernier et pour cela l'étude comparative entre le programme de calcul PIPELINE et le logiciel PIPEPHASE est indispensable.

Pour se faire, on prend un tracé quelconque pour différentes variantes du diamètre de la canalisation.

IV.2.1 Données et résultats de l'étude comparative:

➤ Données de l'étude

Le profil choisit pour la comparaison se compose de 19 tronçons, de longueur totale de 112km (tableau IV.2).

N°	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
PK(km)	0.00	3.00	6.00	9.00	12.00	15.00	19.84	24.37	30.17	34.90
Z(m)	346.1	353	344	364.5	435	458	460	566	569.4	556.5

N°	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
PK(km)	40.46	45.01	55.15	60.14	69.85	79.70	90.12	100	106,36	112,12
Z(m)	602	544	696	680	717	770	562.4	388	701	1021

Tableau (IV.2): profil en long du parcours choisi pour la comparaison.

Dans ce qui suit on choisit trois diamètres de même nuance (X60) pour un débit donné (650 m³/h). On fait une comparaison des résultats (températures et pressions) obtenus par le programme PIPELINE à ceux calculés par PIPEPHASE. (Annexes 3,4 et 5).

➤ **Résultats de l'étude:**

1^{er} cas: D=18"

D 18"		PIPEPHASE		PIPELINE		Différence		Erreur(%)	
pk(m)	z(m)	P(bar)	T(C)	P(bar)	T(C)	ΔP(bar)	ΔT(C)	ΔP(%)	ΔT(%)
0,00	346,10	69,60	55,00	68,06	55,00	1,54	0,00	2,21	0,00
3,00	353,00	68,83	54,37	67,14	54,38	1,69	-0,01	2,45	-0,01
6,00	344,00	68,81	53,75	67,42	53,77	1,39	-0,02	2,02	-0,03
9,00	364,50	66,85	53,12	65,48	53,17	1,37	-0,05	2,05	-0,09
12,00	435,00	61,25	52,50	59,78	52,58	1,47	-0,08	2,40	-0,16
15,00	458,00	59,11	51,87	57,64	52,01	1,47	-0,14	2,48	-0,27
19,84	460,00	58,20	50,93	56,83	51,11	1,37	-0,18	2,36	-0,35
24,37	566,00	49,78	50,10	48,23	50,29	1,55	-0,19	3,12	-0,38
30,17	569,40	48,62	49,15	47,16	49,28	1,46	-0,13	3,00	-0,27
34,90	556,50	48,53	48,33	47,47	48,49	1,06	-0,16	2,18	-0,33
40,46	602,00	44,34	47,38	43,25	47,59	1,09	-0,21	2,45	-0,44
45,01	544,00	47,85	46,63	46,99	46,88	0,86	-0,25	1,79	-0,53
55,15	696,00	34,98	44,86	34,06	45,37	0,92	-0,51	2,64	-1,13
60,14	680,00	35,07	44,06	34,55	44,66	0,52	-0,60	1,49	-1,37
69,85	717,00	30,86	42,56	30,34	43,36	0,52	-0,80	1,68	-1,89
79,90	770,00	25,06	40,93	24,86	42,10	0,20	-1,17	0,81	-2,87
90,12	562,40	38,06	39,60	39,14	40,91	-1,08	-1,31	-2,83	-3,31
100,00	388,00	49,20	38,50	50,97	39,84	-1,77	-1,34	-3,60	-3,47
106,36	701,00	25,21	38,03	26,22	39,18	-1,01	-1,15	-4,02	-3,03
112,12	1021,00	1,00	37,34	1,00	38,62	0,00	-1,28	0,00	-3,42

Tableau (IV.3): premier cas de comparaison D=18".

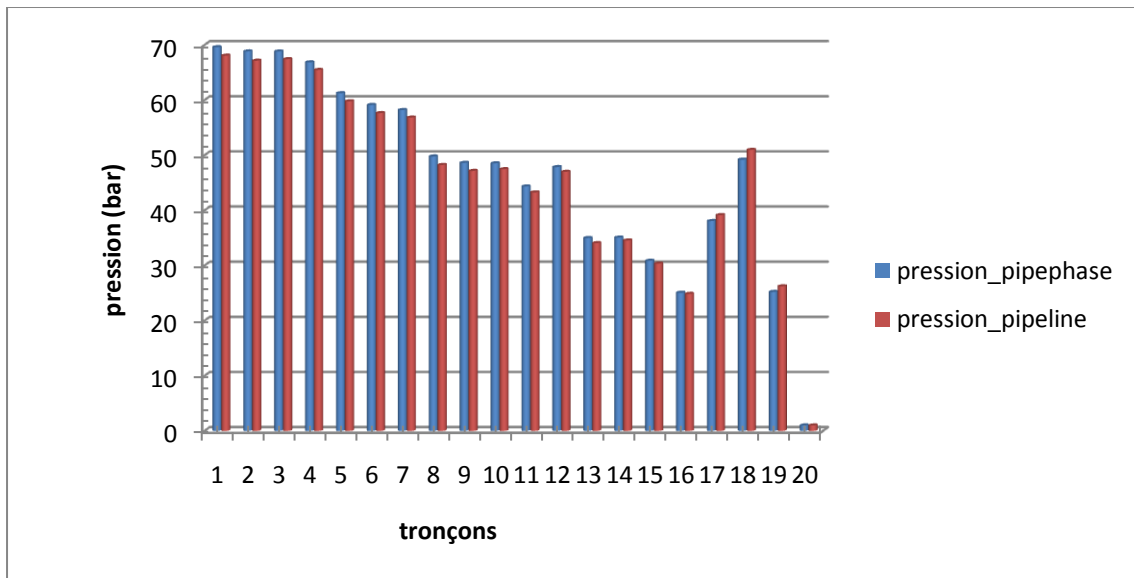


Figure (4.3): profil de pression dans le premier cas $D=18''$.

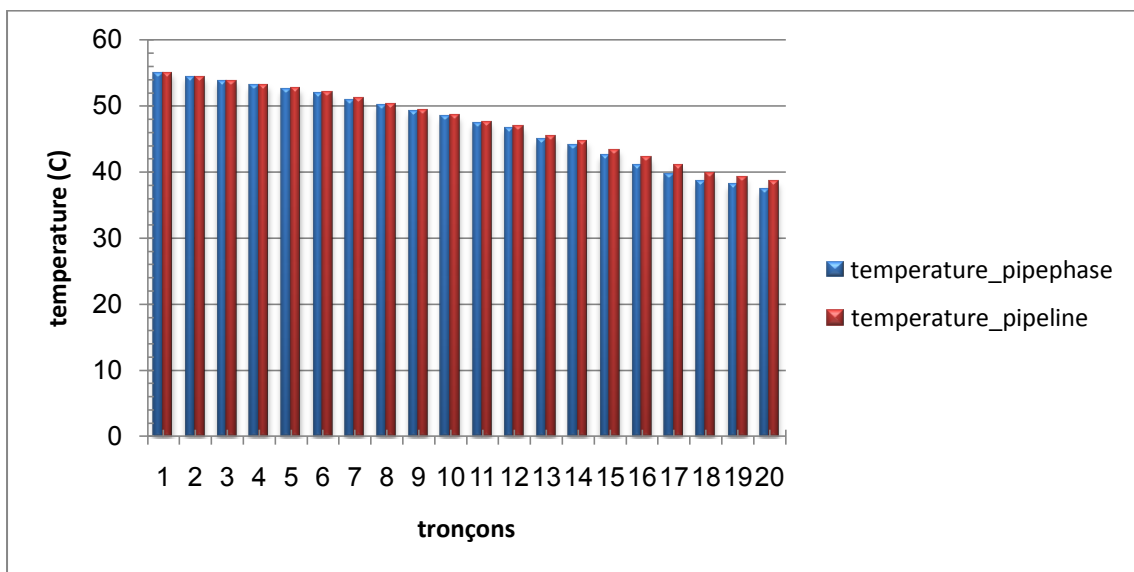


Figure (4.4): profil de température dans le premier cas $D=18''$.

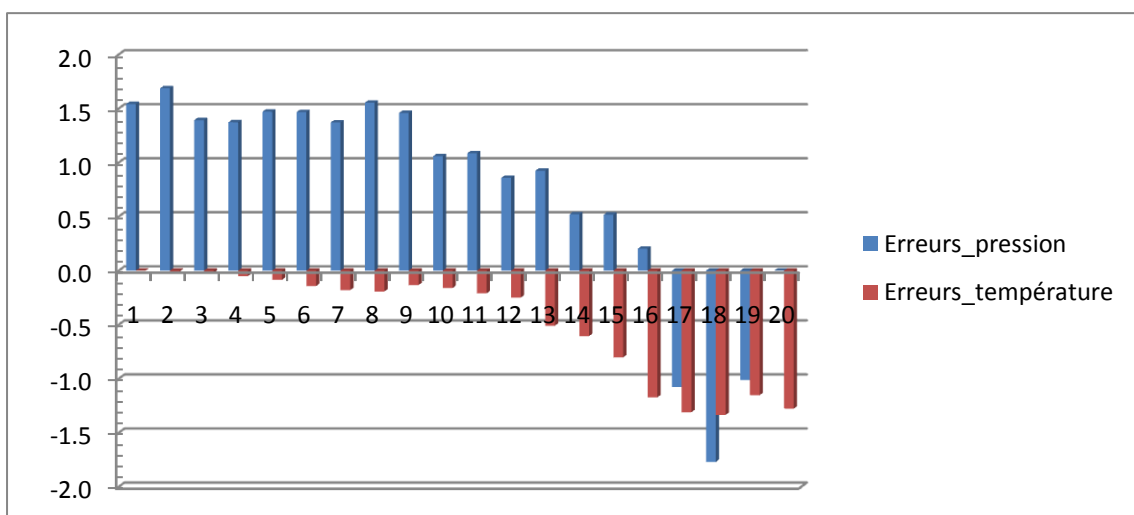


Figure (4.5): Les erreurs sur la température et la pression dans le premier cas de $D=18''$.

2^{ème} cas: D=20"

D 20"		Pipephase		PIPELINE		Différence		Erreur(%)	
pk(m)	z(m)	P(bar)	T(C)	P(bar)	T(C)	$\Delta P(\text{bar})$	$\Delta T(\text{C})$	$\Delta P(\%)$	$\Delta T(\%)$
0,00	346,10	65,60	55,00	66,26	55,00	-0,66	0,00	-1,01	0,00
3,00	353,00	64,79	54,37	65,39	54,34	-0,60	0,03	-0,93	0,05
6,00	344,00	65,18	53,75	65,71	53,70	-0,53	0,05	-0,82	0,09
9,00	364,50	63,34	53,12	63,82	53,08	-0,48	0,04	-0,76	0,08
12,00	435,00	57,71	52,50	58,17	52,46	-0,46	0,04	-0,80	0,07
15,00	458,00	55,68	51,87	56,08	51,86	-0,40	0,01	-0,72	0,02
19,84	460,00	55,06	50,93	55,34	50,92	-0,28	0,01	-0,51	0,03
24,37	566,00	46,60	50,10	46,81	50,06	-0,21	0,04	-0,45	0,07
30,17	569,40	45,78	49,15	45,84	49,01	-0,06	0,14	-0,13	0,28
34,90	556,50	46,00	48,33	46,22	48,18	-0,22	0,15	-0,48	0,30
40,46	602,00	42,02	47,38	42,09	47,25	-0,07	0,13	-0,18	0,28
45,01	544,00	45,96	46,63	45,91	46,51	0,05	0,12	0,12	0,25
55,15	696,00	33,26	44,86	33,13	44,95	0,13	-0,09	0,39	-0,20
60,14	680,00	33,68	44,06	33,70	44,22	-0,02	-0,16	-0,07	-0,37
69,85	717,00	29,94	42,56	29,65	42,88	0,29	-0,32	0,95	-0,76
79,90	770,00	24,58	40,93	24,33	41,59	0,25	-0,66	1,01	-1,62
90,12	562,40	38,76	39,60	38,79	40,38	-0,03	-0,78	-0,08	-1,96
100,00	388,00	50,99	38,50	50,79	39,28	0,20	-0,78	0,38	-2,04
106,36	701,00	26,47	38,03	26,14	38,62	0,33	-0,59	1,25	-1,56
112,12	1021,00	1,00	37,34	1,00	38,05	0,00	-0,71	0,00	-1,90

Tableau (IV.4):deuxième cas de comparaison D=20".

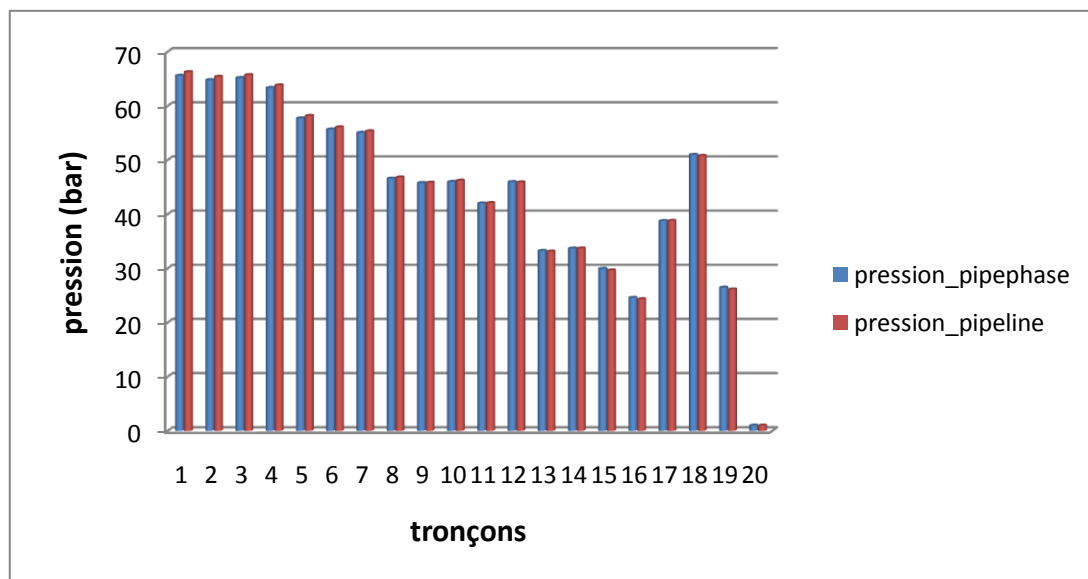


Figure (4.6): profil de pression dans le deuxième cas D=20".

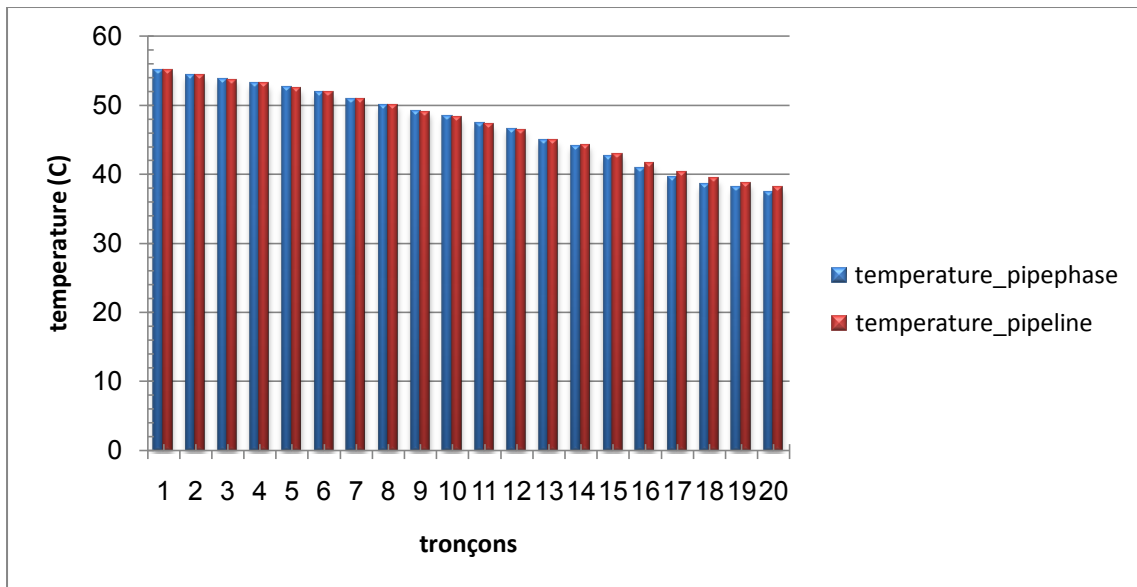


Figure (4.7): profil de température dans le deuxième cas D=20".

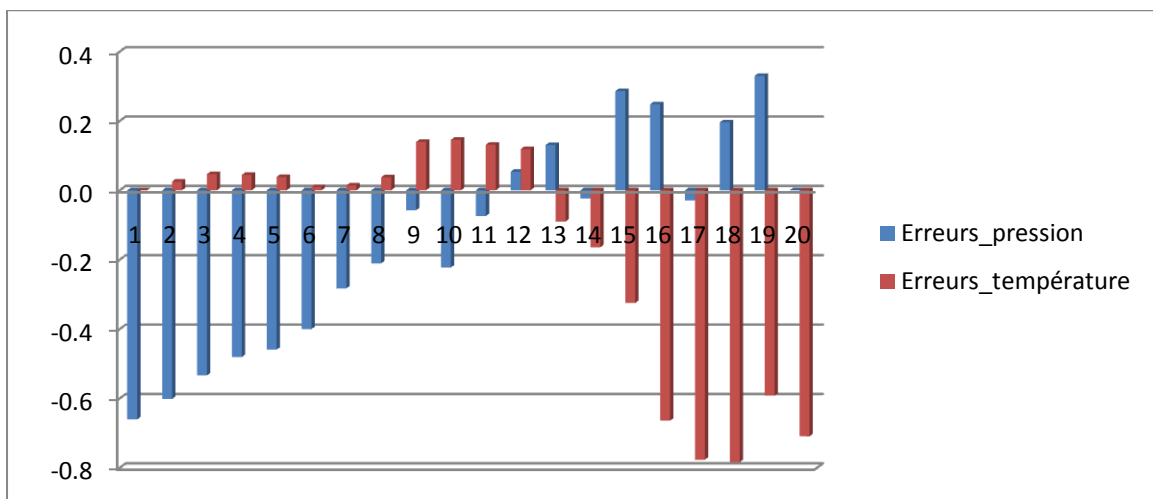


Figure (4.8): Les erreurs sur la température et la pression dans le deuxième cas de D=20".

3^{eme} cas: D=22"

D 22"		Pipephase		PIPELINE		Différence		Erreur(%)	
pk(m)	z(m)	P(bar)	T(C)	P(bar)	T(C)	ΔP(bar)	ΔT(C)	ΔP(%)	ΔT(%)
0,00	346,10	61,40	55,00	60,78	55,00	0,62	0,00	1,01	0,00
3,00	353,00	60,61	54,37	60,06	54,31	0,55	0,06	0,91	0,11
6,00	344,00	60,99	53,75	60,53	53,64	0,46	0,11	0,76	0,21
9,00	364,50	59,19	53,12	58,78	52,98	0,41	0,14	0,69	0,26
12,00	435,00	53,71	52,50	53,27	52,34	0,44	0,16	0,81	0,31
15,00	458,00	51,73	51,87	51,33	51,71	0,40	0,16	0,77	0,31
19,84	460,00	51,13	50,93	50,83	50,72	0,30	0,21	0,59	0,41
24,37	566,00	42,88	50,10	42,52	49,83	0,36	0,27	0,85	0,53
30,17	569,40	42,08	49,15	41,83	48,74	0,25	0,41	0,61	0,84
34,90	556,50	42,59	48,33	42,44	47,88	0,15	0,45	0,35	0,93
40,46	602,00	38,71	47,38	38,58	46,91	0,13	0,47	0,33	0,99
45,01	544,00	42,55	46,63	42,62	46,15	-0,07	0,48	-0,16	1,04

55,15	696,00	30,39	44,86	30,34	44,54	0,05	0,32	0,18	0,72
60,14	680,00	31,10	44,06	31,15	43,79	-0,05	0,27	-0,18	0,61
69,85	717,00	27,45	42,56	27,58	42,42	-0,13	0,14	-0,48	0,34
79,90	770,00	22,59	40,93	22,75	41,10	-0,16	-0,17	-0,72	-0,41
90,12	562,40	36,93	39,60	37,72	39,86	-0,79	-0,26	-2,14	-0,65
100,00	388,00	48,85	38,50	50,22	38,75	-1,37	-0,25	-2,81	-0,65
106,36	701,00	25,18	38,03	25,87	38,08	-0,69	-0,05	-2,73	-0,13
112,12	1021,00	1,00	37,34	1,00	37,50	0,00	-0,16	0,00	-0,43

Tableau (IV.5): troisième cas de comparaison D=22".

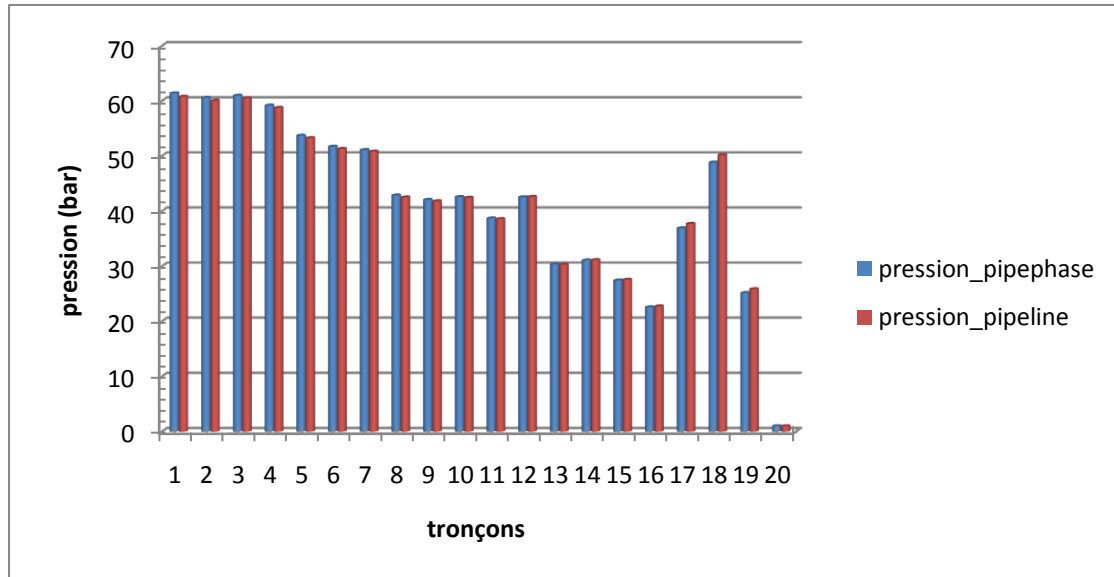


Figure (4.9): profil de pression dans le troisième cas D=22".

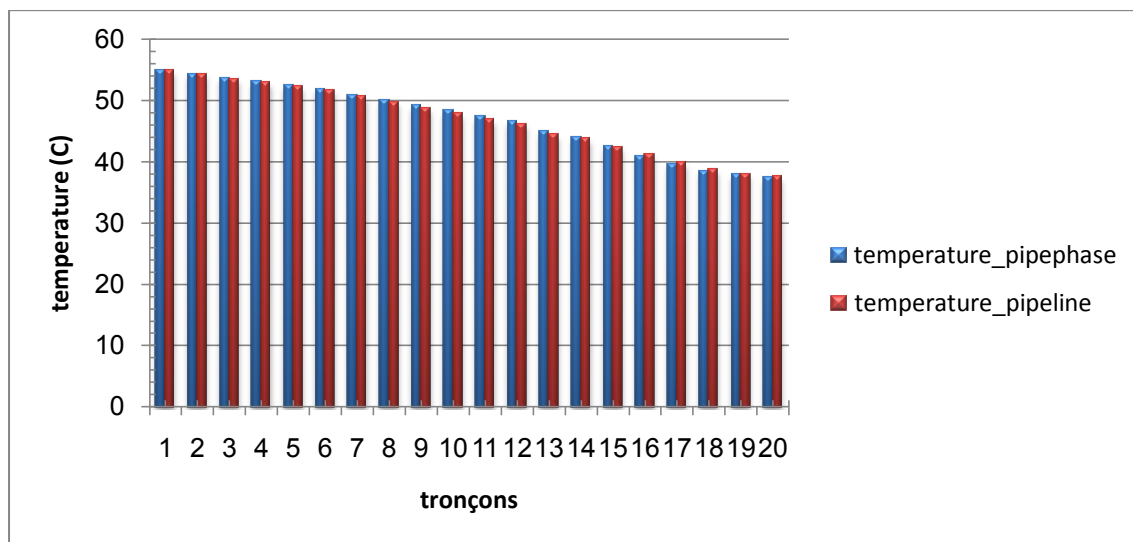


Figure (4.10): profil de température dans le troisième cas D=22".

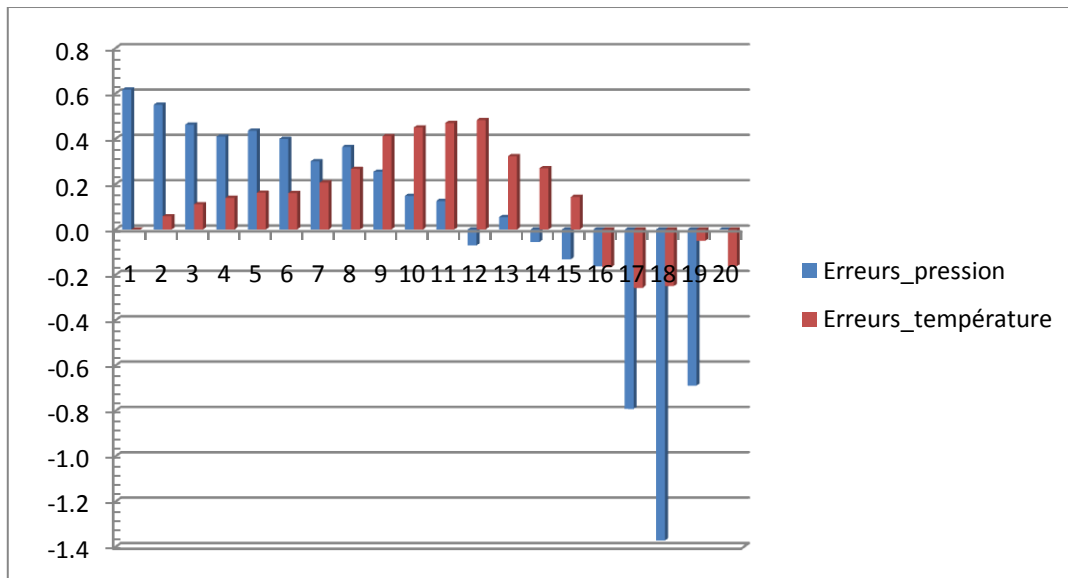


Figure (4.11): Les erreurs sur la température et la pression dans le troisième cas de $D=22''$.

IV.2.2 Interprétation des résultats:

Les résultats obtenus par le programme de calcul PIPELINE en termes de pression et de température le long de la conduite sont très proches de ceux obtenus par le logiciel PIPEPHASE.

Pour les différents cas de configurations choisis, on remarque que:

- la pression (paramètre le plus déterminant de notre étude) varie avec la variation de l'altitude de façon significative;
- La pression varie de la même manière que PIPEPHASE, avec une erreur max de 1,77 bar pour le 1^{er} cas, 0,66 bar pour le 2^{ème} cas, et 1,37 bar pour le 3^{ème} cas;
- La température varie de la même manière que PIPEPHASE, avec une erreur max de 1,34 °C pour le 1^{er} cas, 0,78 °C pour le 2^{ème} cas, et 0,48 °C pour le 3^{ème} cas;

Les écarts qui existent entre les résultats des deux programmes sont dus essentiellement à :

- La différence des équations adoptées par notre programme et le logiciel PIPEPHASE;
- Une estimation différente du coefficient de perte de charge linéaire, de la viscosité dynamique et des propriétés physiques du fluide transporté.

IV.3 Conclusion:

Nous estimons que les résultats obtenus par notre programme sont satisfaisants comparativement à ceux obtenus par PIPEPHASE. Nous considérons donc qu'il est justifié d'utiliser le programme de calcul PIPELINE dans la suite de cette étude.

**Chapitre V : Application du
programme PIPELINE au
pipe OG1**

Introduction:

Après avoir validé le programme de calcul "PIPELINE" dans le chapitre précédent, une application du programme est alors possible.

Ce chapitre regroupe tous les résultats techniques et économiques obtenus par le programme de calcul PIPELINE pour une étude de dimensionnement de l'oléoduc OG1 reliant la station de pompage de Beni-Mansour à la raffinerie de Sidi-Arcine.

L'étude a été faite pour une gamme de trois diamètres (18", 20" et 22") et deux nuances d'acier (X60 et X70) pour déterminer le diamètre optimale de l'OG1.

V.1 Description de l'ouvrage:

Cette partie de l'étude a pour objet la description de l'oléoduc DEV-OG1 ainsi que les données de base nécessaires pour son dimensionnement.

V.1.1 Tracé et profil en long de l'oléoduc:

L'itinéraire de ce nouveau oléoduc dont la finalité est la déviation de l'oléoduc existant OG1, de manière à l'éloigner des zones très sensibles à la pollution par les hydrocarbures, suivra l'axe: Beni Mensour, El Adjiba, Bechloul, El asnam, Ain Bessam, Ain Laloui, El Khebouzia, Mihoub, Tablat, Deux Bassins, Souhane, Larbaa, Sidi Arcine.

Le réseau, dont la longueur totale développé est de 144,31 Km, a été divisé en deux tronçons:

- Le premier tronçon allant de Beni-Mansour jusqu'au point de contrôle (point d'altitude la plus élevée Pk 112), où l'écoulement du fluide est forcé;
- Le deuxième tronçon allant de point de contrôle au terminal arrivé Sidi Arcine, où l'écoulement est gravitaire.

Le profil en long se résume dans le tableau suivant:

N°	Commune	Du PK	Au PK	Ouvrage concentrés
10. BOUIRA				
01	Ath Mansour	000+000	6+511	TD
02	Ahnif	6+511	16+521	
03	El Adjiba	16+521	23+022	PS-01
04	Bechloul	23+022	29+505	
05	Ahl Ksar	29+505	38+704	PS-02
06	Oued El Berdi	38+704	48+835	PS-03
07	El Hchimia	48+835	56+955	
08	Ain Laloui	56+955	65+788	PS-04 et PS-05
09	Ain Bessam	65+788	71+261	
10	El Khabouzia	71+261	80+883	PS-06

25. MEDEA				
11	Maghraoua	80+883	84+105	
12	El Azziza	84+105	84+611	
13	Mihoub	84+611	95+769	
14	Mezrana	95+769	99+853	PS-07
15	Tablat	99+853	116+235	PS-08+ PS-09+ Event
09. BLIDA				
16	Souhane	116+235	127+036	PS-10+ PS-11+02 Events
17	Larbaa	127+036	140+101	
16. ALGER				
18	Sidi Moussa	140+101	141+548	
19	Baraki	141+548	142+893	
20	Les Eucalyptus	142+893	144+306	TRA

Tableau (V.1) : profil en long et localisation des ouvrages placés sur la ligne.

V.2 Données de base:

V.2.1 propriétés physico-chimiques du brut:

- Densité a 15°C : 795.8 kg/m³
- Viscosité cinématique à 20°C : 2.52 cSt
- Viscosité cinématique à 37.8°C : 1.85 cSt
- TVR (pression de vapeur réelle) : 0,696 kg/cm²
- T_{op} (température de service): 20°C
- C_p (chaleur spécifique du brut) à 20°C: 2100 J/kg.°k

V.2.2 Caractéristiques des tubes:

Les caractéristiques des tubes considérés dans cette étude sont les suivantes :

- Nuance de l'acier API 5L X60 et X70
- Rugosité absolue des tubes 0.04572 mm

Le diamètre est fonction du débit transporté, il est déterminé par les formules de Bress et Bonnin comment suit: [11].

$$D_1 = \sqrt{Q} = \sqrt{0.180} \approx 425\text{mm} \sim 16".73$$

$$D_2 = 1.5\sqrt{Q} \approx 637\text{mm} \sim 25"$$

D'où les diamètres normalisés choisis sont: {18", 20", 22"}.

On fait une comparaison de cette gamme de diamètres pour déterminer le diamètre optimale pour transporter le débit en toute sécurité.

Débit (MTA)	4.10		
Diamètres (pouces)	18	20	22

Tableau (V.2) : gamme de diamètres choisis.

V.2.3 Données générales:

La conception de la conduite sera basée sur la protection de toute la ligne a chaque point pour une période minimale de 25 ans.

V.2.3.1 Conditions climatiques:

La conduite doit résister aux conditions climatiques du site d'installation et en particulier à la chaleur, la poussière et l'humidité des zones du nord de l'Algérie:

- ❖ Température ambiante : Maximum : 45°C ;
: Minimum : -5°C ;
- ❖ Température du sol : 25°C ;
- ❖ Chute de pluie : 900 mm comme moyenne annuelle et
50mm maximum en 24 heures ;
- ❖ Humidité : 95%.

V.2.3.2 Conductivité thermique:

Les conductivités thermiques adoptées dans notre étude sont les suivantes :

- Conductivité moyenne du sol : 1.2 Kcal/h.m.°C
- Conductivité du revêtement : 0,45 Kcal/h.m.°C
- Conductivité de l'acier des tubes : 43.16 Kcal/h.m.°C
- Conductivité moyenne du brut : 0,12 Kcal/h.m.°C

V.2.3.3 Facteur de marche:

Ce facteur est définie comme étant le rapport entre le nombre de jour de fonctionnement de l'installation et le nombre de jour de l'année ($F_m=0.904$).

Le nombre de jours de fonctionnement est $N = 365 \times 0,904 = 330$ jours.

V.3. Données économiques:

Les données économiques se résument dans le tableau ci-dessous :

Paramètres économiques	Valeur Unité	Valeur Unité
Cout du tube	1200	\$/T
Coût de transport du tube	20	\$/ml
Coût de pose du tube	9	\$/"/ml
Coût de revêtement du tube	1.5	\$/"/ml
Durée d'exploitation	25	Ans
Taux d'actualisation	10	%
Taux d'imposition	38	%
Nombre de personale de la station de pompage	50	Per
Coût unitaire de l'énergie consommée	6	\$/mBtu
Frais personnel	16000	\$/an/per
Masse volumique de l'acier	7.85	(T/m ³)

Tableau (V.3): données économiques.

V.4 Résultats de l'application:

Dans cette partie, on cherche à déterminer le diamètre optimal où le débit à transporter par l'oléoduc est de 4,10MTA (Millions Tonnes par An).

Les résultats de l'étude se sont présentés comme suit:

- 1) Partie forcé:
 - Nuance X60;
 - Nuance X70.
- 2) Partie gravitaire:
 - Nuance X60;
 - Nuance X70.

1) Partie forcée:

1^{er} Cas: Nuance d'acier X60

N°	PK(Km)	18"		20"		22"	
		T (°C)	P (bars)	T (°C)	P (bars)	T (°C)	P (bars)
1	0.000	55.000	68.154	55.000	66.367	55.000	60.852
2	4.006	54.172	66.223	54.129	64.498	54.085	59.178
3	7.341	53.500	64.897	53.422	63.223	53.344	58.065
4	11.435	52.696	59.640	52.577	58.030	52.459	53.070
5	16.231	51.781	58.825	51.619	57.290	51.457	52.563
6	20.223	51.043	58.032	50.847	56.559	50.651	52.027
7	23.115	50.521	52.254	50.301	50.825	50.081	46.433
8	24.859	50.211	48.356	49.977	46.954	49.744	42.646
9	26.903	49.852	51.231	49.603	49.861	49.355	45.654
10	29.679	49.373	50.150	49.104	48.824	48.835	44.751
11	32.354	48.920	49.776	48.632	48.492	48.345	44.550
12	33.890	48.663	46.786	48.365	45.525	48.068	41.657
13	36.893	48.170	44.688	47.852	43.474	47.535	39.752
14	39.862	47.692	43.073	47.355	41.905	47.021	38.328
15	43.324	47.147	36.940	46.789	35.825	46.435	32.415
16	45.954	46.741	38.275	46.369	37.202	46.001	33.922
17	49.637	46.185	31.810	45.794	30.794	45.407	27.691
18	56.007	45.257	28.160	44.835	27.244	44.419	24.452
19	63.881	44.164	37.001	43.709	36.215	43.262	33.814
20	73.891	42.859	29.053	42.369	28.426	41.889	26.514
21	78.246	42.319	28.738	41.816	28.182	41.323	26.484
22	80.023	42.103	27.116	41.595	26.589	41.098	24.977
23	82.550	41.801	29.449	41.286	28.963	40.783	27.478
24	84.955	41.518	29.672	40.997	29.226	40.489	27.860
25	87.165	41.262	26.640	40.736	26.229	40.224	24.970
26	92.189	40.695	26.685	40.159	26.356	39.637	25.346
27	97.982	40.066	37.886	39.519	37.659	38.987	36.941

28	103.042	39.536	34.569	38.982	34.424	38.444	33.954
29	106.958	39.139	26.406	38.579	26.322	38.037	26.041
30	110.118	38.827	23.152	38.263	23.119	37.718	22.993
31	112.900	38.557	1.000	37.991	1.000	37.444	1.000
Re moyen	224797.089		202554.931		184354.059		
V_{moyenne} (m/s)	1.353		1.096		0.906		

Tableau (V.4): Résultats de l'étude de la partie forcée pour les différents diamètres 18", 20", et 22" avec la même nuance d'acier X60.

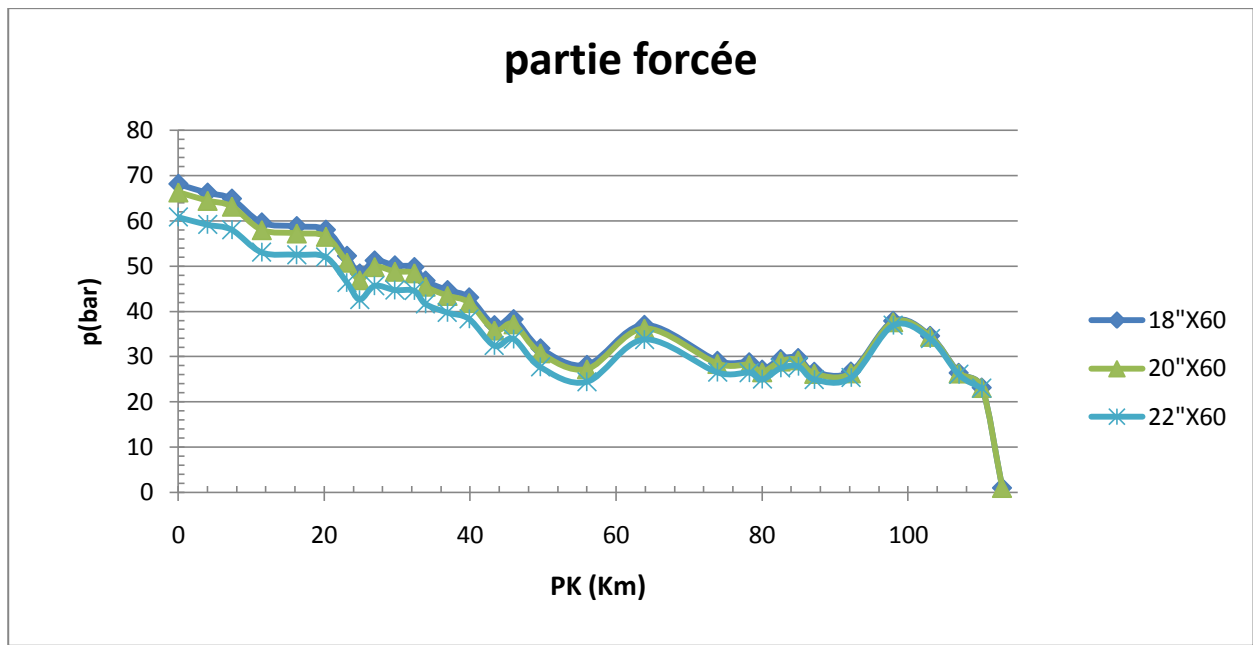


Figure (5.1): profil de pression dans la partie forcée pour les diamètres 18''X60, 20''X60 et 22''X60.

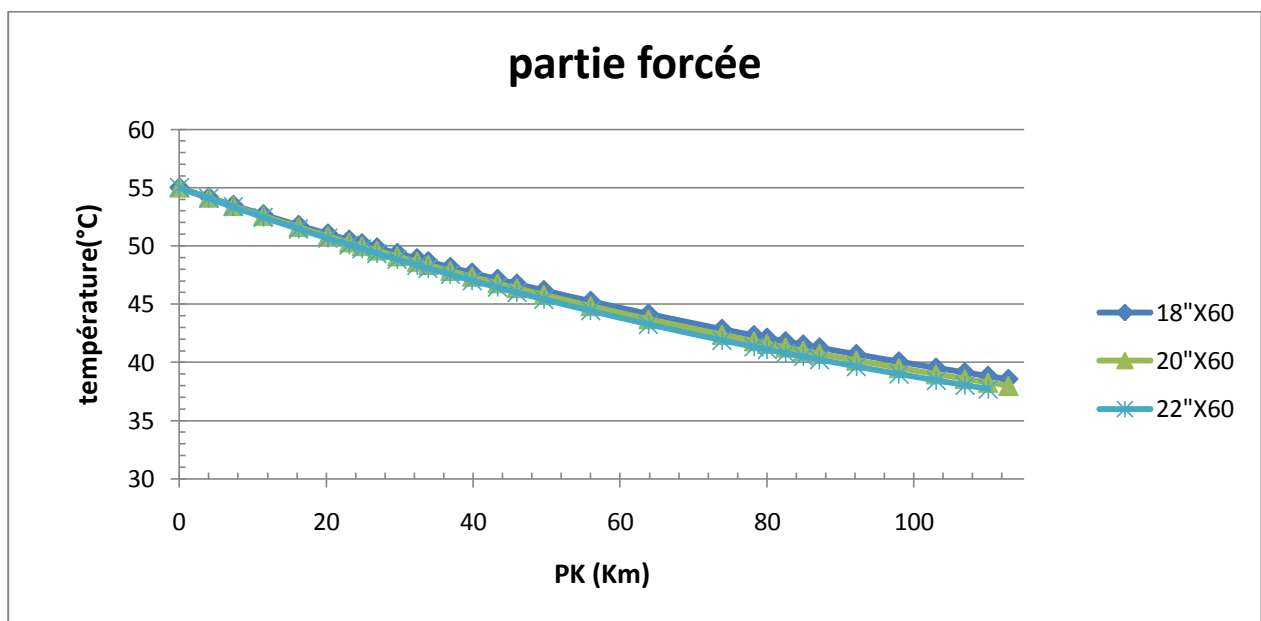


Figure (5.2): profil température dans la partie forcée pour les diamètres 18''X60, 20''X60 et 22''X60.

2^{ème} Cas: Nuance d'acier X70:

N°	PK(Km)	18"		20"		22"	
		T (°C)	P (bars)	T (°C)	P (bars)	T (°C)	P (bars)
1	0.000	55.000	67.849	55.000	66.128	763.652	55.000
2	4.006	54.172	65.929	54.129	64.267	764.369	54.085
3	7.341	53.500	64.612	53.422	63.000	764.950	53.344
4	11.435	52.695	59.366	52.577	57.815	765.643	52.459
5	16.231	51.781	58.563	51.619	57.084	766.428	51.457
6	20.223	51.043	57.781	50.847	56.362	767.060	50.651
7	23.115	50.521	52.010	50.301	50.634	767.506	50.081
8	24.859	50.211	48.117	49.977	46.767	767.770	49.744
9	26.903	49.852	50.998	49.603	49.678	768.076	49.354
10	29.679	49.373	49.924	49.103	48.647	768.483	48.835
11	32.354	48.920	49.557	48.632	48.320	768.867	48.345
12	33.890	48.663	46.571	48.365	45.357	769.084	48.068
13	36.893	48.170	44.481	47.851	43.312	769.501	47.535
14	39.862	47.692	42.874	47.355	41.750	769.904	47.021
15	43.324	47.146	36.750	46.789	35.677	770.363	46.435
16	45.954	46.741	38.092	46.369	37.060	770.703	46.001
17	49.637	46.185	31.637	45.794	30.659	771.169	45.407
18	56.007	45.257	28.005	44.835	27.123	771.943	44.418
19	63.881	44.164	36.867	43.709	36.111	772.850	43.262
20	73.891	42.859	28.946	42.369	28.343	773.926	41.888
21	78.246	42.319	28.643	41.815	28.108	774.368	41.323
22	80.023	42.103	27.026	41.595	26.518	774.545	41.098
23	82.550	41.800	29.366	41.286	28.899	774.792	40.783
24	84.955	41.518	29.596	40.997	29.167	775.022	40.489
25	87.165	41.262	26.570	40.736	26.174	775.230	40.223
26	92.189	40.695	26.628	40.159	26.312	775.690	39.636
27	97.982	40.065	37.845	39.518	37.627	776.199	38.987
28	103.042	39.536	34.542	38.981	34.403	776.625	38.444
29	106.958	39.139	26.390	38.579	26.309	776.943	38.037
30	110.118	38.826	23.145	38.263	23.113	777.193	37.718
32	112.900	38.557	1.000	37.991	1.000	37.444	1.000
Re moyen		224789.274		202547.644		184347.808	
V_{moyenne} (m/s)		1.353		1.096		0.906	

Tableau (V.5): Résultats de l'étude de la partie forcée pour les diamètres 18", 20, et 22" avec la même nuance d'acier X70.

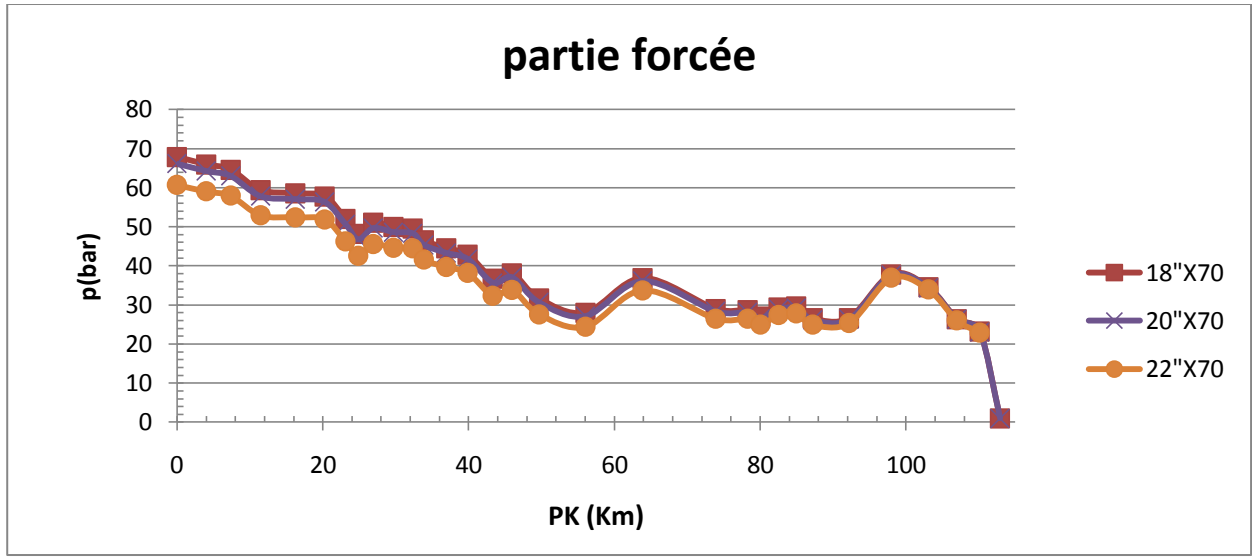


Figure (5.3): profil de pression dans la partie forcée pour les diamètres 18"X70, 20"X70 et 22"X70.

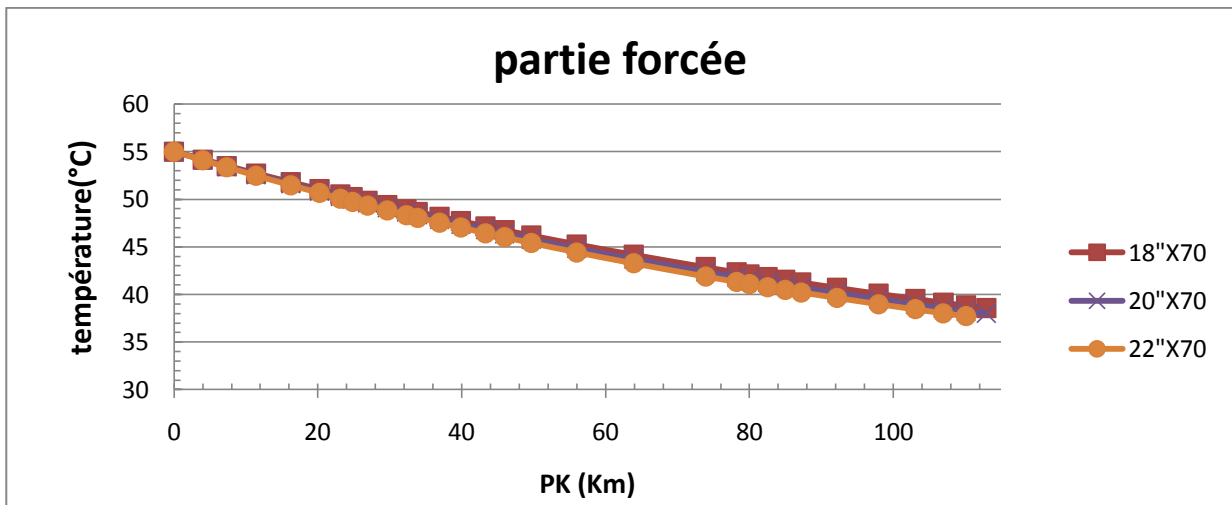


Figure (5.4): profil de température dans la partie forcée pour les diamètres 18"X70, 20"X70 et 22"X70.

❖ **Interprétation des résultats:**

- La pression nécessaire, pour vaincre la différence d'altitude et les différentes pertes de charges et faire transporter le pétrole au delà du pic (pk=112Km) le plus haut, varie inversement proportionnelle au diamètre du pipe utiliser.
- En augmentant le diamètre, les pertes de charge diminuent d'où la diminution de la pression de départ (refoulement).
- La nuance de l'acier n'a pas de grand effet sur la pression.
- La température diminue le long de la conduite de façon remarquable, moins avec la variation des diamètres et reste pratiquement constante avec les différentes nuances.

❖ **Calcul des épaisseurs et des pressions MAOP, MASP:**

Tronçon Beni Mansour – point de contrôle : (écoulement forcé 112 km).

Diamètre extérieur (Pouce)		18"	20"	22"
P_d (bars)		71.0	71.0	71.0
X60	σ_{ad} (bars)	2585	2585	2585
	Epaisseur minimal (mm)	6.38	7.09	7.80
	Epaisseur nominal (mm)	7.50	8.34	9.17
	Epaisseur normalisé (mm)	7.92	8.74	9.52
	MAOP (bar)	74.9	74.4	73.66
	MASP (bar)	82.40	81.80	81.03
X70	σ_{ad} (bars)	2820	2820	2820
	Epaisseur minimal (mm)	5.75	6.39	7.03
	Epaisseur nominal (mm)	6.76	7.51	8.27
	Epaisseur normalisé (mm)	7.14	7.92	8.74
	MAOP (bar)	73.66	73.54	73.78
	MASP (bar)	81.03	80.9	81.15

Tableau (V.6): épaisseurs normalisées et masses métriques en régime forcé.

2) Partie gravitaire:

La grande différence d'altitude entre le pic et l'arriver rendent cette partie très difficile à étudier.

1^{er} Cas: Nuance d'acier X60

N°	PK(Km)	18"		20"		22"	
		T (°C)	P (bars)	T (°C)	P (bars)	T (°C)	P (bars)
1	112.900	38.557	1.000	37.991	1.000	37.444	1.000
2	113.745	38.296	3.200	38.314	3.201	37.718	3.228
3	114.770	38.198	5.504	38.215	5.507	37.619	5.566
4	118.987	37.800	13.764	37.817	13.772	37.219	13.965
5	121.768	37.545	11.170	37.561	11.182	36.962	11.458
6	124.410	37.306	53.244	37.322	53.258	36.723	53.641
7	126.720	37.102	19.749	37.117	19.767	36.518	20.200
8	130.614	36.764	50.646	36.780	50.669	36.181	51.239
9	136.572	36.266	72.903	36.281	72.934	35.683	73.699
10	144.680	35.622	75.034	35.635	75.076	35.040	76.090
Re moyen		240295.463		216429.129		196952.698	
V_{moyenne} (m/s)		1.388		1.123		0.928	

Tableau (V.7): Résultats de l'étude de la partie gravitaire pour les diamètres 18", 20", et 22" avec la même nuance d'acier X60.

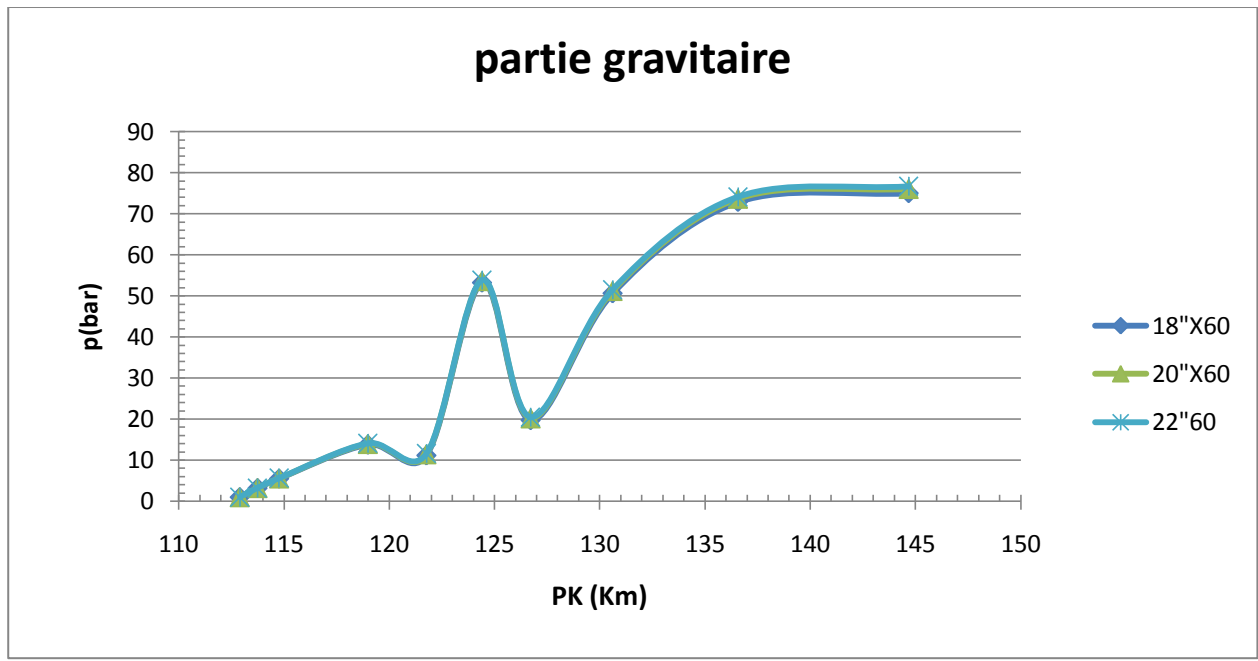


Figure (5.5): profil de pression dans la partie gravitaire pour les diamètres 18"X60, 20"X60, 22"X60.

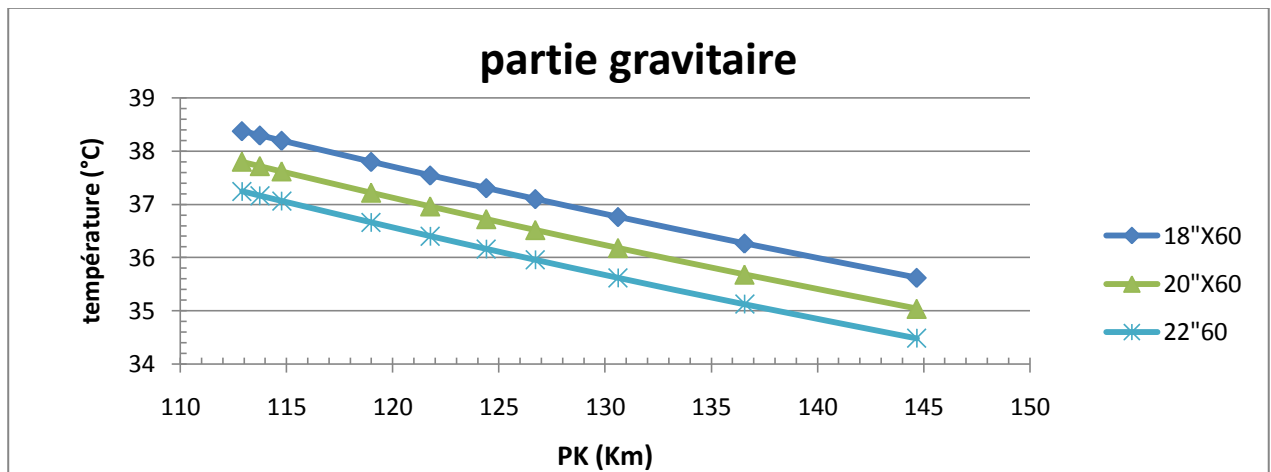


Figure (5.6): profil de température dans la partie gravitaire pour les diamètres 18"X60, 20"X60, 22"X60.

2^{ème} Cas: Nuance d'acier X70:

N°	PK(Km)	18"		20"		22"	
		T (°C)	P (bars)	T (°C)	P(bars)	T (°C)	P(bars)
1	112.900	38.557	1.000	37.991	1.000	37.444	1.000
2	113.745	38.314	3.201	37.736	3.229	37.177	3.244
3	114.770	38.215	5.507	37.636	5.568	37.077	5.602
4	118.987	37.817	13.772	37.236	13.970	36.675	14.081
5	121.768	37.561	11.182	36.979	11.465	36.418	11.623
6	124.410	37.322	53.258	36.740	53.648	36.178	53.876
7	126.720	37.117	19.767	36.534	20.210	35.973	20.458
8	130.614	36.780	50.669	36.196	51.251	35.635	51.584

9	136.572	36.281	72.934	35.697	73.715	35.138	74.163
10	144.680	35.635	75.076	35.054	76.112	34.498	76.700
Re moyen		239430.974		215718.778		196343.252	
V_{moyenne} (m/s)		1.385		1.121		0.926	

Tableau (V.8): Résultats de l'étude de la partie gravitaire pour les diamètres 18", 20, et 22" avec la même nuance d'acier X70.

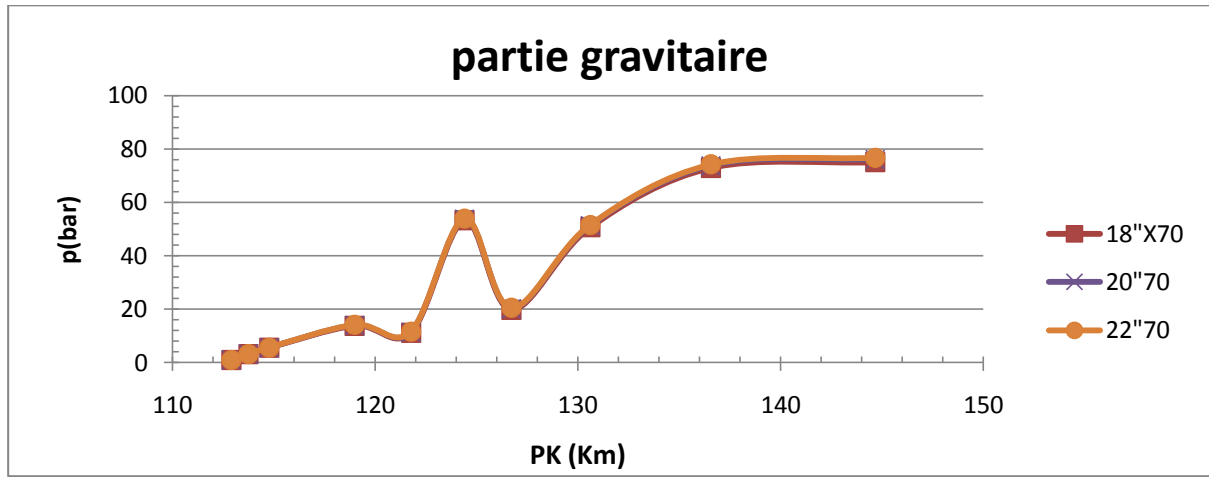


Figure (5.7): profil de pression dans la partie gravitaire et pour les diamètres 18"X70, 20"X70 et 22"X70.

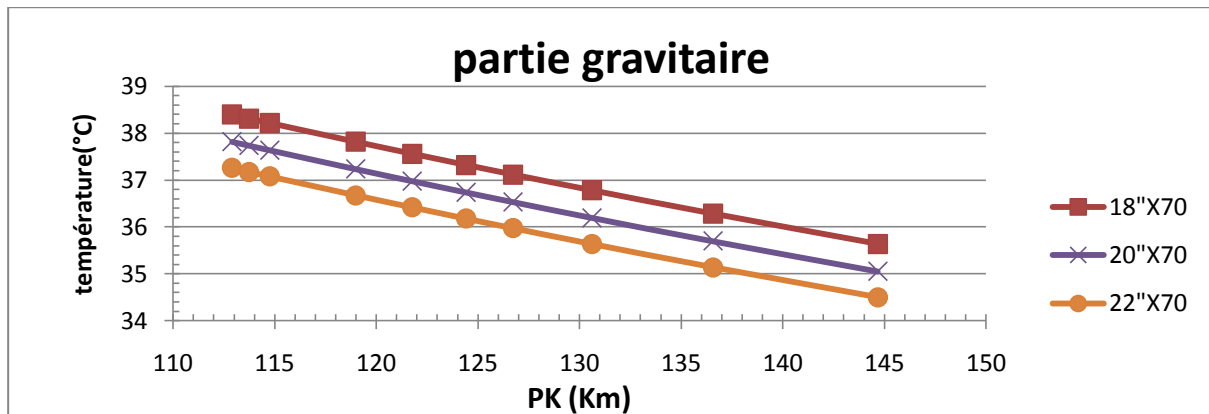


Figure (5.8): profil de température dans la partie gravitaire pour les diamètres 18"X70, 20"X70 et 22"X70.

❖ **Interprétation des résultats:**

- La grande différence d'altitude et la courte distance du pipe entre le pic le plus haut et la raffinerie engendrent des grandes pressions qui dépassent les 70 bars. Cette situation est très dangereuse pour l'installation.
- En partant sur ce fait, la dissipation de cette énergie est obligatoire.
- La température diminue le long de la conduite de façon remarquable, moins avec la variation des diamètres et reste pratiquement constante avec les différentes nuances.

❖ **Calcul des épaisseurs et des pressions MAOP, MASP:**

Tronçon point de contrôle – Sidi Arcine : (écoulement gravitaire 32 km).

Diamètre extérieur (Pouce)		18"	20"	22"
PMS (bars)		80.0	80.0	80.0
P _d (bars)		88.0	88.0	88.0
X60	σ_{ad} (bars)	2585	2585	2585
	Epaisseur minimal (mm)	7.91	8.80	9.67
	Epaisseur nominal (mm)	9.31	9.99	10.74
	Epaisseur normalisé (mm)	9.52	10.31	11.13
	MAOP (bar)	90.03	87.75	86.12
	MASP (bar)	99	96.53	94.70
X70	σ_{ad} (bars)	2820	2820	2820
	Epaisseur minimal (mm)	7.13	7.92	8.71
	Epaisseur nominal (mm)	8.39	9.32	10.25
	Epaisseur normalisé (mm)	8.74	9.52	10.31
	MAOP (bar)	90	88.4	87.03
	MASP (bar)	99	97.23	95.73

Tableau (V.9): épaisseurs normalisées et masses métriques en régime gravitaire.

Pour dissiper la pression à l'aval on place trois brises charges le long de cette partie gravitaire de sorte à avoir une pression à l'arrivé de 3 à 4 bars. De plus à ce dispositif on fait une réduction de diamètre.

Les tableaux suivants représentent les résultats de l'étude avec le programme de calcul PIPELINE:

1^{er} Cas: Nuance d'acier X60

N°	PK(Km)	16"		18"		20"	
		T (°C)	P (bars)	T (°C)	P (bars)	T (°C)	P (bars)
1	112.900	38.378	1.000	37.801	1.000	37.243	1.000
2	113.745	38.301	3.155	37.722	3.205	37.164	3.231
3	114.770	38.207	5.404	37.628	5.515	37.070	5.573
4	118.987	37.830	13.439	37.247	13.798	36.687	13.987
5	121.768	37.587	10.696	37.003	11.215	36.441	11.485
6	124.410	37.360	52.626	36.775	53.322	36.212	53.695
7	126.720	37.165	19.009	36.579	19.820	36.016	20.242
8	126.720	37.165	1.000	36.579	1.000	36.016	1.000
9	130.614	36.843	31.680	36.256	31.923	35.693	32.057
10	130.614	36.843	1.000	36.256	1.000	35.693	1.000
11	136.572	36.367	22.912	35.779	23.270	35.217	23.460
12	136.572	36.367	1.000	35.779	1.000	35.217	1.000
13	144.680	35.750	2.650	35.162	3.121	34.602	3.364
Re moyen		236921.450		268344.075		214309.738	
V_{moyenne} (m/s)		1.376		1.172		1.117	

Tableau (V.10): Résultats de l'étude de la partie gravitaire avec les brises charges pour les diamètres 18", 20, et22"avec la même nuance d'acier X60.

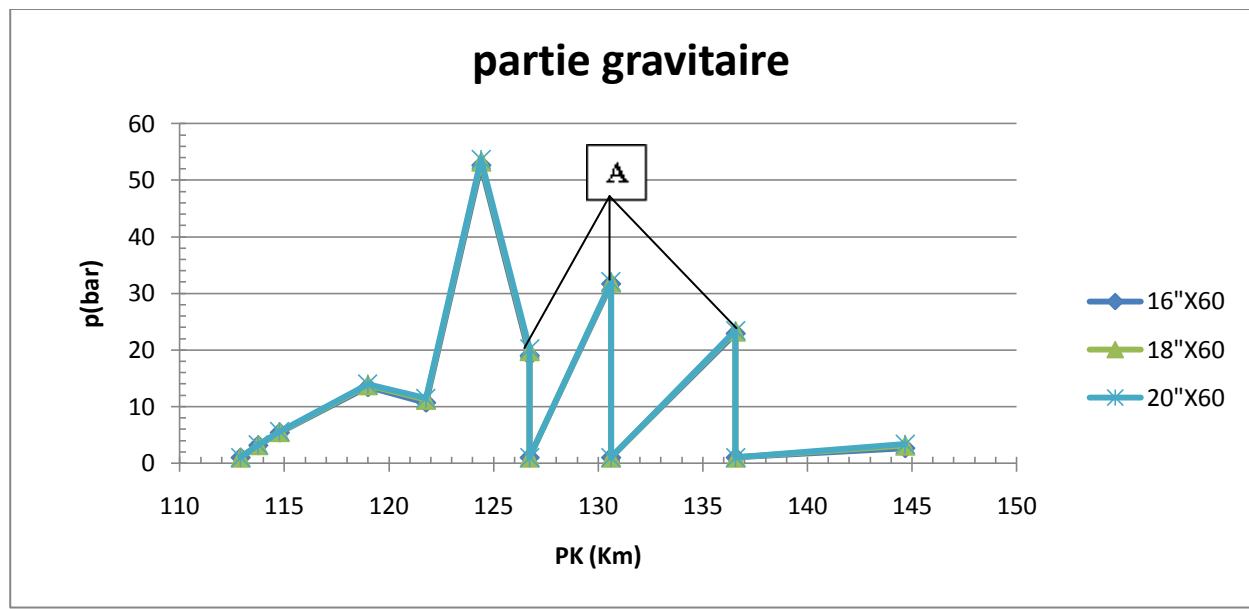


Figure (5.9): profil de pression dans la partie gravitaire avec brises charges pour les diamètres 18"X60, 20"X60 et 22"X60.

2^{ème} Cas: Nuance d'acier X70:

N°	PK(Km)	16"		18"		20"	
		T (°C)	P (bars)	T (°C)	P (bars)	T (°C)	P (bars)
1	112.900	38.395	1.000	37.818	1.000	37.259	1.000
2	113.745	38.318	3.157	37.740	3.206	37.180	3.232
3	114.770	38.224	5.409	37.645	5.517	37.085	5.574
4	118.987	37.846	13.454	37.264	13.805	36.702	13.991
5	121.768	37.603	10.719	37.019	11.225	36.456	11.491
6	124.410	37.376	52.654	36.791	53.334	36.227	53.702
7	126.720	37.181	19.044	36.594	19.835	36.031	20.251
8	126.720	37.181	1.000	36.594	1.000	36.031	1.000
9	130.614	36.858	31.689	36.271	31.927	35.707	32.059
10	130.614	36.858	1.000	36.271	1.000	35.707	1.000
11	136.572	36.382	22.927	35.794	23.276	35.230	23.464
12	136.572	36.382	1.000	35.794	1.000	35.230	1.000
13	144.680	35.763	2.671	35.176	3.130	34.615	3.369
Re moyen		237658.251		267244.902		213604.451	
V_{moyenne} (m/s)		1.379		1.168		1.114	

Tableau (V.11): Résultats de l'étude de la partie gravitaire avec les brises charges pour les diamètres 18", 20", et 22" avec la même nuance d'acier X70.

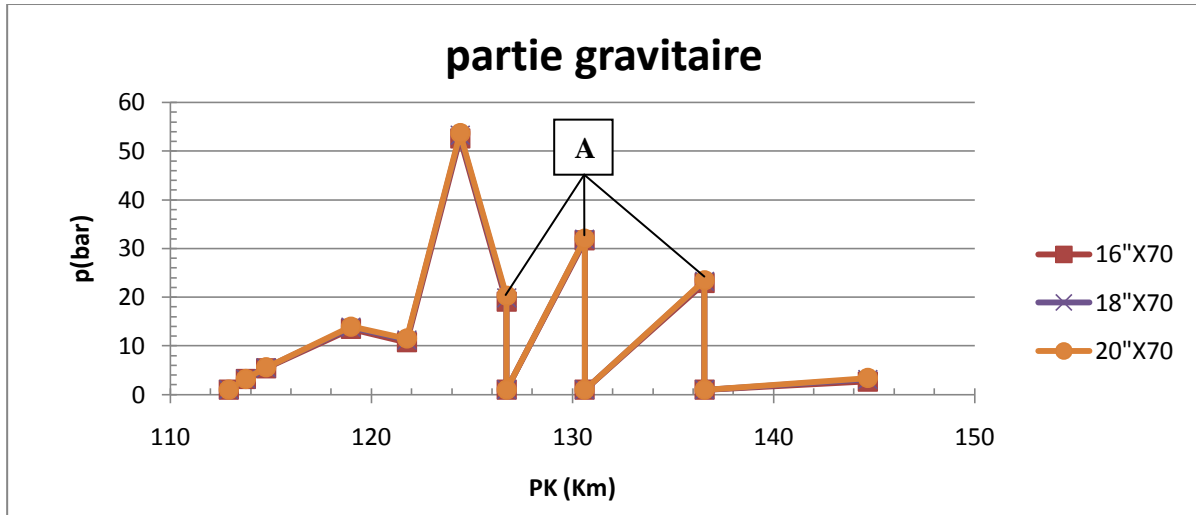


Figure (5.10): profil de pression dans la partie gravitaire avec brises charges pour les diamètres 18"X70, 20"X70 et 22"X70

❖ **Interprétation des résultats:**

- La chute spectaculaire de la pression aux points "A" entraîne une diminution de pression à l'arrivée pour atteindre une pression inférieure à 4 bars
- Les points "A" dans les deux dernières figures représentent l'emplacements choisi pour positionner les brises charges.

Remarque: Le positionnement des brises charges est appelé à être changer en introduisant d'autres conditions comme le relief, la sécurité et l'accessibilité à l'ouvrage.

❖ **Calcul de nouvelles épaisseurs et des pressions MAOP, MASP:**

Tronçon point de contrôle – Sidi Arcine : (écoulement gravitaire 32 km).

Diamètre extérieur (Pouce)		16"	18"	20"
PMS (bars)		58.0	58.0	58.0
P _d (bars)		64.0	64.0	64.0
X60	σ_{ad} (bars)	2585	2585	2585
	Epaisseur minimal (mm)	5.01	5.64	6.26
	Epaisseur nominal (mm)	5.90	6.64	7.37
	Epaisseur normalisé (mm)	6.40	7.10	7.90
	MAOP (bar)	68.09	67.14	67.24
	MASP (bar)	74.9	73.86	73.96
X70	σ_{ad} (bars)	2820	2820	2820
	Epaisseur minimal (mm)	4.60	5.17	5.74
	Epaisseur nominal (mm)	5.40	6.08	6.76
	Epaisseur normalisé (mm)	5.60	6.40	7.10
	MAOP (bar)	65	66.03	65.9
	MASP (bar)	71.5	72.63	72.5

Tableau (V.12): épaisseurs normalisées et masses métriques en régime gravitaire.

V.5 choix des diamètres économiques:

Le programme de calcul nous donne directement les couts totaux actualisés ainsi que les couts d'énergies

Le tableau suivant résume le bilan des coûts obtenu AVEC PAPELINE:

Régime forcé						
Diamètre (pouce)	18		20		22	
Nuance d'acier	X60	X70	X60	X70	X60	X70
Coût d'énergie (M\$)	50.537	50.630	43.255	43.260	39.187	39.191
Coût d'investissement (M\$)	65.251	61.632	72.129	67.883	80.209	75.765
Coût total (M\$)	115.789	112.262	115.384	111.143	119.395	114.957
Régime gravitaire						
Diamètre (pouce)	16		18		20	
Nuance d'acier	X60	X70	X60	X70	X60	X70
Coût total (M\$)	13.686	13.234	14.041	13.649	15.037	14.595

Tableau (V.13): résultats des coûts.

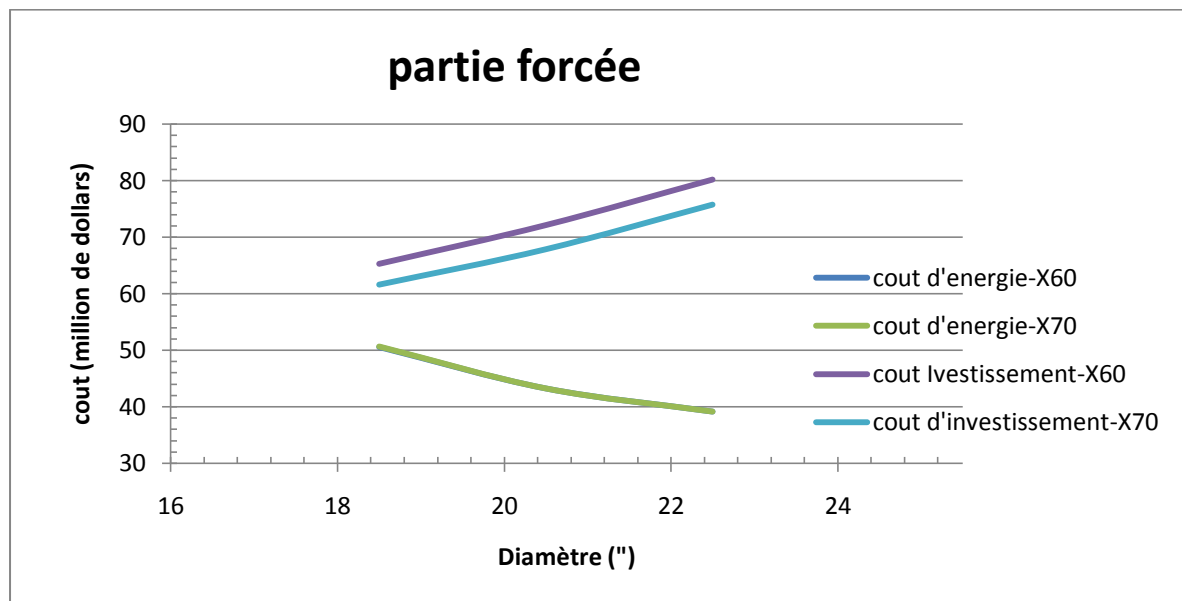


Figure (5.11): Bilan des coûts en fonction des diamètres.

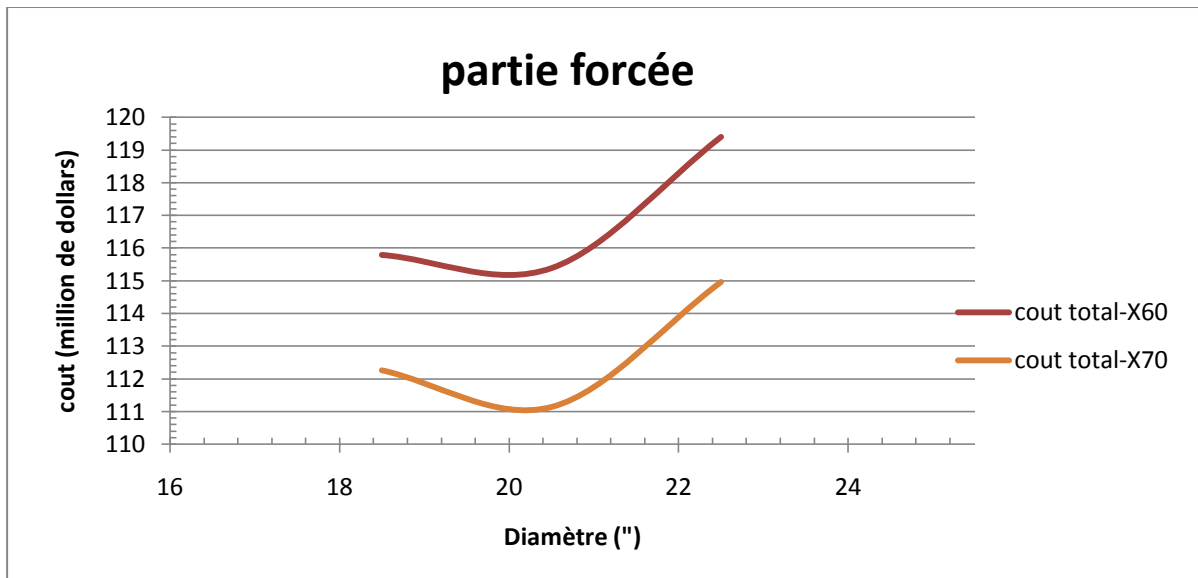


Figure (5.12): coût total d'énergie en fonction des diamètres pour le régime forcé.

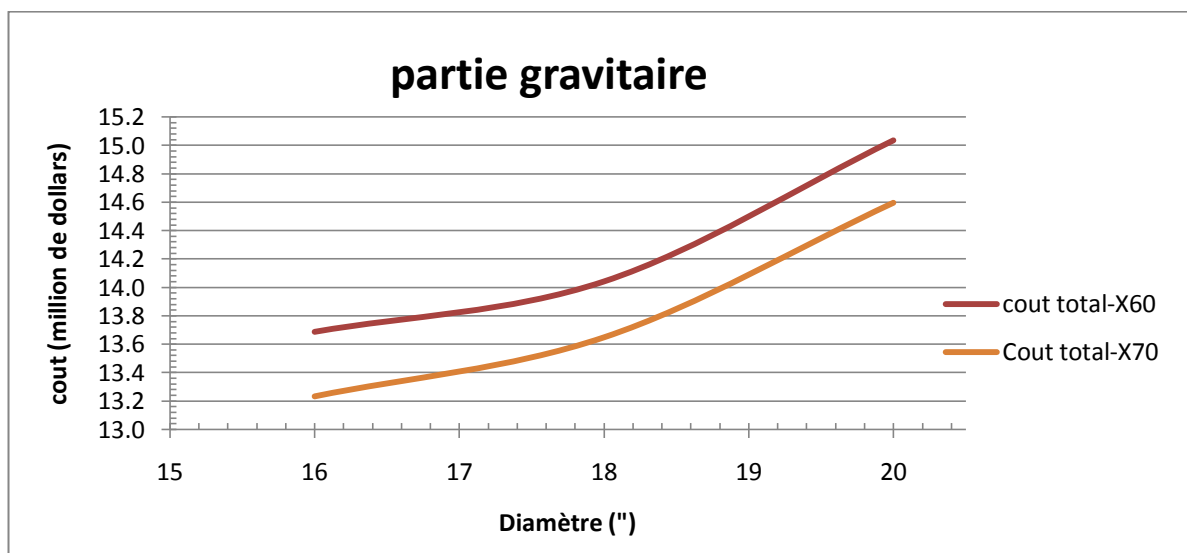


Figure (5.13): coût total actualisé en fonction des diamètres pour le régime gravitaire.

- **Interprétation:**

D'après l'étude économique on voit clairement que, pour la partie forcée, le diamètre le plus économique est le 20" de nuance X70. Pour la partie gravitaire, plus le diamètre de la conduite est petit plus le coût est faible, d'où le diamètre le plus économique choisi est le 16" de nuance X70. Cette proportionnalité, dans la partie gravitaire, entre le coût et le diamètre est due à l'absence du coût d'énergie.

V.6 Conclusion:

L'application du programme de calcul à l'oléoduc OG1, nous a permis à travers les résultats obtenues, de comprendre l'importance de l'étude économique dans la détermination du diamètre optimal.

En effet, le mauvais choix de diamètre peut entraîner des dépenses supplémentaires, inutiles, pouvant atteindre des dizaines de millions de dollars.

Pour cette raison, l'ingénieur doit effectuer une étude technico-économique bien détaillée, afin d'optimiser le coût d'investissement et le coût d'exploitation en choisissant :

- Le meilleur tracé topographique.
- Le diamètre optimal.
- La nuance d'acier approprié.
- Le meilleur emplacement et fonctionnement des stations de pompes.
- Le matériel le plus performant et le plus fiable.

**Chapitre VI : Régime de
fonctionnement de la station
de pompage**

Introduction :

Les courbes caractéristiques des pompes qui définissent les conditions d'utilisation sont les courbes de la pression engendrée, de la puissance et du rendement en fonction du débit passé.

Ces courbes sont les instruments de travail essentiels à l'ingénieur dans la recherche des solutions les plus économiques de distribution et d'assemblage des unités de pompage pour les capacités à assurer, en fonction des caractéristiques du pipeline.

Dans ce chapitre, une description sur les pompes en générale et sur les pompes centrifuges en particulier, a été faite.

La problématique posée dans ce chapitre est l'étude d'extension du débit de la station de Beni-Mansour de $150\text{m}^3/\text{h}$, et qu'elles sont les solutions possibles pour se faire.

VI.1 Les différents types de pompes, leurs caractéristiques principales :

Il existe un très grand nombre de pompes. Ces différents types peuvent se rattacher à deux grandes catégories. [13].

- Les turbopompes ;
- Les pompes volumétriques.

Le principe de fonctionnement de ces deux classes de pompes est totalement différent.

- Dans les turbopompes, une roue, munie d'aubes ou d'ailettes, animée d'un mouvement de rotation, fournit au fluide de l'énergie cinétique dont la partie la plus importante est transformée en pression notamment dans les organes de diffusion situés en aval de la roue (la volute, le diffuseur proprement dit et le divergent qui se termine par la bride de raccordement à la conduite de refoulement).
- Dans les pompes volumétriques, en revanche, l'énergie est transmise grâce aux variations de volume qu'on fait subir à une quantité donnée de fluide entre l'orifice d'aspiration et l'orifice de refoulement.

VI.1.1 Les pompes volumétriques :

Ces pompes connaissent une installation bien moins généralisée que celles des turbopompes. Elles sont limitées aux pompages des fluides visqueux. D'une façon générale elles conviennent pour élever de faibles débits à des pressions élevées. On distingue dans la catégorie des pompes volumétriques:

- Les pompes rotatives dont font partie les pompes à rotor excentré, à rotor oscillant, à palette, à engrenages et à vis.
- Les pompes alternatives, à piston, à membrane....

VI.1.2 Les turbopompes :

Les turbopompes sont actuellement plus utilisées que les pompes volumétriques. Les principales raisons sont les suivantes :

- ✓ Ces appareils sont rotatifs et ne comportent aucune liaison articulée ;
- ✓ Leur entraînement, par un moteur électrique ou à combustion interne, ne présente aucune difficulté ;
- ✓ L'encombrement des turbopompes est environ huit(08) fois moindre que celui des pompes volumétriques, et peut même être réduit en adoptant une disposition à axe vertical ;
- ✓ Ce moindre encombrement et aussi un poids plus faible permettent de réaliser d'appréciables économies sur les bâtiments abritant les installations ;
- ✓ Les frais d'entretien d'une turbopompe sont peu élevés.

Suivant le type du rotor et son mode d'action, il faut distinguer dans la catégorie des turbopompes :

- Les pompes centrifuges ;
- Les pompes hélices ;
- Les pompes hélico-centrifuges.

Cette classification est basée sur la forme de la trajectoire du fluide à l'intérieur du rotor de la pompe.

A titre indicatif, il faut signaler qu'il existe d'autres classifications reposant sur les critères suivants :

- Disposition de l'axe (horizontal, vertical, incliné) ;
- Nombre de rotors (monocellulaire, multicellulaire) ;
- Importance de la pression produite (basse, moyenne, haute) ;
- Utilisation (irrigation, eaux chargées, forages...) ;

Dans la présente étude, le choix est porté sur les pompes centrifuges, ce sont les pompes plus largement utilisées dans l'industrie des pipelines en raison de leur domaine d'application, de leur prix moins élevé que celui des pompes volumétriques, de leur souplesse d'exploitation et de leur bon rendement lorsqu'il s'agit de pompes modernes, bien calculées, et utilisées de bonnes conditions, mais également parce qu'elles admettent une certaine teneur de particules solides en suspension.

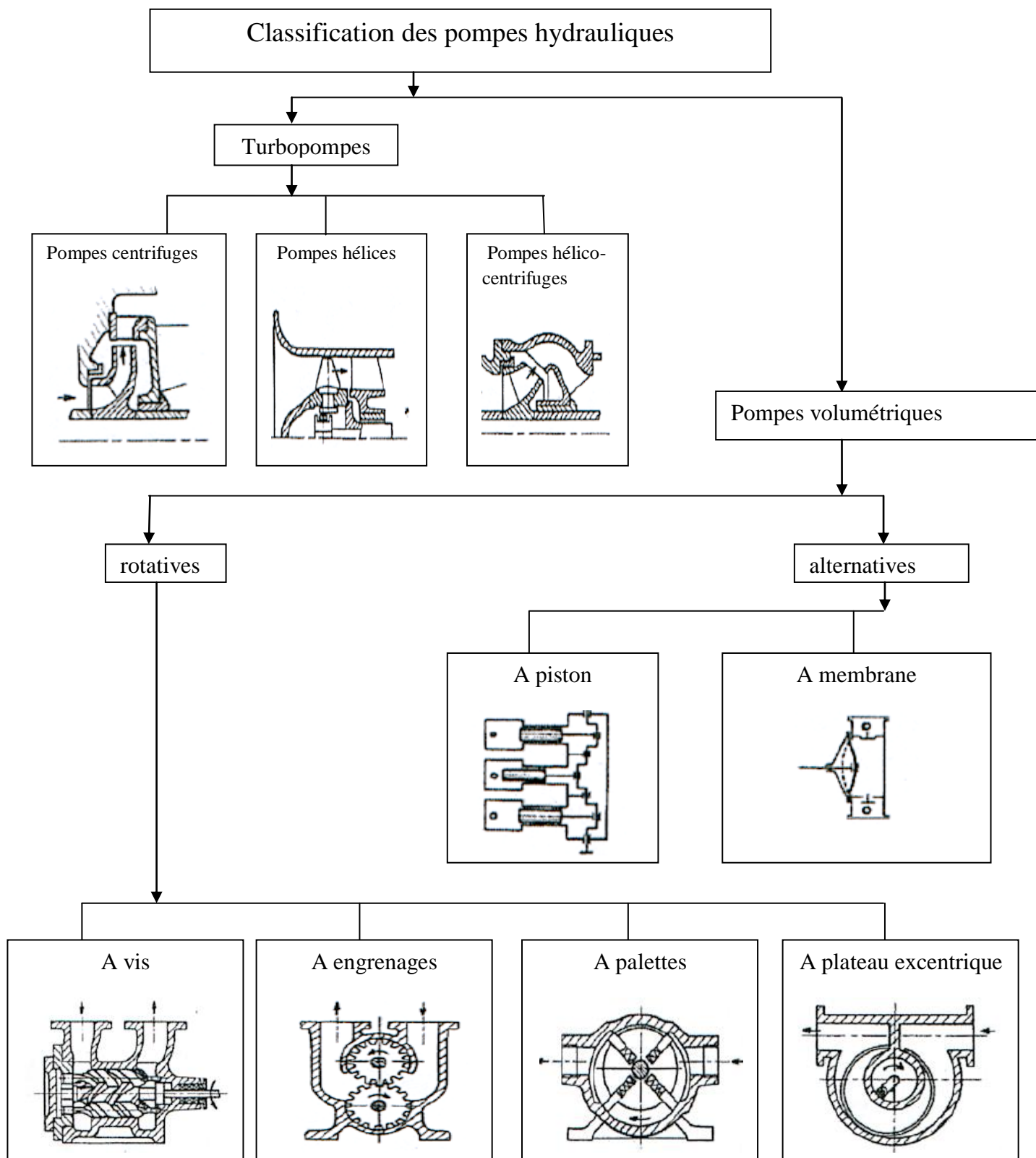


Figure (6.1) : types de pompes.

VI.2 Pompes centrifuges:

D'un point de vue hydraulique, les trois principaux paramètres qui caractérisent une pompe centrifuge sont :

a. Hauteur manométrique totale H_{mt} :

La hauteur manométrique totale d'une pompe est la différence de pression de colonne de liquide entre les orifices d'aspiration et de refoulement.

Lors du pompage d'un liquide, la pompe ne doit pas seulement fournir une pression équivalente à la hauteur géométrique d'élévation totale H_g , mais également la pression nécessaire pour vaincre les pertes de charge dans les conduites d'aspiration et de refoulement (respectivement ΔH_{asp} et ΔH_{ref})

Si les niveaux à l'aspiration et au refoulement sont à des pressions différentes P_1 et P_2 , on a:

$$H_{mt} = H_g + \Delta H_{asp} + \Delta H_{ref} + \frac{(P_2 - P_1)}{\gamma} \quad (\text{VI-1})$$

Où $\gamma = \rho g$ est le poids spécifique du liquide pompé.

b. Vitesse spécifique:

En pratique, les constructeurs de pompes utilisent des nombres dimensionnels pour la vitesse spécifique: [12], [14].

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (\text{VI-2})$$

Avec, n (r/mn), Q (m^3/s), H (m).

On évalue la forme de la roue à l'aide de ce nombre spécifique pris au point de rendement maximal.

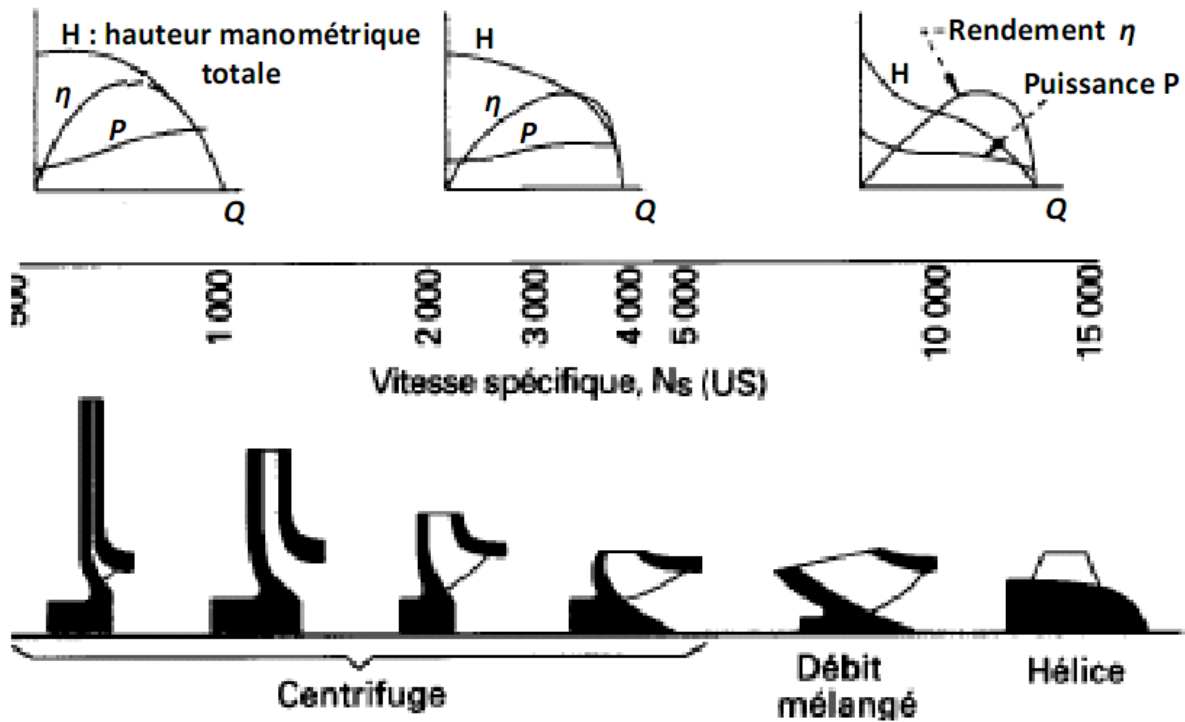


Figure (6.2) : Diverses formes de rotors en fonction de la vitesse spécifique

c. NPSH

Afin d'éviter le phénomène de cavitation à l'intérieur de la pompe, la pression à l'aspiration P_{asp} doit être supérieure à la tension de vapeur saturante du fluide P_{sat} . Soit,

$$P_{asp} > P_{sat}$$

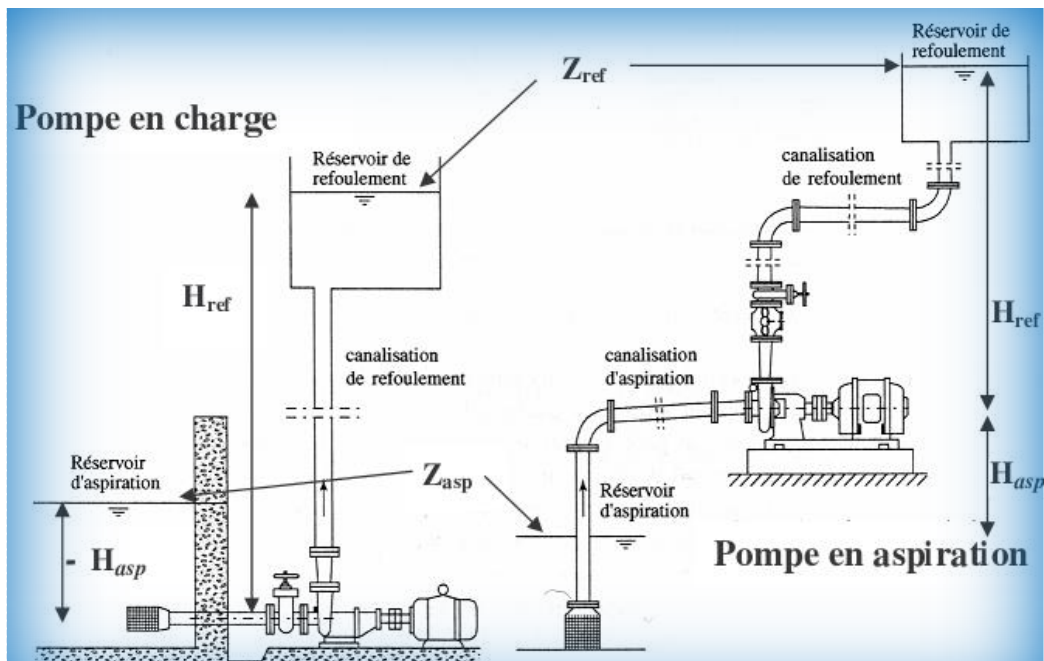


Figure (6.3) : Pompes montées en charge et en aspiration.

En réalité, les conditions de non cavitation sont données par le constructeur de la pompe car il existe des zones dans la pompe où la pression est inférieure à P_{asp} . Cette condition est donnée sous la forme d'une charge hydraulique minimale à avoir à l'entrée de la pompe. On l'appelle le $NPSH_{requis}$. Il est déterminé expérimentalement par le constructeur de la pompe et dépend de la vitesse de rotation de la roue. [14].

Le $NPSH$ (en anglais, **Net Positive Suction Head**) désigne la hauteur nette absolue à l'aspiration. Elle correspond à la charge hydraulique absolue diminuée de la tension de vapeur saturante du fluide. On distingue le $NPSH_{disponible}$, c'est à dire celui qu'on a à l'entrée de la pompe, du $NPSH_{requis}$ donné par le constructeur de la pompe:

$$NPSH_{disponible} = H_{asp} - \frac{P_{sat}}{\gamma} = \frac{P_{asp}}{\gamma} + \frac{V_{asp}^2}{2g} + Z_{asp} - \frac{P_{sat}}{\gamma} \quad (VI-3)$$

La condition de non cavitation de la pompe s'écrit :

$$NPSH_{disponible} > NPSH_{requis}$$

$$\frac{P_1}{\gamma} + Z_1 - \Delta H_{asp} - \frac{P_{sat}}{\gamma} > NPSH_{requis} \quad (VI-4)$$

L'indice 1 se référant à la surface libre du réservoir d'aspiration.

Pour éviter la cavitation dans une pompe, il faudra veiller à limiter les pertes de charge à l'aspiration, éviter que la pression du réservoir soit trop faible et dans la cas d'une pompe en aspiration, éviter que la hauteur d'aspiration soit trop importante.

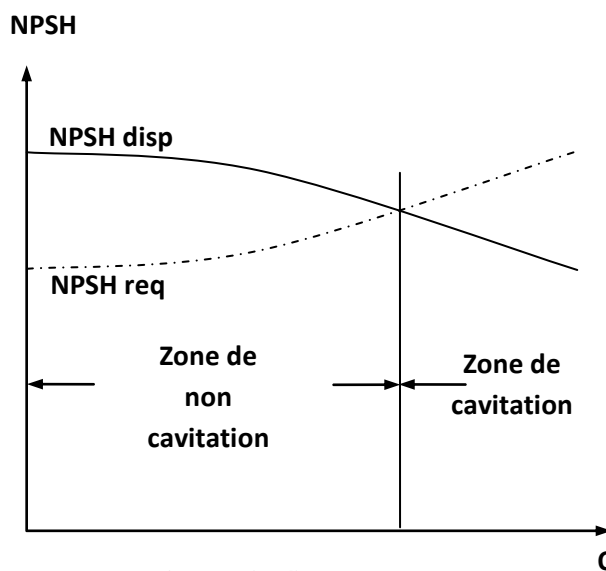


Figure (6.4): limite de cavitation d'une pompe centrifuge.

VI.3 Similitude:

Les pompes centrifuges vérifient des lois (**lois de similitude**) qui à partir d'une courbe caractéristique établie pour une vitesse de rotation N de la roue de la pompe permettent d'obtenir la caractéristique pour une vitesse de rotation N' quelconque. [12].

Si on connaît pour une vitesse N , le débit Q , la hauteur manométrique totale H et la puissance absorbée P , on sait qu'il existe deux courbes caractéristiques (H en fonction de Q et P en fonction de Q) pour la vitesse N' telles que les points définis par les coordonnées (Q', H') et (Q', P') en fassent respectivement partie.

Les lois de similitude permettent de déterminer Q' , H' et P' comme suit:

$$Q' = Q \cdot \frac{N'}{N} \tag{VI-5}$$

$$H' = H \cdot \left(\frac{N'}{N}\right)^2 \tag{VI-6}$$

$$P' = P \cdot \left(\frac{N'}{N}\right)^3 \tag{VI-7}$$

On peut ainsi reconstruire point par point les caractéristiques pour la vitesse de rotation N' , en prenant des points différents des caractéristiques établies pour la vitesse N .

VI.4 Association de pompes:

❖ Pompes en parallèles:

Lorsque l'on met deux pompes en parallèle, les débits s'ajoutent. Ainsi, on peut reconstruire la caractéristique de l'ensemble des deux pompes en sommant le débit pour une hauteur manométrique donnée. En Figure (6.5), trois pompes identiques sont mises en parallèles. Les caractéristiques pour une pompe, puis deux et trois pompes en parallèle sont tracées. Il est à noter que le rendement ne change pas. [14].

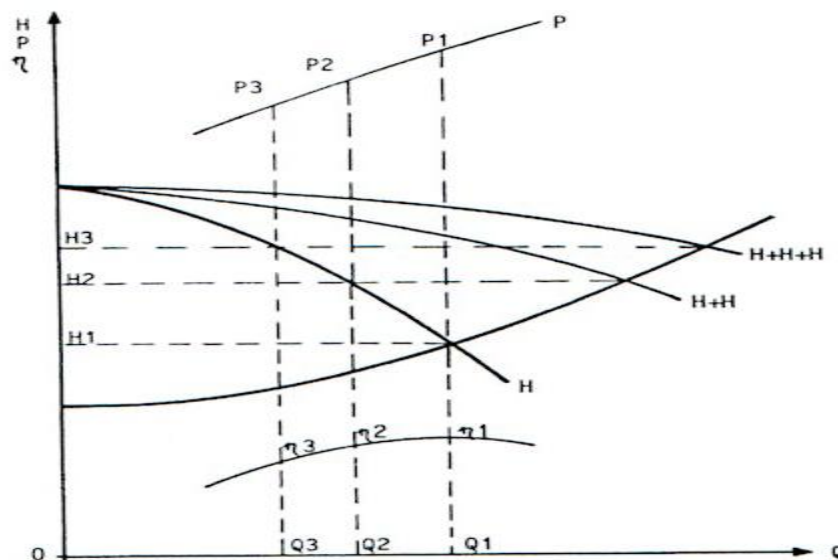


Figure (6.5): Pompes identiques en parallèles.

Lorsque les pompes sont différentes, Figure (6.7), il faut veiller à ce que les pompes délivrent des hauteurs manométriques proches.

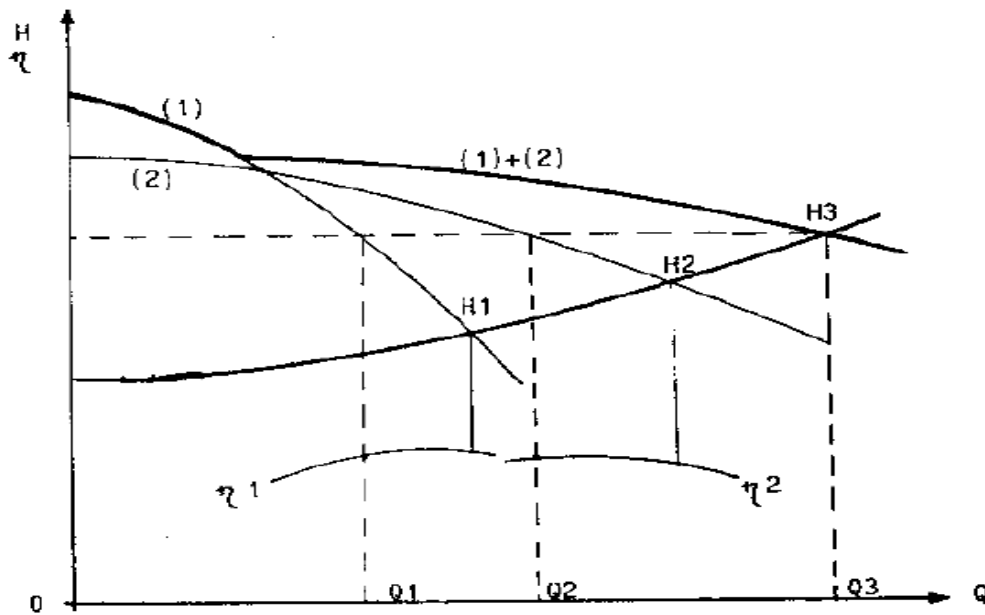


Figure (6.7): Pompes différentes en parallèles.

❖ Pompes en série :

Lorsque les pompes sont en série, les hauteurs manométriques s'ajoutent pour un même débit. On retrouve ce cas dans les pompes multicellulaires.

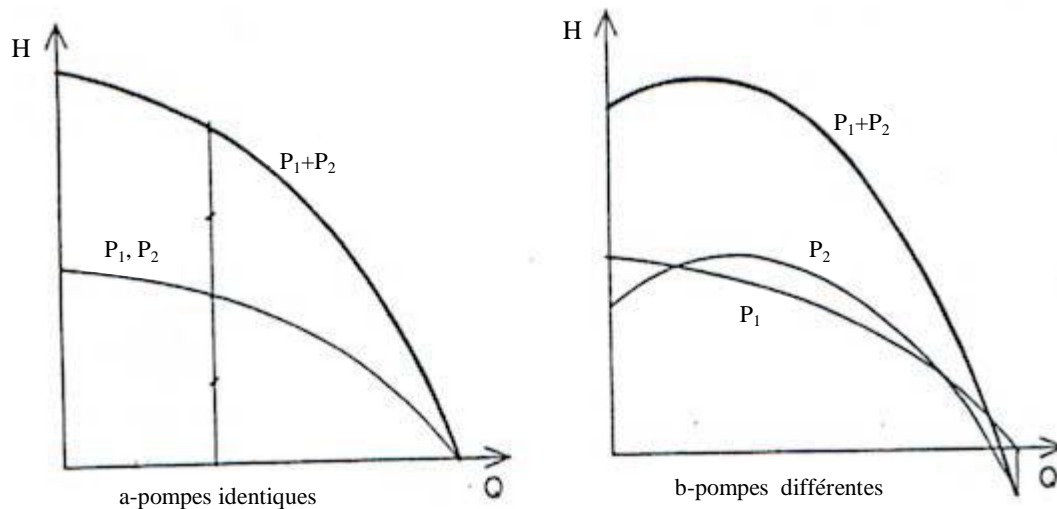


Figure (6.8) : Caractéristiques de deux pompes fonctionnant en série

VI.5 Calcul de la station de pompage SBM :

VI.5.1 Présentation de la station :

La station de Beni Mansour est l'une des stations les plus importantes pour le transport par canalisation du brut en Algérie. Elle est réalisée à la fin des années soixante, et sa première mise en œuvre est datée de l'année 1971 avec la nationalisation des hydrocarbures. Cette station est située dans la wilaya de Bejaia, précisément dans la commune de Beni-Mansour à 107Km au sud ouest du chef lieu de la wilaya.

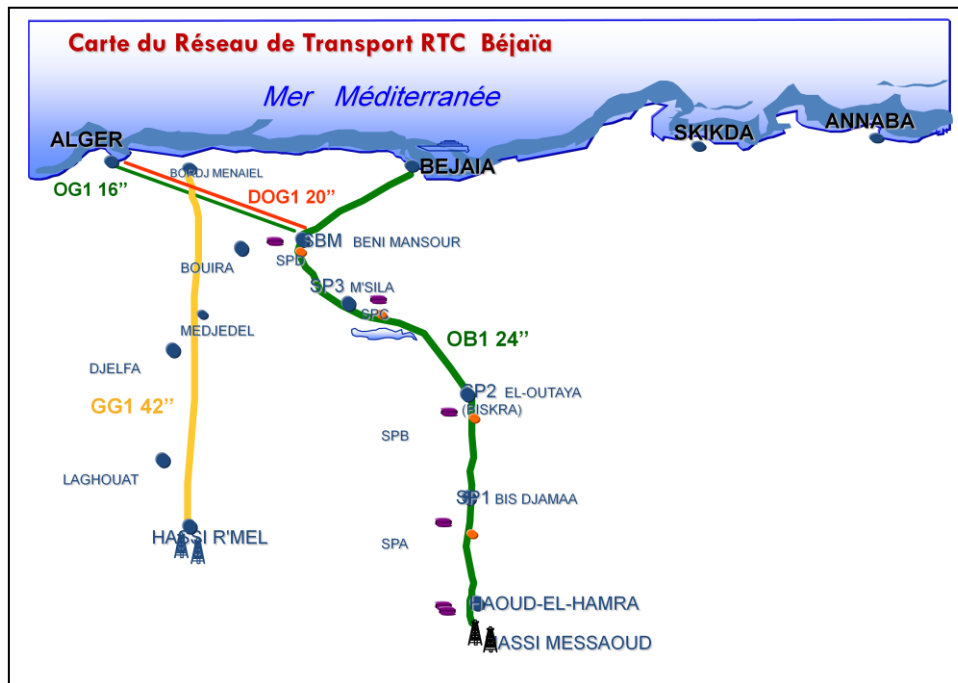


Figure (6.9) : station de pompage de Beni Mansour (SBM)

La station de pompage de Beni Mansour (SBM) est alimentée par un piquage sur le pipeline qui véhicule le pétrole brut du site de Haoud El Hamra (HEH) vers le terminal pétrolier de Bejaia. Cette déviation a permis de créer un nouveau pipeline OG1 qui transporte le brut vers la raffinerie de Sidi Arcine (Alger) sur un trajet de 144km.

VI.5.2 But de la station :

Le piquage OB1/OG1 assure l'alimentation de la station (SBM), et cette dernière a pour but le pompage du brut vers la raffinerie d'Alger, et elle doit assurer un débit de $650 \text{ m}^3/\text{h}$ pour une pression de 66 bars.

Donc la SBM a comme rôle d'assurer le pompage du brut qui vient de Haoud El Hamra (HEH) vers la raffinerie d'Alger. Ainsi elle doit assurer le contrôle du passage du condensât et du brut vers le terminal pétrolier de Bejaia.

VI.5.3 Description de la station :

La station de Beni-Mansour se compose de sept(07) sections principales qui assurent le bon fonctionnement de cette station. On peut les schématiser dans la figure ci-dessous :

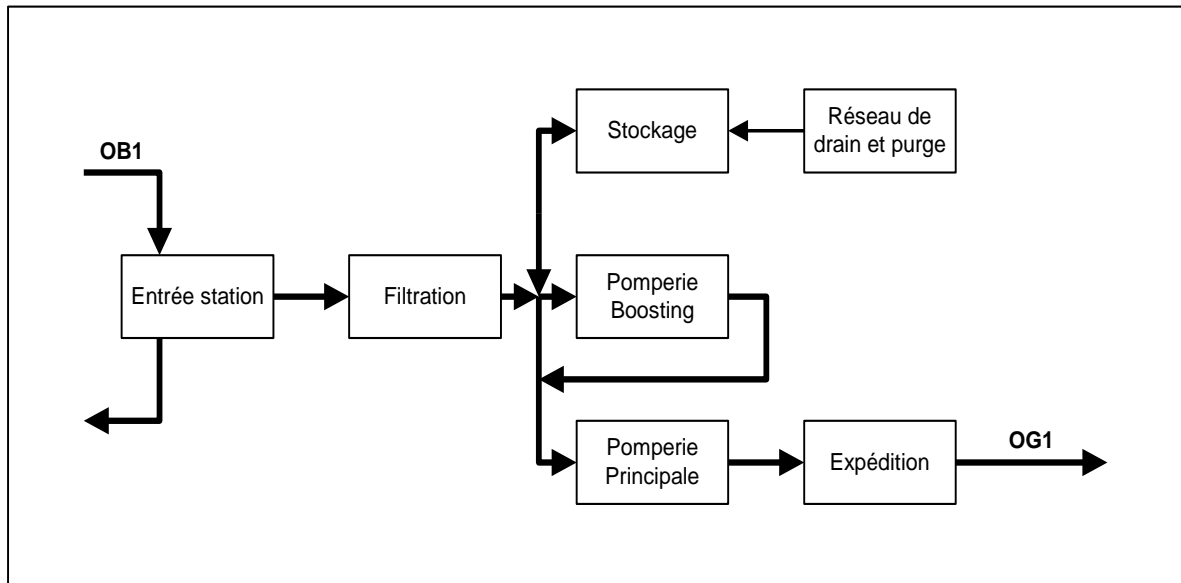


Figure (6.10) : différentes sections de la station

VI.5.3.1 Entrée de la station :

Une vanne motorisée (MOV01), installée sur la ligne d'entrée, permet l'isolement de la station. Cette vanne est commandée directement par l'opérateur soit par le DCS (Distributed Control System), soit localement.

La vanne MOV01 peut être en deux positions (A ou B) :

A- La MOV01 est en position ouverte lors des actions suivantes :

- Alimentation de la pompe principale depuis le pipe OB1.
- Remplissage des bacs de stockage (R561 et R562) → pomperie à l'arrêt.
- Les deux actions en même temps (alimentation de la pomperie principale depuis OB1 et remplissage des bacs de stockage).

B- La MOV01 est en position fermée lors des actions suivantes :

- Arrêt total de la station ;
- Alimentation de la pomperie principale par les bacs de stockage via la pomperie boosting.

VI.5.3.2 La filtration :

Une station de filtration est installée à l'entrée station. Elle est composée de deux unités de filtration, une en marche et l'autre en réserve d'une capacité de traitement de 1400 m³/h chacune.

Chaque unités de filtration se compose de :

- 1 vanne motorisée d'entrée.
- 1 transmetteur de pression différentielle.
- 1 vanne motorisée de sortie.

La gestion de basculement des filtres se réalise soit automatiquement (mode secours), soit manuellement (mode normal).

VI.5.3.3 Le stockage :

La section de stockage se compose de deux bacs de stockage de brut d'une capacité de 12000 m³ chacun. Ces bacs de stockage servent de tampons de réserve à la station de pompage. Chaque bac de stockage se compose de :

- 1 vanne motorisée d'entrée sur le réseau de drain et purge.
- 1 vanne motorisée d'entrée /sortie sur le réseau d'arrivée du brut.
- 1 transmetteur de niveau.
- 1 Switch de détection de niveau haut.
- 1 Switch de détection de niveau bas.

Le remplissage de ces bacs de stockage est réalisé soit depuis le réseau d'arrivée du brut (réseau principal), soit depuis le réseau de drain et purge (réseau secondaire).

Les bacs ne peuvent être vidés que par le réseau principal.

VI.5.3.4 Pomperie boosting :

La pomperie boosting se compose de trois (03) pompes de gavage. Ces pompes sont utilisées dans le cas où l'alimentation de la station depuis OB1 est rendue indisponible (OB1 utilisé pour le transport de condensât de Haoud El Hamra vers Bejaia) ou insuffisante et que la pomperie principale est alimentée par les bacs de stockage.

Le fonctionnement des pompes de gavage est prévu en mode 2/3, ce qui signifie deux (02) pompes en service et une pompe en réserve.

Les paramètres de sortie des pompes de gavage sont les suivants :

Nombre de pompe en service	Débit	Pression
1	290 m ³ /h	14 bars
2	580 m ³ /h	14 bars

Tableau (VI.1) : la pomperie boosting

Chaque ligne de gavage se compose de :

- 1 vanne motorisée d'aspiration.
- 1 Switch de débit aspiration très bas.
- 1 pompe de gavage.
- 1 Switch de haute pression refoulement.
- 1 mesure de débit de refoulement.
- 1 ligne de recirculation.
- 1 vanne motorisée de refoulement.

La pompe de gavage peut être commandée par l'opérateur soit depuis le DCS soit localement.

VI.5.3.5 Pomperie principale :

La pomperie principale se compose de quatre (04) pompes d'expédition alimentées soit par la déviation du pipe OB1, soit par boosting.

Le fonctionnement des pompes d'expédition est prévu en mode 2/4 ou en mode 3/4. Les paramètres de sortie des pompes d'expédition sont les suivants :

Nombre de pompe en service	Régime de fonctionnement (débit global) m ³ /h	Débit nominal (pour une pompe) m ³ /h	Pression de refoulement bars	Vitesse de rotation (pour une pompe) rpm
1	217	217	59	2865
2	430	215	59	2698
3	580	193	63	2762
3	650	217	68	2865

Tableau (VI.2) : la pomperie principale

Sur le tableau ci-dessus, on voit apparaître deux régimes de fonctionnement en mode 3/4 :

- ✓ Le régime à 580 m³/h, correspondant au mode de fonctionnement pomperie principale alimentée depuis la pomperie boosting.
- ✓ Le régime à 650 m³/h, correspondant au mode de fonctionnement pomperie principale alimentée par le pipe OB1.

Chaque ligne d'expédition se compose de :

- 1 vanne motorisée d'aspiration.
- 1 Switch de débit aspiration très bas.
- 1 Switch de pression aspiration basse.
- 1 pompe d'expédition avec variateur de vitesse (VOITH).
- 1 mesure de débit au refoulement.
- 1 ligne de recirculation.
- 1 vanne motorisée au refoulement.
- 1 Switch de pression très haute au refoulement.

VI.5.3.6 Expédition :

Sur la ligne d'expédition, se trouve un bac de comptage indépendant qui est à la disposition du DCS (Distributed Control System) qui transmet certains signaux à la salle de contrôle, et ces signaux concernent :

- Le débit d'expédition.
- La pression d'expédition.
- La température d'expédition.

Comme on trouve aussi sur cette ligne d'expédition une gare racleur qui se compose de :

- 1 vanne motorisée entrée gare racleur.

- 1 vanne motorisée sortie gare racleur.
- 1 vanne motorisée by-pass gare racleur.
- 1 contact de présence racleur dans la gare.
- 1 contact de direction de passage racleur.

Aucune fonction automatique n'est gérée par le DCS. Les vannes sont positionnées par l'opérateur.

VI.5.3.7 Réseau de drain :

Le réseau de drainage permet de collecter les drains du site par un réseau secondaire. Ce pétrole est stocké dans une cuve contenant :

- 1 transmetteur de niveau.
- 1 pompe verticale.

VI.5.3.8 Réseau de purge :

Le réseau de purge permet de collecter les purges du site par un réseau secondaire. Ce pétrole est stocké dans deux cuves contenant chacune un transmetteur de niveau.

VI.5.4 régime de fonctionnement des pompes :

VI.5.4.1 Équation caractéristique de la pompe :

On exprime la forme générale de la caractéristique de la pompe par la relation :

$$H_p = a - b \cdot Q^2 \quad (\text{VI-8})$$

Avec H_p est la hauteur manométrique totale (HMT) créée par la pompe ;
(a) et (b) sont des coefficients caractérisant la pompe et le régime de fonctionnement.

De la fiche technique de la pompe on tire :

$$\begin{cases} Q = 0 \text{ m}^3/\text{h} \Rightarrow H_p = 790 \text{ m} \\ Q = 217 \text{ m}^3/\text{h} \Rightarrow H_p = 693,15 \text{ m} \end{cases} \quad \text{Pour } N= 2865 \text{ tr/min}$$

$$\text{Donc : } \begin{cases} 790 = a - b(0) \\ 693,15 = a - b(217)^2 \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} a = 790 \\ b = 2,06 \cdot 10^{-3} \end{cases}$$

D'où l'équation caractéristique de la pompe :

$$H_p = 790 - 0.00206 \cdot Q^2 \quad (\text{VI-9})$$

avec : H_p (m) ; Q (m^3/h).

$$H_p = 790 - 0.00206 \cdot Q^2$$

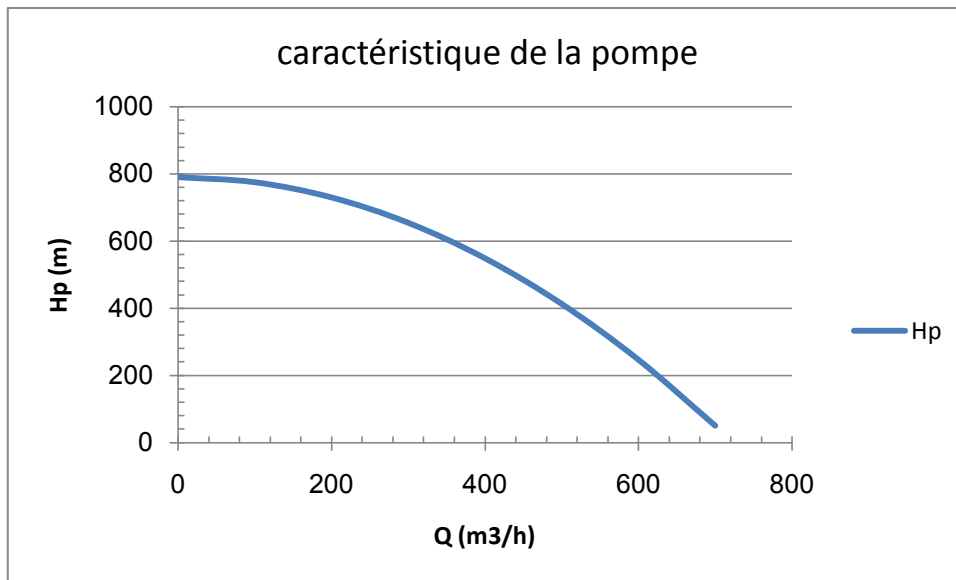


Figure (6.11) : caractéristique principale de la pompe pour $N = 2865$ trs/mn et $D_2 = 290$ mm

VI.5.4.2 Équation caractéristique du réseau :

La caractéristique du réseau est une parabole :

$$\Delta H_{réseau} = H_{géo} + \Delta H_{tot} + \frac{(P_2 - P_1)}{\gamma} \quad (VI-10)$$

Avec :

$$H_{géo} = 1021 - 346,1 \implies H_{géo} = 674,9 \text{ m}$$

Les pertes de charges totales de la conduite pour un débit de $650 \text{ m}^3/\text{h}$ sont évaluées par le programme PIPELINE :

$$\Delta H_{tot} = 244,23 \text{ m} \quad \text{Pour} \quad Q = 650 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\frac{(P_2 - P_1)}{\gamma} = \frac{(0 - 1400000)}{780,9,81} = -183 \text{ m}$$

Avec

P_1 : Pression à l'entrée station ;

P_2 : Pression au pic ;

La forme générale de la caractéristique du réseau est exprimée par la relation :

$$\Delta H_{réseau} = a + b \cdot Q^2 \quad (VI-11)$$

Pour :

$$\begin{cases} Q = 0 \text{ m}^3/\text{h} \implies \Delta H_{réseau} = 492 \text{ m} \\ Q = 650 \text{ m}^3/\text{h} \implies \Delta H_{réseau} = 736 \text{ m} \end{cases} \implies \begin{cases} a = 492 \\ b = 3,81 \cdot 10^{-4} \left[\frac{\text{s}^2}{\text{m}^5} \right] \end{cases}$$

D'où l'équation caractéristique du réseau :

$$\Delta H_{réseau} = 492 + 0,000381 \cdot Q^2 \quad (\text{VI-12})$$

avec : $\Delta H_{réseau}$ (m) ; Q (m^3/h).

$$\Delta H_{réseau} = 492 + 0,000381 \cdot Q^2$$

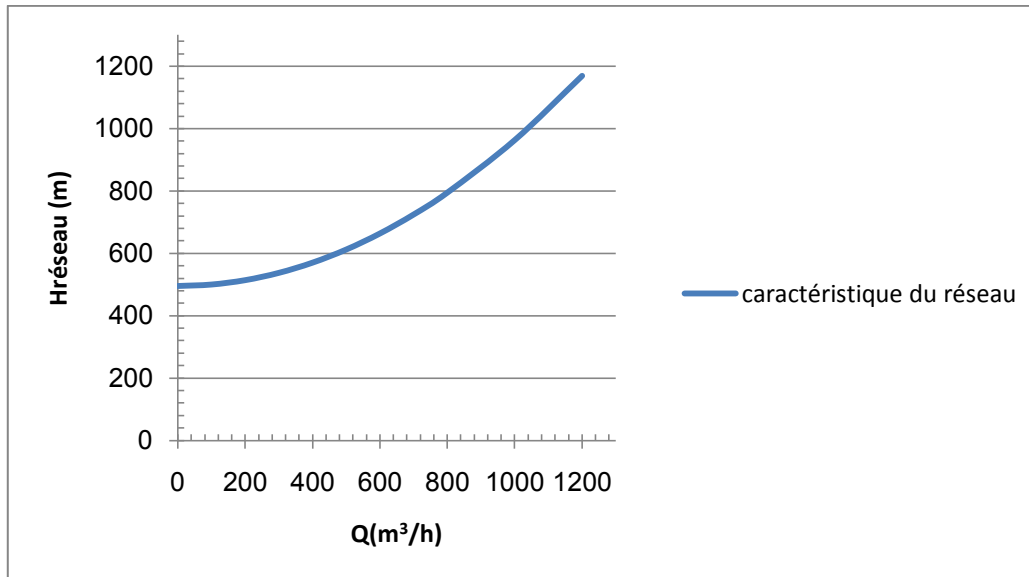


Figure (6.12) : Caractéristique du réseau

VI.5.4.3 Point de fonctionnement :

Le **point de fonctionnement** se situe à l'intersection de la caractéristique de la pompe et de celle du réseau $H_{pompe} = \Delta H_{réseau}$. Idéalement, la caractéristique du circuit coupe la courbe de la pompe pour un débit qui correspond à son rendement maximal.

Le fonctionnement des pompes d'expédition à la station SBM est prévu en mode 2/4 ou en mode 3/4. Lorsque l'on met deux pompes en parallèle, les débits s'ajoutent. Ainsi, on peut reconstruire la caractéristique de l'ensemble des deux pompes en sommant les débits pour une hauteur manométrique donnée.

✓ Pour le mode 2/4 :

En Figure (6.13), deux pompes identiques sont mises en parallèles. Les caractéristiques pour une pompe, puis deux pompes en parallèle sont tracées (voir tableau(VI.03)). Il est à noter que le rendement ne change pas.

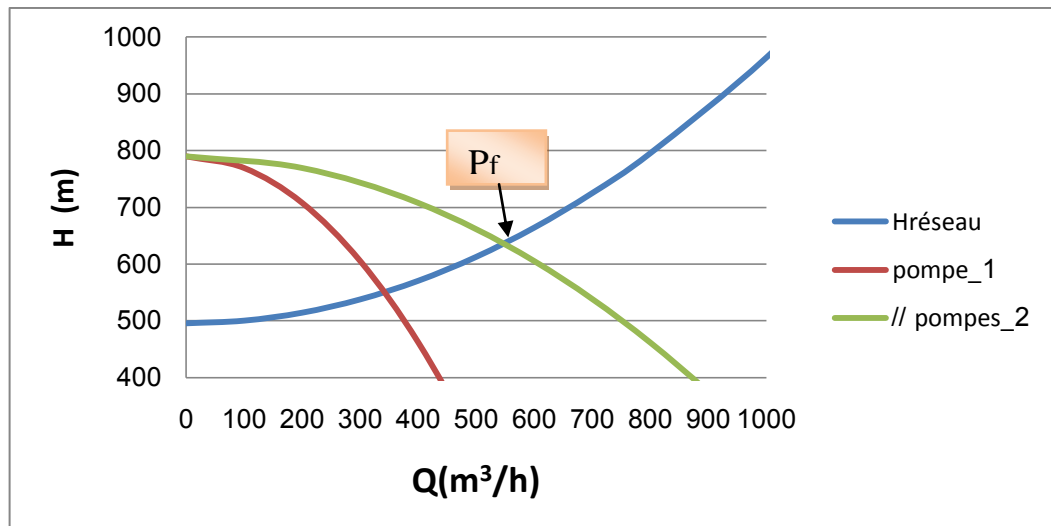


Figure (6.13) : Point de fonctionnement en mode 2/4

Le point de fonctionnement se situe à l'intersection de la caractéristique de la pompe et de celle du réseau c.-à-d.

$$\Delta H_{réseau} = H_p \quad (VI-13)$$

D'après le graphe, le point de fonctionnement, pour le mode 2/3, Pf est défini par :

$$Pf \begin{cases} Q = 576,7 \text{ m}^3/h \\ H_p = 618,72 \text{ m} \end{cases}$$

Dans ce cas la caractéristique équivalente des deux pompes en parallèle est donnée par :

$$H_p = 790 - 0.000515 \cdot Q^2 \quad (VI-14)$$

$$H_p = 790 - 0.000515 \cdot Q^2$$

✓ Pour le mode 3/4 :

En Figure (6.14), trois pompes identiques sont mises en parallèles. Les caractéristiques pour une pompe, puis deux pompes et trois pompes en parallèle sont tracées (voir tableau(VI.3)).

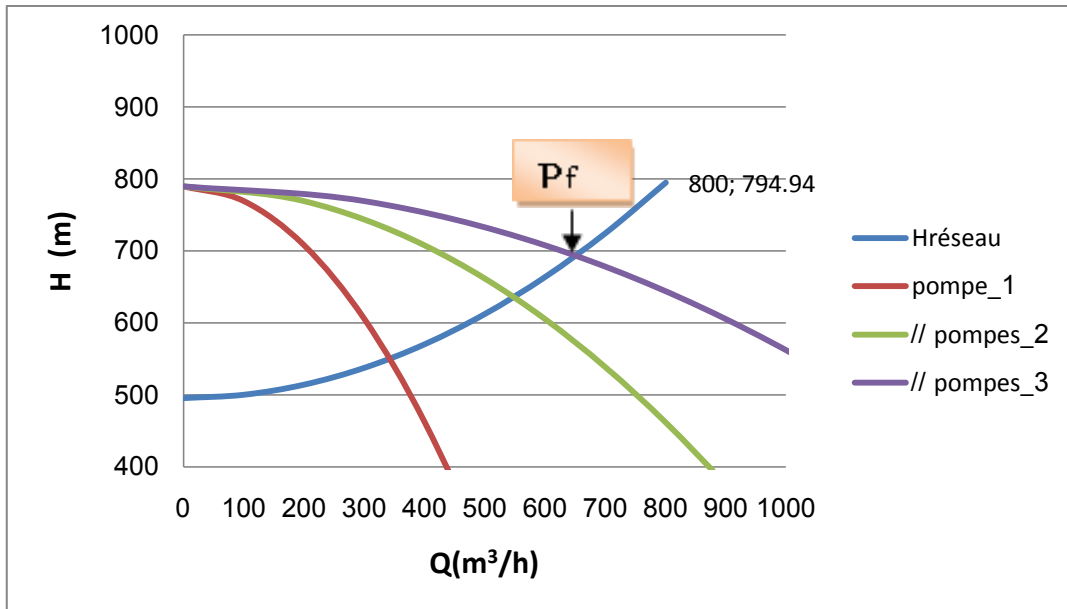


Figure (6.14) : Point de fonctionnement en mode 3/4

D'après le graphe, le point de fonctionnement Pf est défini dans ce cas par :

$$Pf \begin{cases} Q = 650,67 \text{ m}^3 / h \\ H_p = 693,56 \text{ m} \end{cases}$$

Dans ce cas l'équation de la caractéristique équivalente des pompes en mode 3/4 est donnée par :

$$H_p = 790 - 0.000228 \cdot Q^2 \quad (VI-15)$$

$$H_p = 790 - 0.000228 \cdot Q^2$$

Les résultats du calcul sont donnés dans le tableau récapitulatif ci-dessous :

Q(m3/h)	Hp(m)	Δhréseau(m)	Mode 2/4	Mode 3/4
0	790,00	492	0	0
100	769,40	495,81	200	300
200	707,60	507,24	400	600
300	604,60	526,29	600	900
400	460,40	552,96	800	1200
500	275,00	587,25	1000	1500
600	48,40	629,16	1200	1800

Tableau (VI.3) : tableau récapitulatif des résultats des calculs pour des différents cas considérés

VI.5.5 Application des Similitudes

Objectif : Dans cette section, nous allons envisager la possibilité de passer à un débit de 800 m³/h uniquement en agissant sur l'équipement existant (modification du diamètre des roues) et/ou sur le régime de fonctionnement (modification de la vitesse de rotation). Pour se faire, nous allons voir ce qu'on pourrait obtenir en appliquant les relations de similitude.

a) Action sur le régime de fonctionnement des pompes :

On garde le même diamètre de la roue et on fait varier la vitesse de rotation. D'après la fiche technique des pompes de SBM, ces pompes peuvent tourner au maximum à une vitesse $N_2 = 2940$ tr/min.

$$\text{Soit donc : } \begin{cases} N_1 = 2865 \text{ tr/min} \\ N_2 = 2940 \text{ tr/min} \end{cases}$$

D'après les lois de similitude, on sait que pour une même pompe, le débit est proportionnel à la vitesse de rotation et la hauteur au carré de cette vitesse, on aura donc :

$$\begin{cases} \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} = 1,026 \\ \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 = 1,053 \end{cases} \implies \begin{cases} Q_2 = 1,026 \cdot Q_1 \\ H_2 = 1,053 \cdot H_1 \end{cases} \quad \text{(VI-16)}$$

Avec ces résultats, on obtient l'équation de la nouvelle caractéristique d'une pompe individuelle:

$$H_{p2} = 831,87 - 0.00206 \cdot Q^2 \quad \text{(VI-17)}$$

avec : H_{p2} (m) ; Q (m³/h).

$$H_{p2} = 831,87 - 0.00211 \cdot Q^2$$

❖ Nouvelles caractéristiques équivalentes pour $N_2=2940$ tr/min et $D_1=280$ mm :

Avec la nouvelle vitesse de rotation, les données correspondant aux caractéristiques équivalentes des pompes en modes 2/4 et 3/4 sont présentées au tableau suivant :

Q_{N_1} (m ³ /h)	$\Delta h_{réseau}$ (m)	$Q(N_2)$ (m ³ /h)	$H_p(N_2)$ (m)	Mode 2/4(N_2)	Mode 3/4(N_2)
0	492	0	831,87	0,00	0,00
100	495,81	102,6	810,18	205,20	307,80
200	507,24	205,2	745,10	410,40	615,60
300	526,29	307,8	636,64	615,60	923,40
400	552,96	410,4	484,80	820,80	1231,20
500	587,25	513	289,58	1026,00	1539,00
600	629,16	615,6	50,97	1231,20	1846,80
700	678,69	718,2	/	1436,40	2154,60
800	735,84	820,8	/	1641,60	2462,40

Tableau (VI.4) : Caractéristiques équivalentes pour $N_2 = 2940$ tr/min et $D_1 = 280$ mm

❖ Points de fonctionnement correspondant aux régimes $N_2=2940$ tr/min et $D_1=280$ mm pour les modes 2/4 et 3/4:

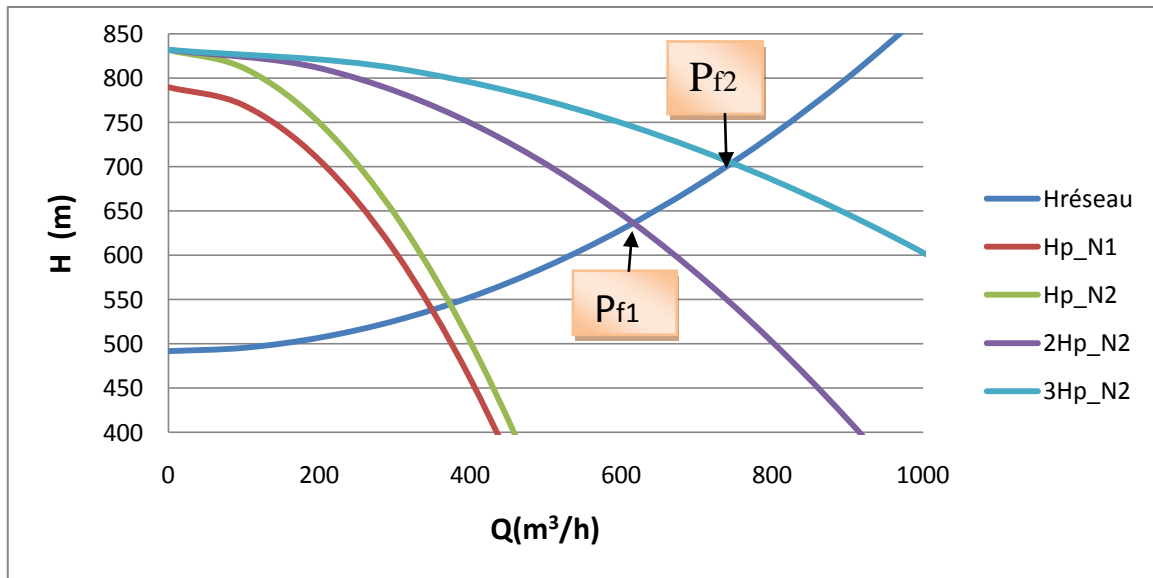


Figure (6.15) : Points de fonctionnement correspondants à $N_2 = 2940$ trs/mn et $D_1 = 280$ mm

Le tableau suivant présente les paramètres caractérisant les nouveaux points de fonctionnements en mode 2/4 et en mode 3/4, d’après les graphiques de la figure ci-dessus.

$N_2=2940$ tr/min ; $D_1=280$ mm	Q (m ³ /h)	H (m)
Mode 2/4 (Pf1)	615	636,52
Mode 3/4 (Pf2)	747,05	721,72

Tableau (VI.5) : Points de fonctionnement correspondants à $N_2 = 2940$ trs/mn et $D_1 = 280$ mm

b) Action sur le diamètre de la pompe:

La fiche technique des pompes de SBM, nous donne trois diamètres pour la roue; le diamètre nominal, le diamètre maximum et le diamètre minimum, ceci qui nous laisse la possibilité d’envisager le changement de la roue actuelle, dont le diamètre correspond à la valeur nominale de 280mm, par une roue plus grande de diamètre correspondant au maximum de 290 mm, tout en gardant la vitesse de rotation maximale N_2 , ceci nous permettra d’évaluer la capacité maximale de la station et de voir si, dans ces conditions limites d’opération, elle pourra répondre au besoin de produire un débit de 800 m³/h.

$$\text{On a : } \begin{cases} D_1 = 280 \text{ mm} \\ D_2 = 290 \text{ mm} \end{cases}$$

D’après les lois de similitude, on sait que pour une vitesse de rotation donnée, ici $N_2 = 2940$ trs/min, le débit est proportionnel au cube du diamètre et la hauteur à son carré, on aura donc :

$$\begin{cases} \frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 = 1,11 \\ \frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 = 1,07 \end{cases} \longrightarrow \begin{cases} Q_2 = 1,11 \cdot Q_1 \\ H_2 = 1,07 \cdot H_1 \end{cases} \quad (\text{VI-18})$$

On obtient ainsi l'équation de la nouvelle caractéristique de la pompe :

$$H_{p2} = 890,10 - 0.0018 \cdot Q^2 \quad (\text{VI-19})$$

Avec : H_{p2} (m) ; Q (m^3/h).

$$H_{p2} = 890,1 - 0.0018 \cdot Q^2$$

❖ **Nouvelles caractéristiques des pompes pour $N_2=2940$ tr/min et $D_2=290$ mm :**

Avec la nouvelle valeur du diamètre, les données correspondant aux caractéristiques équivalentes des pompes en modes 2/4 et 3/4 sont présentées au tableau suivant :

Hp($N_2;D_1$) (m)	Q($N_2;D_1$) (m^3/h)	Hp($N_2;D_2$) (m)	Mode 2/4($N_2;D_2$)	Mode 3/4($N_2;D_2$)
831,87	0	890,10	0,00	0,00
810,18	102,6	866,89	227,77	341,66
745,10	205,2	797,26	455,54	683,32
636,64	307,8	681,21	683,32	1024,97
484,80	410,4	518,74	911,09	1366,63
289,58	513	309,85	1138,86	1708,29
50,97	615,6	54,53	1366,63	2049,95
/	718,2	/	1594,40	2391,61
/	820,8	/	1822,18	2733,26
$N_2=2940$ tr/min et $D_1=280$mm		$N_2=2940$ tr/min et $D_2=290$mm		

Tableau (VI.6) : Caractéristiques équivalentes pour $N_2 = 2940$ trs/mn et $D_2 = 290$ mm

❖ **Points de fonctionnement pour $N_2=2940$ tr/min et $D_2=290$ mm :**

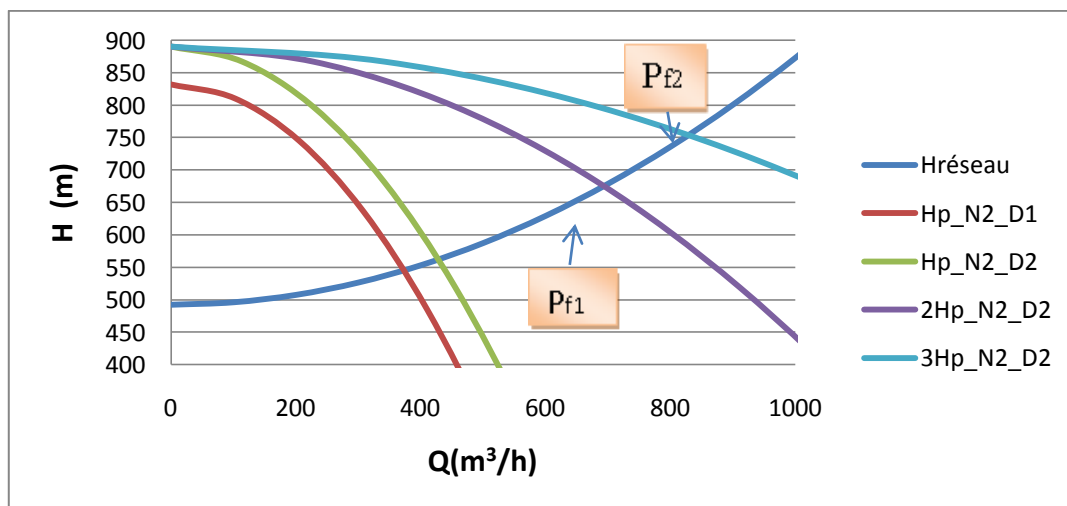


Figure (6.16) : Points de fonctionnement correspondants à $N_2 = 2940$ trs/mn et $D_2 = 290$ mm

Les nouveaux points de fonctionnement en mode 2/4 et en mode 3/4 pour $N_2=2940$ tr/min et $D_2=290$ mm sont obtenus à partir de la figure ci-dessus et portés au tableau ci après :

$N_2=2940$ tr/min ; $D_2=290$ mm	Q (m ³ /h)	H (m)
Mode 2/4 (Pf1)	692,14	674,52
Mode 3/4 (Pf2)	827,76	753,06

Tableau (VI.7) : Points de fonctionnement correspondants à $N_2 = 2940$ trs/mn et $D_2 = 290$ mm

Les résultats obtenus suite à l'action contributive sur la vitesse de rotation et sur le diamètre de la roue, correspondent à la capacité maximale des équipements (pompes et moteurs d'entraînement) et permettent d'atteindre difficilement le débit 800 m³/h. Par ailleurs, cette solution, en plus de la perte énergétique supplémentaire qu'elle occasionne à cause de la baisse de rendement qui accompagne le déplacement des points de fonctionnement vers des régimes qui ne sont pas nominaux, va conduire à l'épuisement rapide des équipements qui verront leur durée de vie diminuer.

Nous allons donc évaluer l'alternative qui consiste à ajouter aux trois pompes en fonctionnement en mode 3/4 une quatrième identique pourra atteindre dans l'immédiat un fonctionnement en mode 4/4 avec la pompe de secours, et à long terme en mode 4/5 avec l'acquisition d'une cinquième pompe.

VI.5.6 nouveau régime de fonctionnement (Q=800 m³/h) :

VI.5.6.1 point de fonctionnement du réseau :

Rappelons que la caractéristique de la pompe pour une vitesse de rotation $N_1=2865$ tr/min et un diamètre de la roue $D_1=280$ mm est donnée par :

$$H_p = 790 - 0.00206 \cdot Q^2 \tag{VI-9}$$

Les nouvelles caractéristiques des quatre pompes en parallèle sont regroupées dans le tableau suivant :

Q(m ³ /h)	$\Delta h_{réseau}$ (m)	H _p (m)	Mode 2/4	Mode 3/4	Mode 4/4
0	492	790,00	0	0	0
100	495,81	769,40	200	300	1200
200	507,24	707,60	400	600	2400
300	526,29	604,60	600	900	3600
400	552,96	460,40	800	1200	4800
500	587,25	275,00	1000	1500	6000
600	629,16	48,40	1200	1800	7200

Tableau (VI.8) : Caractéristiques équivalentes pour $N_1 = 2865$ trs/mn et $D_1 = 280$ mm

On établie la caractéristique équivalente pour les quatre pompes identiques en fonctionnement parallèle pour $N_1=2865$ tr/min et $D_1=280$ mm et on obtient le point de fonctionnement en exécutant le tracé de cette caractéristique sur le même graphique que celle du réseau (Figure (6.17)).

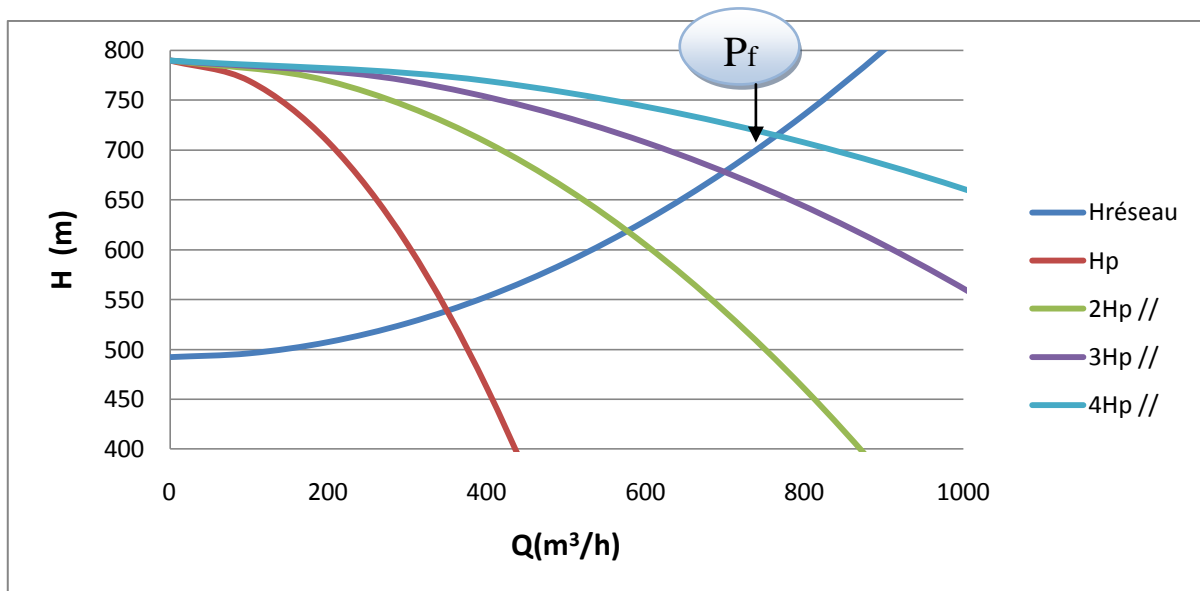


Figure (6.17) : point de fonctionnement correspondant au couplage de quatre pompes en parallèles

La caractéristique équivalente des quatre pompes en parallèle est :

$$H_p = 790 - 0.00013. Q^2 \tag{VI-20}$$

D'après le graphe, le point de fonctionnement Pf correspond aux paramètres :

$$\begin{cases} Q = 763,65 \text{ m}^3/\text{h} \\ H_p = 714,2 \text{ m} \end{cases}$$

Pour donner un débit total de 800 m³/h, les quatre pompes doivent fournir chacune un débit de 200 m³/h et supporter une hauteur :

$$H = 492 + 0,000381. 800^2 \quad \text{Soit} \quad H = 735,2 \text{ m.}$$

L'équation de la courbe de similitude qui passe par ce point est :

$$H = \frac{735,2}{200^2} Q^2 \quad \text{Soit} \quad H = 0,01838. Q^2 \tag{VI-21}$$

Elle coupe la courbe de la pompe au point de débit défini par l'équation :

$$H_p = 790 - 0.00206. Q^2 = H = 0,01838. Q^2$$

Soit pour $Q = 196,6 \text{ m}^3/\text{h}$ qui correspond à $H = 710,4 \text{ m.}$

Appliquant les similitudes entre le point 1 et 2 pour trouver la vitesse de rotation N_2 qui correspond au débit 200 m³/h.

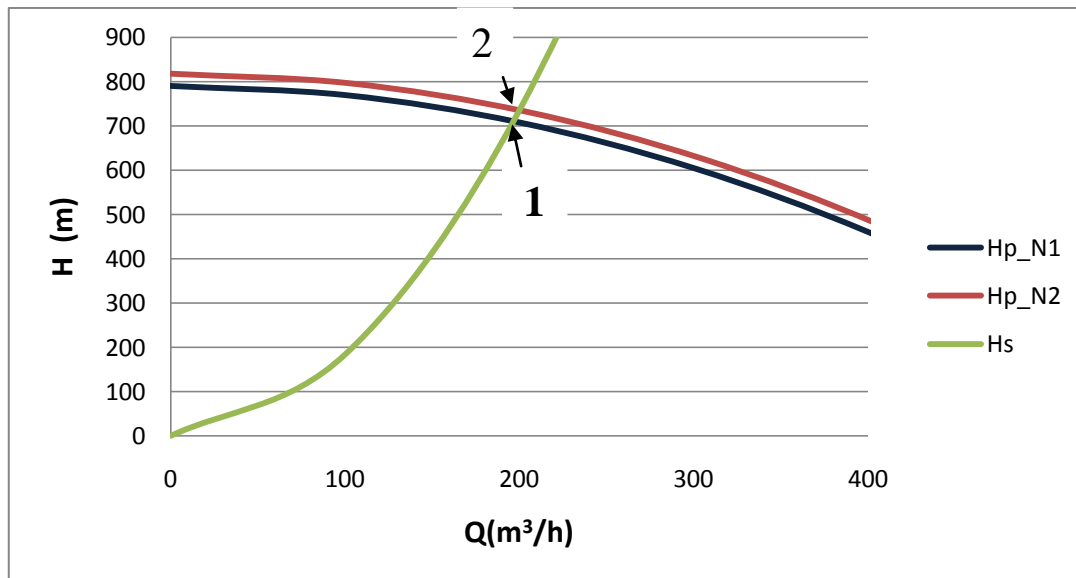


Figure (6.17) : détermination de la vitesse N_2 qui correspond au débit $200 \text{ m}^3/\text{h}$.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} \implies N_2 = \frac{Q_2}{Q_1} \cdot N_1 = 2865 \cdot \frac{200}{196,6} \quad (\text{VI-22})$$

Soit $N_2 = 2915 \text{ tr/min}$.

Étant donné que cette vitesse est inférieure à la vitesse maximale permise par le moteur d'entraînement, cette opération est réalisable si l'on dispose d'un variateur de vitesse capable d'assurer l'entraînement des quatre pompes à une vitesse de 2915 tr/min.

Il reste à vérifier si la pression engendrée par la station ne dépasse pas la pression maximale de service autorisée de la conduite existante.

D'après le calcul fait au chapitre cinq, la pression maximale de service autorisée de la conduite est de 75 bar, or que notre programme de calcul donne une pression de 70 bar pour le débit $800 \text{ m}^3/\text{h}$.

VI.5.7 Conclusion :

Pour répondre à la problématique posée au départ, augmenter le débit de la station SBM de $150 \text{ m}^3/\text{h}$, la meilleure solution adoptée est d'ajouter une quatrième pompe identique en parallèle à celles qui existent avec une vitesse de rotation $N = 2915 \text{ tr/min}$ qui est inférieure à la vitesse maximale du moteur.

Conclusion générale

Dans le cadre de ce projet de fin d'études, nous avons développé un programme de calcul avec interface graphique dénommé "PIPELINE". Il est à souligner que l'entreprise nationale des hydrocarbures SONATRACH travaille déjà avec un logiciel, dénommé PIPEPHASE dans ses bureaux d'études. C'est avec ce dernier que nous avons validé le programme en effectuant plusieurs simulations numériques.

Grâce au programme de calcul PIPELINE élaboré, nous avons pu déterminer le diamètre optimal qui minimise les charges d'investissement et d'exploitation pour l'oléoduc DEV-OG1.

Nous avons obtenu, pour un débit total de 4.1 MTA exigé, un diamètre de 20" de nuance X70 pour la partie "écoulement forcé" et un diamètre de 16" de nuance X70 pour la partie "écoulement gravitaire".

Ces résultats sont le fruit de deux études complémentaires, technique et économique. L'étude technique s'est basée sur le bon choix des équations, telles que les formules de pertes de charge, de bilan thermique le long de l'oléoduc et de la puissance nécessaire que doit fournir la station de pompage. Les variations des propriétés physiques du brut (viscosité, chaleur spécifique, densité,...etc.) ont été prises en considération. L'étude économique s'est basée sur les coûts des canalisations, de la station de pompage ainsi que la quantité d'énergies consommée par cette station.

L'étude montre que pour le débit initial de 4.1 MTA:

- Le diamètre utilisé pour l'écoulement forcé correspond au diamètre économique calculé.
- La conduite gravitaire est surdimensionnée et par conséquent la quantité de matière première utilisée aurait pu être réduite de façon appréciable.

Toutefois, le programme de calcul PIPELINE présente des lacunes qui peuvent être comblées et améliorées, comme par exemple, par la prise en compte des injections et des distributions de brut.

Dans ce mémoire, nous avons proposé une solution qui répond à la problématique posée par la Sonatrach (Station de pompage de Beni-Mansour), à savoir augmenter le débit de 4.1 MTA à 5.1 MTA. Après étude de différentes variantes, la solution recommandée est d'installer une quatrième pompe identique à celles déjà en place et de faire fonctionner l'ensemble des quatre pompes montées en parallèle avec une vitesse de rotation de 2915 trs/mn, supérieure à la vitesse actuelle de 2865 trs/mn, mais largement en-dessous de la vitesse maximale de 2940 trs/mn permise pour les équipements.

Bibliographie

- [01] J. COUSTEIX, (1989) : « Turbulence et couche limite ». CEPAUDES Editions. Toulouse.
- [02] E.A.BRUN, A. MARTINOT-LAGARDE et J. MATHIEU, (1970): "mécaniques des fluides", édition: DUNOD .Tome3
- [03] W. H. GRAF et M. S. ALTINAKAR, (1995) : « Hydrodynamique : Une introduction ». Traité de Génie Civil, Ecole polytechnique fédérale de Lausanne, Presse polytechnique et universitaire romanes.
- [04] J. PADET, (1991) : « Fluides en écoulement – méthodes et modèles ». Masson.
- [05] M. CARLIER, (1972) : « Hydraulique générale et appliquée ». Paris, France, Eyrolles.
- [06] E. RIEUTORD, (1985) : « Mécanique des fluides ». INSA de Lyon.
- [07] BENMOUNA.H.A, (2007): «calcul hydraulique des pipelines». Centre de développement et d'application des techniques pétrolières et gazières de Hassi-Messaoud.
- [08] STRC, Document interne de l'activité transport par canalisation.
- [09] BOUCLY, (1992): « Configuration optimale d'un réseau de transport ». Association technique de l'industrie du gaz en France.
- [10] MAREC. Révision 2, (1996): « Corrosion et protection cathodique ». Association technique de l'industrie du gaz en France.
- [11] S.BENMAMAR: « Cours AEP ». Ecole Nationale Polytechnique d'Alger.
- [12] O.BELHADJ: « Cours de machine Hydraulique ». Ecole Nationale Polytechnique d'Alger.
- [13] Y.MOULOUDI: « Cours asservissement ». Ecole Nationale Polytechnique d'Alger.
- [14] J.VINCENT-GENOD (1972): « le transport des hydrocarbures liquides et gazeux par canalisation ». Ecole Nationale Supérieur du Pétrole et des Moteurs à combustion interne (ENSPM), édition TECHNIP, France.
- [15] H.LIU (2003): « Pipeline engineering ». LEWIS publishers. New York Washington
- [16] DEWITT, 2002. « Fundamental of heat and mass transfer », Edition Wiley and Son, version 5.
- [17] S.BENMAMAR: « Cours MDF 2 ». Ecole Nationale Polytechnique d'Alger.
- [18] P.BOUCLY (1989): « Conception d'un réseau de transport ». Cours Ecole Nationale Supérieure Des Mines De PARIS.
- [19] R. COMOLET. 3ème édition (1982). « Mécanique Expérimentale des fluides Tome II : Dynamique des fluides réels », Turbomachines, Paris, Edition Masson.

Annexes

Annexe 01: Valeur moyennes des coefficients ξ et β

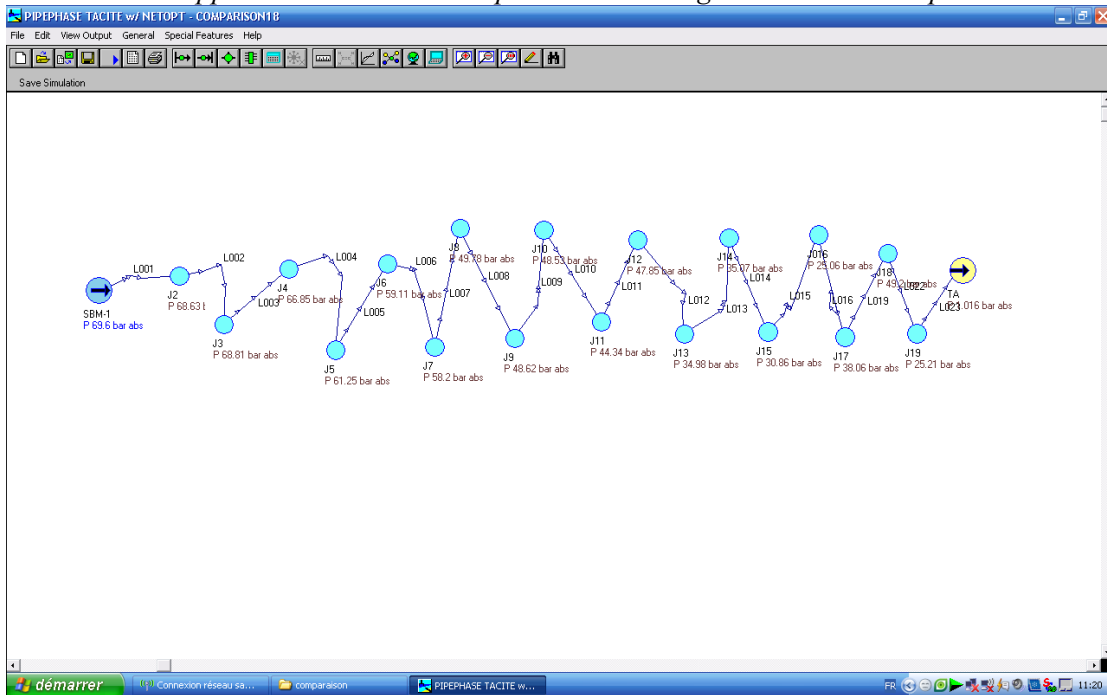
masse volumique ρ (kg/m ³)	correction de température $\xi \cdot 10^3$ (1/°K)	coefficient de dilatation de volume β (1/°K)	masse volumique ρ (kg/m ³)	correction de température $\xi \cdot 10^3$ (1/°K)	coefficient de dilatation de volume β (1/°K)
700-709	0,000897	0,001263	890-899	0,000647	0,000722
710-719	0,000884	0,001227	900-909	0,000638	0,000699
720-729	0,000870	0,001193	910-919	0,000620	0,000677
730-739	0,000857	0,001160	920-929	0,000607	0,000656
740-749	0,000844	0,001128	930-939	0,000594	0,000635
750-759	0,000831	0,001098	940-949	0,000581	0,000615
760-769	0,000818	0,001068	950-959	0,000567	0,000594
770-779	0,000805	0,001039	960-969	0,000554	0,000574
780-789	0,000792	0,001010	970-979	0,000541	0,000555
790-799	0,000778	0,000981	980-989	0,000528	0,000536
800-809	0,000765	0,000952	990-999	0,000515	0,000518
810-819	0,000752	0,000924	1000-1009	0,000502	0,000499
820-829	0,000738	0,000896	1010-1019	0,000489	0,000482
830-839	0,000725	0,000868	1020-1029	0,000476	0,000464
840-849	0,000712	0,000841	1030-1039	0,000463	0,000447
850-859	0,000699	0,000818	1040-1049	0,000450	0,000431
860-869	0,000686	0,000793	1050-1059	0,000437	0,000414
870-879	0,000673	0,000769	1060-1069	0,000424	0,000398
880-889	0,000660	0,000746	1070-1079	0,000411	0,000382

Annexe 02: résultats d'application du programme pipeline pour un débit de 800m³/s

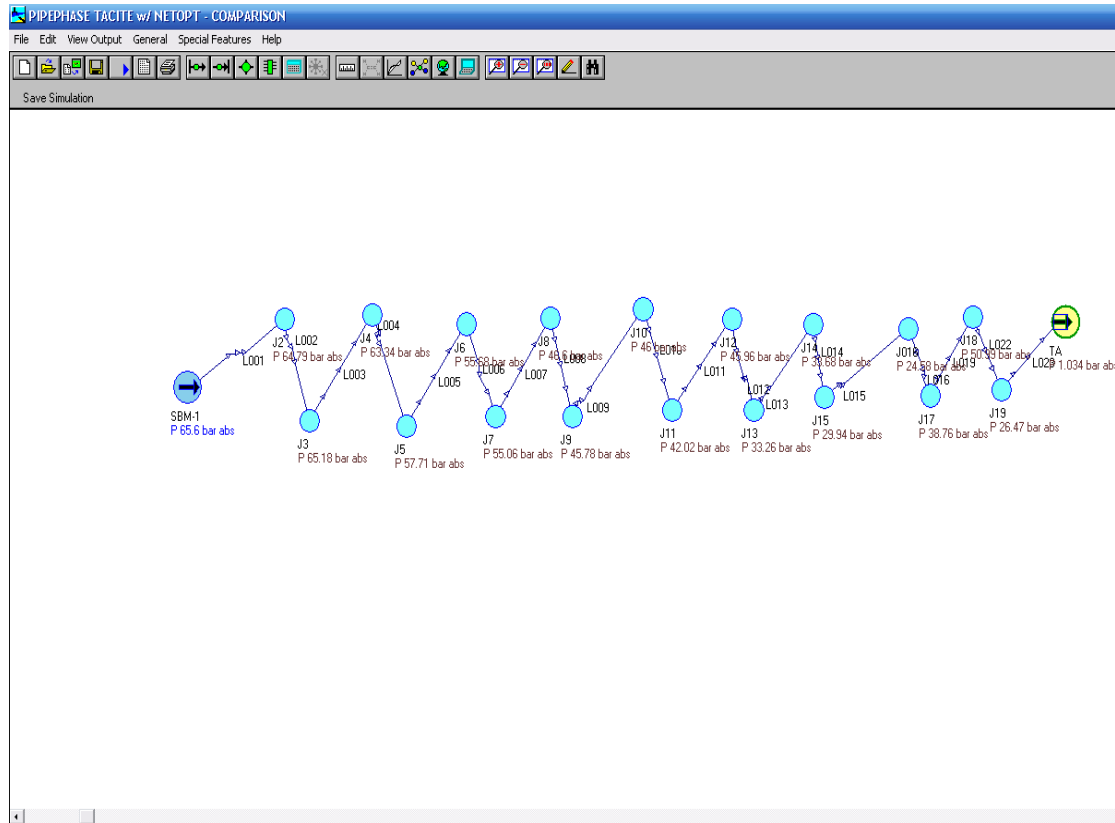
Diamètre 20" X60				
PK (Km)	Z(m)	Ro (kg/m³)	T (°C)	P (bars)
0.000	346.100	763.652	55.000	69.848
4.006	364.760	764.218	54.278	67.849
7.341	376.500	764.679	53.689	66.466
11.435	439.180	765.233	52.983	61.141
20.223	444.650	766.376	51.524	59.388
23.115	516.160	766.739	51.060	53.565
24.859	564.730	766.956	50.784	49.641
26.903	522.780	767.206	50.464	52.481
29.679	532.010	767.541	50.037	51.356
32.354	532.030	767.859	49.631	50.940
33.890	568.840	768.039	49.401	47.927
36.893	591.070	768.387	48.957	45.783
39.862	606.930	768.724	48.526	44.122
43.324	681.660	769.110	48.034	37.941
45.954	659.030	769.398	47.666	39.233
49.637	737.610	769.794	47.161	32.717
56.007	773.740	770.458	46.314	28.973

63.881	641.980	771.245	45.310	37.684
73.891	727.760	772.192	44.101	29.593
78.246	723.570	772.587	43.597	29.213
80.023	741.530	772.745	43.395	27.567
82.550	705.960	772.967	43.112	29.858
84.955	698.410	773.175	42.847	30.045
87.165	734.080	773.363	42.606	26.984
92.189	723.830	773.783	42.071	26.954
97.982	565.420	774.251	41.474	38.052
103.042	599.340	774.646	40.969	34.665
106.958	699.050	774.944	40.589	26.456
110.118	735.680	775.179	40.289	23.161
112.900	1021.100	775.382	40.029	1.000

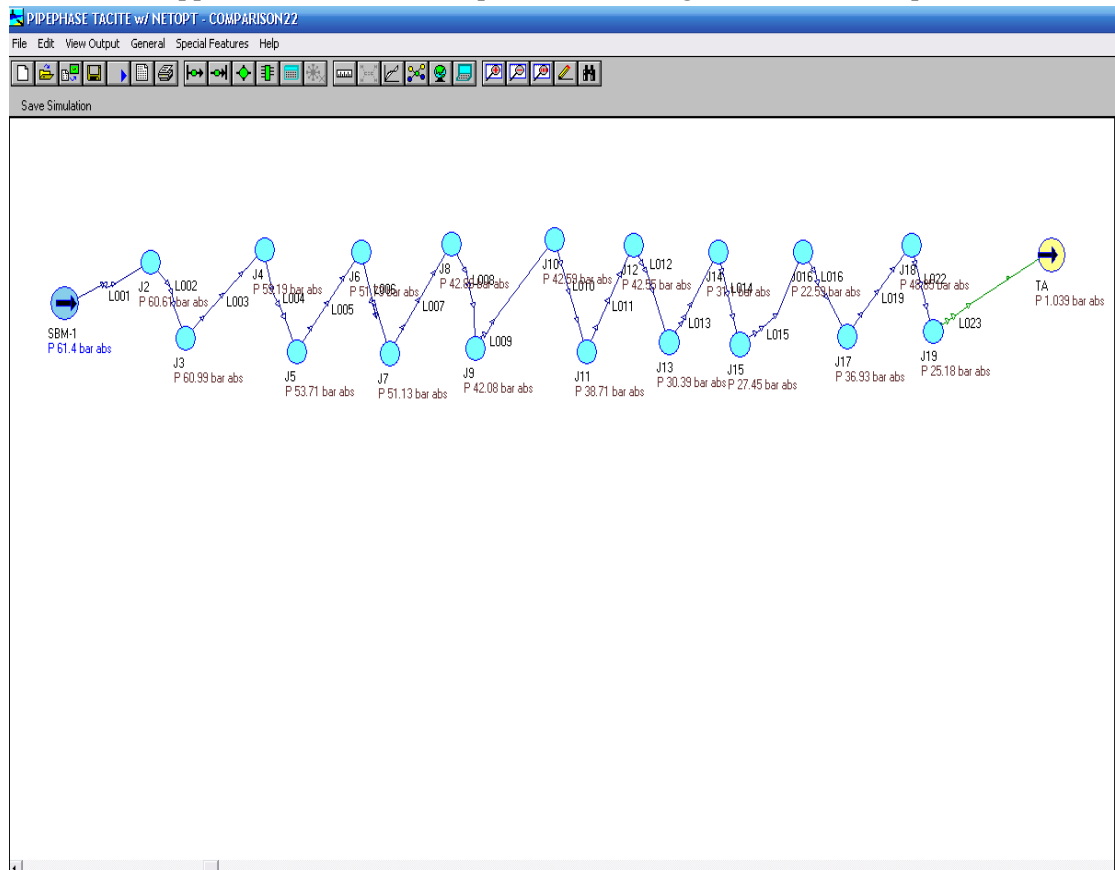
Annexe 03: Application de l'étude comparative sur le logiciel PIPEPHASE pour D=18".



Annexe 04: Application de l'étude comparative sur le logiciel PIPEPHASE pour D=20".



Annexe 05: Application de l'étude comparative sur le logiciel PIPEPHASE pour D=22".



Annexe 06: Application du programme de calcul "PIPELINE" pour un débit de $650\text{m}^3/\text{h}$ avec un diamètre de 20"X70 pour la partie forcée et 16"X70 pour la partie gravitaire .

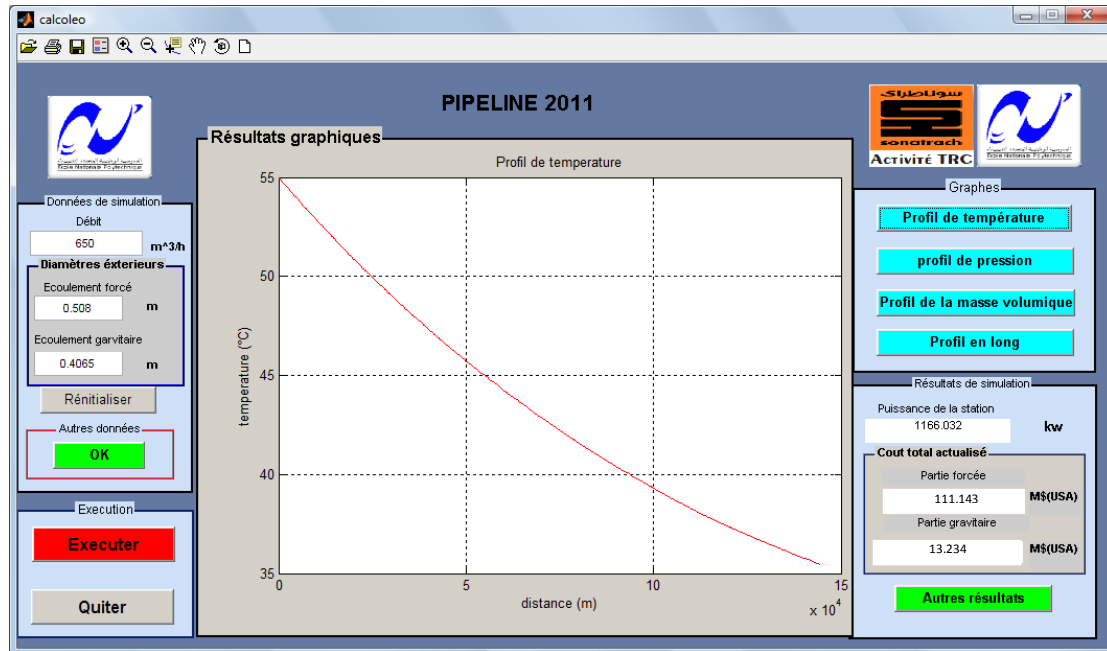


Figure 6.1: profil de température.

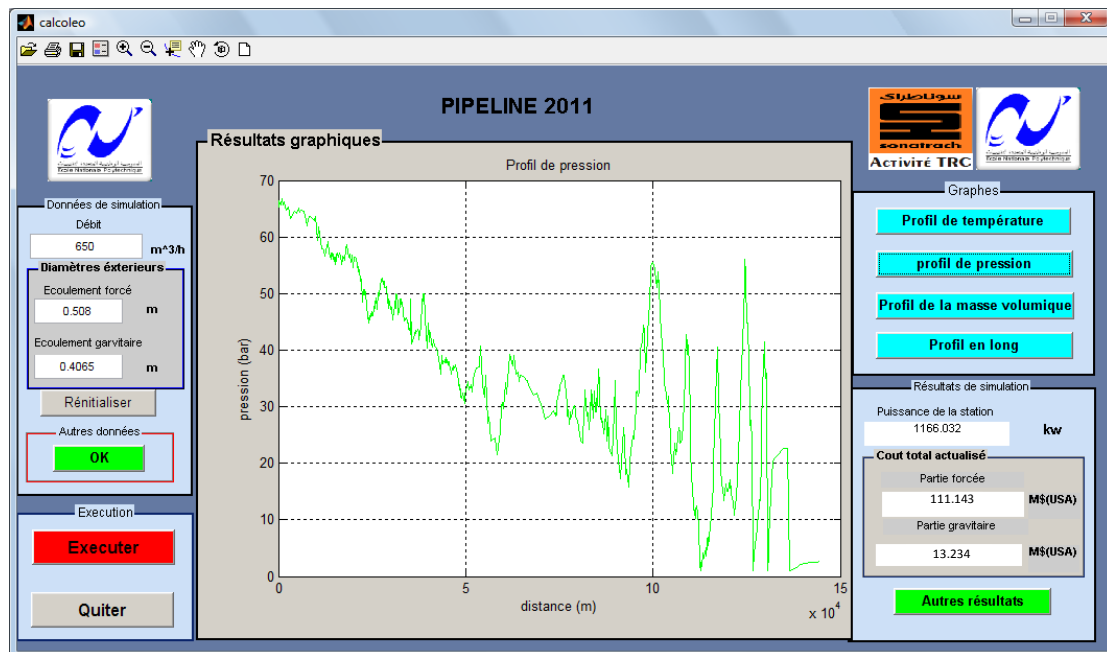


Figure 6.2: profil de pression.

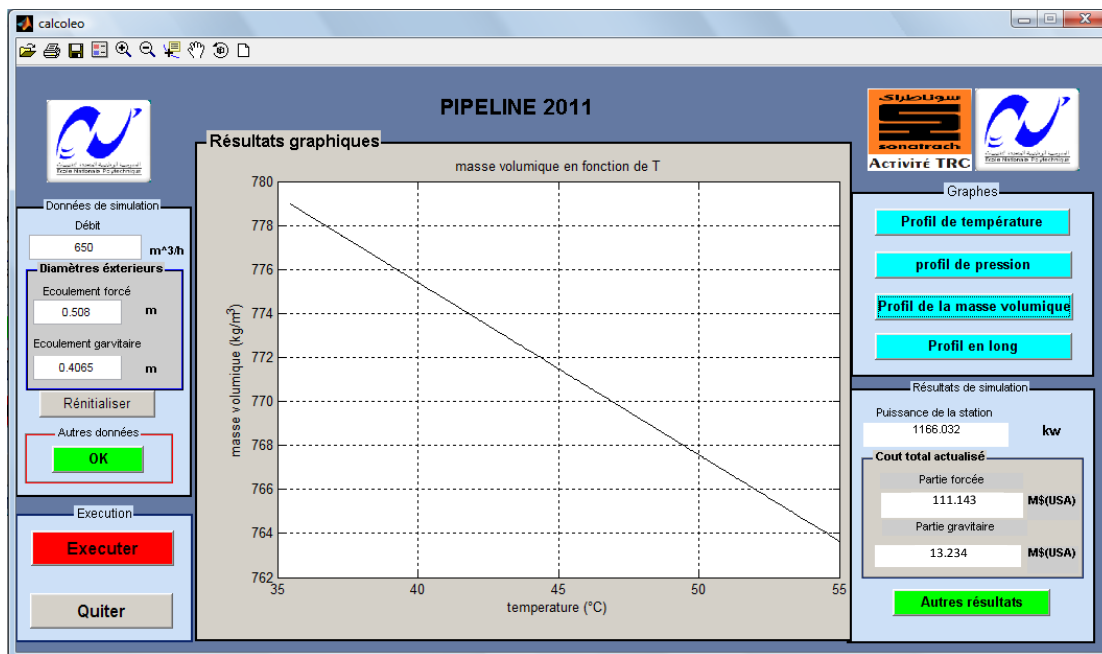


Figure 6.3: profil de la masse volumique.

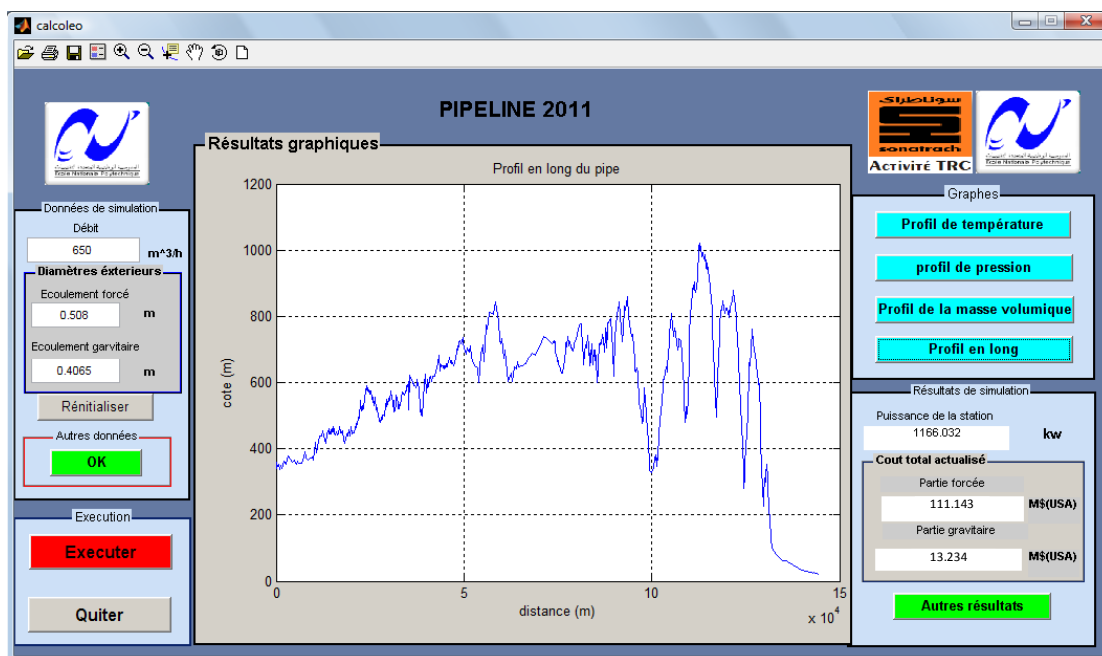


Figure 6.4: profil en long.