

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

جامعة أبي بكر بلقايد - تلمسان -

Université Aboubakr Belkaïd – Tlemcen –

Faculté de TECHNOLOGIE



MEMOIRE

Pour l'obtention du diplôme de MASTER

en GENIE MECANIQUE

Spécialité : ENERGETIQUE

Sujet

**Calcul des pertes de charge totales du réseau hydraulique de la station de pompage d'injection d'eau des puits de production de pétrole - Ouargla -
- SONATRACH -**

Présenté par :

BENNAI Abdelhafid

YAHIAOUI Sid Ahmed

Devant les membres de jury :

Président : AZZI Ahmed MCA

Examineur : ROSTANE Brahim MCA

Encadrant : SEBBANE Omar MCA

Année universitaire : 2020/2021

بِسْمِ اللّٰهِ الرَّحْمٰنِ الرَّحِیْمِ

Remerciements

Avant tout, nous remercions dieu le tout puissant de nous avoir donné la volonté et la patience afin d'effectuer ce modeste travail.

Je voudrais dans un premier temps remercier, mon directeur de mémoire **Mr SEBBANE** Omar pour sa patience, sa disponibilité pour l'aide compétente qu'il nous a apportée, pour son encouragement. Son œil critique nous a été très précieux pour structurer le travail et contribué à alimenter notre réflexion.

Enfin je ne peux passer outre ma reconnaissance envers nos parents. Leur présence, leurs écoutes, leurs confiances en nous et leurs soutiens constants nous ont assurés des bases solides en nous permettant de nous persévérer et de nous surpasser.

La réalisation de ce modeste travail ne s'aurait être considéré comme le fruit d'un effort individuel, tout au contraire ce travail est le résultat d'un ensemble conjugué d'apport humain et intellectuel.

Dans l'impossibilité de citer tous les noms, nos sincères remerciements vont à tous ceux et celles, qui de près ou de loin, ont permis par leurs conseils et leurs compétences la réalisation de ce mémoire

Dédicaces

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

A la femme qui m'a mis au monde, celle qui a sacrifié tout pour moi Son temps, son bonheur, sa santé : ma mère, le noyau de mon esprit

A mon père, source d'énergie de ma réussite, Ecole de mon éducation et principe de la vie, Que DIEU les préserve pour moi

A mes sœurs A mes frères, tous ceux qui j'ai passé des meilleurs moments et gardé de très bon souvenirs

A mon binôme et sa famille.

Table des matières

Introduction Générale.....	1
Chapitre 1 : Généralité sur le champ ourhoud.....	3
Introduction	4
1 Historique de découverte :	4
1.1 Les évènements clés :	5
2 Localisation :.....	5
2.1 Localisation géographique :.....	5
2.2 Localisation géologique :.....	6
3 L'Organigramme de l'organisation Ourhoud :.....	6
4 Composition du champ d'Ourhoud :.....	7
5 Procédures d'exploitation du champ :	7
5.1 Système de production d'huile :.....	7
5.1.1 Puits producteur d'huile :	7
5.1.2 Les satellites :	8
5.1.3 Les débitmètres multiphasiques :	9
5.2 Système d'injection du gaz lift :	9
5.3 Système de production d'eau :	9
5.3.1 Puits producteur d'eau de l'ALBIEN /BAREMIEM :	9
5.3.2 Puits producteur de l'eau du MIOPLIOCENE :	9
5.4 Système d'injection d'eau :.....	10
5.5 Système injecteur WAG :	10
5.6 Système de Traitement du pétrole brut :	11
5.6.1 Centrale de traitement (CPF) :	11
5.7 Système Traitement des eaux huileuses :	12
5.8 Système Traitement du gaz :	12
5.9 Les bacs de stockage :	13
Conclusion :.....	13
Chapitre 02 : Rappel des lois de mécanique des fluides.....	14
Partie A : Dynamiques des Fluides Incompressibles Parfaits	15
Introduction :.....	16
1 Propriétés des fluides :	16
1.1 Introduction :	16
1.2 Fluide incompressible :.....	16
1.3 Fluide compressible :.....	16
1.4 Notion de Pression :.....	16

1.5	Pression atmosphérique :	16
1.6	Masse volumique :	17
1.7	Poids volumique :	17
1.8	Densité :	17
1.9	Viscosité :	17
1.10	Viscosité cinématique :	18
1.11	Influence de Température :	18
1.12	Rugosité :	18
2	Ecoulement permanent, ligne de courant, tube de courant :	18
3	Notion de débit :	19
3.1	Débit massique :	19
3.2	Débit volumique :	19
3.3	La relation entre le débit volumique et massique :	19
4	Equation de continuité :	20
5	Equation de Bernoulli :	20
6	Applications du théorème de Bernoulli :	22
6.1	Vidange d'un réservoir (théorème de Torricelli) :	22
6.2	Tube de Venturi :	22
6.3	Tube de Pitot :	23
6.4	Théorème d'Euler :	24
6.5	Enoncé :	24
Partie B : Dynamique des fluides incompressibles réels :		25
Introduction :		26
1	Fluide réel :	26
2	Régimes d'écoulement :	26
2.1	Nombre de Reynolds :	26
3	Types des régimes d'écoulement :	26
3.1.1	Le régime laminaire ($Re < 2200$) :	26
3.1.2	Le régime turbulent (Si $Re > 3200$) :	26
3.1.3	Le régime de transition ($2200 < Re < 3200$) :	26
4	Théorème de BERNOULLI pour fluides réels :	27
5	Perte de charge :	27
5.1	Perte de charges linéaires :	27
5.2	La relation entre les Pertes de charge et le régime d'écoulement :	28
5.2.1	Régime laminaire :	28
5.2.2	2- Régime turbulent :	29

5.3	Coefficient de perte de charge linéaire λ :.....	29
5.3.1	1- Coefficient de perte de charge λ en régime laminaire :.....	29
5.3.2	2- Coefficient de perte de charge λ en régime turbulent :.....	30
5.4	Détermination du coefficient de pertes linéaires :.....	30
5.4.1	Diagramme de Moody :.....	31
5.4.2	Tableau de corrélations :.....	31
5.5	Pertes de charges singulières :.....	37
Partie B : pompes centrifuges.....		40
Généralités :.....		41
1	Définition :.....	41
2	Types de pompes centrifuges.....	41
2.1	Orientation de l'axe de l'arbre de la pompe.....	41
2.2	Nombre d'étages.....	42
2.3	Orientation d'aspiration :.....	42
3	Construction de base d'une pompe centrifuge :.....	43
3.1	Le distributeur :.....	43
3.2	Le rotor (roue) :.....	43
3.3	Le récupérateur :.....	43
3.3.1	- Diffuseur :.....	44
3.3.2	- Volute :.....	44
4	Triangles des vitesses :.....	44
4.1	Triangle de vitesse sur la roue.....	44
5	Ecoulement à l'intérieur de la roue :.....	45
6	Hauteur théorique :.....	46
7	Eléments de base pour le calcul et le choix des pompes :.....	47
7.1	La vitesse de rotation [tr/min] :.....	47
7.2	Débit :.....	47
7.3	Puissance utile (W) :.....	47
7.4	Puissance absorbée (Pa) :.....	47
7.5	Hauteur manométrique :.....	47
7.6	Rendement de la pompe :.....	48
8	Types des pertes dans la pompe centrifuge :.....	48
8.1	a. Pertes mécaniques :.....	48
8.2	b. pertes par fuites :.....	48
8.3	c. pertes hydrauliques :.....	48
9	Courbes caractéristiques :.....	49

9.1	Courbe caractéristique $H(Q)$:	49
9.2	Courbe caractéristique $P_u(Q)$:	49
9.3	Courbe caractéristique $\eta(Q)$:	50
10	Couplage des pompes	50
10.1	Couplage de deux pompes en série :	50
10.2	Couplage de deux pompes en parallèle	51
11	CAVITATION DANS LES POMPES :	51
11.1	Conséquences de la cavitation :	51
12	Le N.P.S.H (Net Positive Suction Head) :	52
12.1	Le N.P.S.H requis par la pompe :	53
12.2	Le N.P.S.H disponible dans l'installation :	53
13	La similitude des machines hydrauliques :	53
13.1	A) - A diamètre constant :	53
13.2	B)- A vitesse constante :	54
Chapitre 3 : calcul des pertes de charge du réseau de pompage		55
Introduction :		56
1	Etat des lieux du réseau de pompage d'eau :	56
1.1	Station d'injection d'eau haute pression :	56
1.2	Information sur les pompes :	57
1.2.1	Courbes caractéristiques fournies par le constructeur :	57
1.2.2	Tableaux des caractéristiques des pompes d'injection d'eau	57
1.3	Information sur les conduites et les puits :	58
1.3.1	Caractéristiques des Trunkline :	59
1.3.2	Caractéristiques des Flowline :	59
1.4	Schéma de l'installation d'injection d'eau	62
2	Calcul des Pertes de Charge :	63
2.1	Calcul des Pertes de Charge pour les pompes :	63
2.1.1	Calcul des pertes de charge linéaires :	63
2.1.2	Calcul des pertes de charge singulières :	65
2.1.3	Calcul des Pertes de charge totale :	65
2.2	Calcul des Pertes de Charge dans les Trunkline :	66
2.2.1	Calcul Pertes de charge linéaires :	66
2.2.2	Calcul des pertes de charge singulières :	68
2.2.3	Calcul des pertes de charge totale :	69
2.3	Calcul des Pertes de Charge dans les Flowline :	71
2.3.1	Pertes de charge linéaires :	71

2.3.2	Calcul des pertes de charge singulières :.....	76
2.3.3	Calcul des pertes de charge totale pour les Flowline :.....	77
2.4	Calcul des pertes totales entre les puits injecteurs et la station de pompage :.....	78
2.5	Calcul des pertes de charge avec l'équation de Bernoulli :.....	80
3	Tracés des courbes de perte de charge totales :	83
3.1	Courbes des pertes de charge totales dans les conduites sud :	86
3.2	Courbe des pertes de charge totales dans les conduites Nord :	97
4	Présentation des courbes caractéristiques des pompes d'injection d'eau :.....	107
4.1	Courbe caractéristique hauteur débit :	107
4.2	Courbe de puissance :.....	107
4.3	Courbe de rendement η :.....	108
4.4	Courbe caractéristique pour les six (06) pompes :	108
5	Détermination du point de fonctionnement de la ligne A nord :	109
6	Détermination du point de fonctionnement de la ligne B sud :	110
7	Détermination du point de fonctionnement de la station de pompage :.....	111
8	Discussion des résultats :	112
	Conclusion :.....	112
	Conclusion Générale	113
	Bibliographie	115

Liste des Figures

FIGURE 1: CONTRAT DE PARTAGE DE PRODUCTION ENTRE SONATRACH ET SES PARTENAIRES	4
FIGURE 2: LOCALISATION GEOGRAPHIQUE DU CHAMP	5
FIGURE 3: ORGANIGRAMME DE L'ORGANISATION OURHOUD	6
FIGURE 4 : L'ORGANIGRAMME DE LA DIRECTION CHAMP	7
FIGURE 5: PUIITS PRODUCTEUR D'HUILE	8
FIGURE 6: SCHEMA SIMPLIFIE D'ACHEMINEMENT DES FLUIDES (HUILE, GAZ, EAU)	8
FIGURE 7: PUIITS L'ALBIEN /BAREMIEM	9
FIGURE 8 : PUIITS MIOPLIOCENE	9
FIGURE 9: PUIITS INJECTEUR D'EAU	10
FIGURE 10: PUIITS WAG	10
FIGURE 11: CENTRALE DE TRAITEMENT (CPF)	11
FIGURE 12: LES BACS DE STOCKAGE	13
FIGURE 13: PROFIL DE VITESSE	17
FIGURE 14 : RUGOSITE HOMOGENE ET HETEROGENE	18
FIGURE 15: ECOULEMENT NON PERMANENT	19
FIGURE 16: DIAMETRE INTERIEUR ET DEBIT	20
FIGURE 17: TUBE DE COURANT	20
FIGURE 18: SYSTEME DE FORCE SUR UN ELEMENT DE FLUIDE	21
FIGURE 19: VIDANGE D'UN RESERVOIR	22
FIGURE 20: TUBE DE VENTURI	22
FIGURE 21: TUBE DE PITOT	23
FIGURE 22: TYPES DES REGIMES D'ECOULEMENT	27
FIGURE 23: PROFIL DE VITESSE EN ECOULEMENT LAMINAIRE	28
FIGURE 24: PROFIL GENERAL DES VITESSES EN REGIME TURBULENT	29
FIGURE 25: DIAGRAMME DE MOODY	31
FIGURE 26: POMPE VERTICALE ET HORIZONTAL	41
FIGURE 27: POMPE MONOCELLULAIRE ET MULTICELLULAIRE	42
FIGURE 28 : TYPES ORIENTATION D'ASPIRATION	42
FIGURE 29: PRINCIPAUX ELEMENTS CONSTITUANTS LA POMPE CENTRIFUGE	43
FIGURE 30 : TYPES DE ROUE	43
FIGURE 31: VOLUTE CORRECTRICE	44
FIGURE 32: TRIANGLES DES VITESSES SUR LA	44
FIGURE 33: TRIANGLES DES VITESSES	45
FIGURE 34: VECTEURS DE LA VITESSE RELATIVE A LA SORTIE	46
FIGURE 35: HAUTEUR MANOMETRIQUE D'UNE POMPE	47
FIGURE 36 : POINT DE FONCTIONNEMENT	49
FIGURE 37: COURBE CARACTERISTIQUE P(Q)	49
FIGURE 38: COURBE RENDEMENT-DEBIT	50
FIGURE 39: COURBE CARACTERISTIQUE DU COUPLAGE DE DEUX POMPES EN SERIE	50
FIGURE 40: COURBE CARACTERISTIQUE DU COUPLAGE DE DEUX POMPES EN PARALLELE (CAS DE DEUX POMPES IDENTIQUES)	51
FIGURE 41: DEGATS PAR CAVITATION	52
FIGURE 42: SYSTEME DE POMPAGE	52

FIGURE 43: N.P.S.H DISPONIBLE DANS L'INSTALLATION	53
FIGURE 44: COURBES CARACTERISTIQUES FOURNIES PAR LE CONSTRUCTEUR	57
FIGURE 45: SCHEMA DE L'INSTALLATION D'INJECTION D'EAU	62
FIGURE 46: DIAGRAMME DE MOODY	64
FIGURE 47 : PERTE DE CHARGE TOTALE ENTRE LE SAT1 ET LES PUITES INJECTEUR	87
FIGURE 48 : COURBE EQUIVALENTE F 1	88
FIGURE 49 : PERTE DE CHARGE TOTALE ENTRE LE SAT 3 ET LES PUITES INJECTEURS	88
FIGURE 50 : COURBE EQUIVALENTE F 4	89
FIGURE 51 : PERTE DE CHARGE TOTALE ENTRE LE SAT4 ET LES PUITES INJECTEUR	89
FIGURE 52 : COURBE EQUIVALENTE F 8	90
FIGURE 53: COURBE EQUIVALENTE F 2	90
FIGURE 54 : COURBE EQUIVALENTE F 3	91
FIGURE 55 : COURBE EQUIVALENTE F 5	91
FIGURE 56 : COURBE EQUIVALENTE F 6	92
FIGURE 57: COURBE EQUIVALENTE F 7	93
FIGURE 58: COURBE EQUIVALENTE F 9	93
FIGURE 59: COURBE EQUIVALENTE F 10	94
FIGURE 60 : COURBE EQUIVALENTE F 11	94
FIGURE 61: COURBE EQUIVALENTE F 12	95
FIGURE 62: COURBE EQUIVALENTE F 13	95
FIGURE 63: COURBE EQUIVALENTE F 14	95
FIGURE 64 : COURBE EQUIVALENTE CPF-SAT SUD	96
FIGURE 65 : PERTE DE CHARGE TOTALE ENTRE LE SAT6 ET LES PUITES INJECTEUR	97
FIGURE 66: COURBE EQUIVALENTE N 1	98
FIGURE 67: PERTE DE CHARGE TOTALE ENTRE LE SAT7 ET LES PUITES INJECTEUR	98
FIGURE 68: COURBE EQUIVALENTE N 4	99
FIGURE 69: PERTE DE CHARGE TOTALE ENTRE LE SAT 5 ET LES PUITES INJECTEURS	99
FIGURE 70 : COURBE EQUIVALENTE N 8	100
FIGURE 71: COURBE EQUIVALENTE N 2	100
FIGURE 72: COURBE EQUIVALENTE N 3	101
FIGURE 73: COURBE EQUIVALENTE N 5	101
FIGURE 74: COURBE EQUIVALENTE N 6	102
FIGURE 75: COURBE EQUIVALENTE N 7	102
FIGURE 76: COURBE EQUIVALENTE N 9	103
FIGURE 77 : COURBE EQUIVALENTE N 10	103
FIGURE 78 : COURBE EQUIVALENTE N 11	104
FIGURE 79: COURBE EQUIVALENTE N 12	104
FIGURE 80 : COURBE EQUIVALENTE N 13	105
FIGURE 81: COURBE EQUIVALENTE N 14	105
FIGURE 82 : COURBE EQUIVALENTE CPF-SAT NORD	106
FIGURE 83 : COURBE CARACTERISTIQUE HAUTEUR - DEBIT	107

FIGURE 84: COURBE DE PUISSANCE	107
FIGURE 85: COURBE DE RENDEMENT	108
FIGURE 86: COURBE CARACTERISTIQUE POUR LES SIX (06) POMPES.....	109
FIGURE 87 : POINT DE FONCTIONNEMENT DE LA LINE A NORD	109
FIGURE 88: POINT DE FONCTIONNEMENT DE LA LINE A NORD	110
FIGURE 89 : POINT DE FONCTIONNEMENT DE LA STATION DE POMPAGE	111

Liste des tableaux

TABLEAU 1 : TABLEAU DES CORRELATIONS	37
TABLEAU 2 : COEFFICIENT DES PERTES DE CHARGE SINGULIERES	39
TABLEAU 3: NOMBRE DES Puits INJECTEURS D'EAU POUR CHAQUE SATELLITE	56
TABLEAU 4 : CARACTERISTIQUES DES POMPES D'INJECTION D'EAU	58
TABLEAU 5: CARACTERISTIQUES DES TRUNKLINE.....	59
TABLEAU 6 : CARACTERISTIQUES DES FLOWLINE DU SAT 1.....	59
TABLEAU 7: CARACTERISTIQUES DES FLOWLINE DU SAT 3.....	60
TABLEAU 8: CARACTERISTIQUES DES FLOWLINE DU SAT 4.....	60
TABLEAU 9: CARACTERISTIQUES DES FLOWLINE DU SAT 5.....	60
TABLEAU 10. CARACTERISTIQUES DES FLOWLINE DU SAT 6.....	61
TABLEAU 10; CARACTERISTIQUES DES FLOWLINE DU SAT 6.....	61
TABLEAU 11: CARACTERISTIQUES DES FLOWLINE DU SAT 7.....	61
TABLEAU 12: CARACTERISTIQUES DE L'EAU.....	63
TABLEAU 13 : SINGULARITES DES CONDUITES DE L'ASPIRATION ET REFOULEMENT DE POMPE.....	65
TABLEAU 14 ; RESULTATS DE CALCUL DE LA VITESSE MOYENNE POUR LES TRUNKLINE.....	66
TABLEAU 15 : RESULTATS DE CALCUL DU NOMBRE DE REYNOLDS POUR LES TRUNKLINE.....	67
TABLEAU 16: COEFFICIENT DE PERTE DE CHARGE LINEAIRE λ DETERMINE AVEC DIAGRAMME POUR LES TRUNKLINE	67
TABLEAU 17: PERTE DE CHARGE LINEAIRE POUR LES TRUNKLINE	68
TABLEAU 18: COEFFICIENT DE SINGULARITE Σ TOTALE POUR LES TRUNKLINE	68
TABLEAU 19: PERTES DE CHARGE SINGULIERES POUR LES TRUNKLINE	69
TABLEAU 20: RESULTAT DE CALCUL DES PERTES DE CHARGE TOTALES DANS LES TRUNKLINE EN [M]	69
TABLEAU 21 : RESULTAT DE CALCUL DES PERTES DE CHARGE TOTALES DANS LES TRUNKLINE EN [PAS]	70
TABLEAU 22 : PERTES DE CHARGES ENTRE LA STATION DE POMPAGE ET CHAQUE SATELLITE.....	70
TABLEAU 23 : RESULTATS DE CALCUL DU VITESSE MOYENNE POUR LES FLOWLINE	71
TABLEAU 24: RESULTATS DE CALCUL DU NOMBRE DE REYNOLDS POUR LES FLOWLINE	72
TABLEAU 25 : COEFFICIENT DE PERTE DE CHARGE LINEAIRE λ DETERMINE AVEC DIAGRAMME POUR LES FLOWLINE	73
TABLEAU 26: PERTE DE CHARGE LINEAIRE POUR LES FLOWLINE.....	75
TABLEAU 27 : SINGULARITES DES CONDUITES DE FLOWLINE	76
TABLEAU 28: PERTES DE CHARGE SINGULIERES POUR LES FLOWLINE	76
TABLEAU 29 : RESULTAT DE CALCUL DES PERTES DE CHARGE TOTALES DANS LES FLOWLINE	77
TABLEAU 30: RESULTAT DE CALCUL DES PERTES TOTALES ENTRE LES Puits INJECTEURS ET LA STATION DE POMPAGE	79

TABLEAU 31 : PRESSION MESURE TETE DE PUIT INJECTEUR ET LA HAUTEUR GEOMETRIQUE DE CHAQUE PUIT	81
TABLEAU 32: COMPARAISON ENTRE LA PERTE REELLE CALCULEE PAR EQUATION DE BERNOULLI ET LA PERTE CALCULEE A PARTIR LES DEBITS ET DIAMETRES	82
TABLEAU 33: LA HAUTEUR GEOMETRIQUE ET LA CONSTANTE A DE CHAQUE CONDUITE	84
TABLEAU 34: NOMS UTILISES POUR CONDUITES EQUIVALENTE SUD.....	86
TABLEAU 35 : NOMS UTILISES POUR CONDUITES EQUIVALENTE NORD.....	97

Nomenclature

Grandeurs	Désignation	Unité SI
C_f	Coefficient de frottement	Grandeur sans unité
C	Coefficient de correction	Grandeur sans unité
C	Couple dont le moteur fournit la puissance absorbée	N.m
d	Densité	Grandeur sans unité
D_h	Diamètre hydraulique	m
F	Force	N
g	Accélération de pesanteur (Gravité)	m/s^2
h_a	Hauteur entre la pompe et réservoir	m
H_g	Hauteur géométrique d'élévation	m
H_{MT}	Hauteur manométrique totale	m
H_{th}	Hauteur théorique	m
J	Perte de charge totale	m ou bien on Pa
j	Perte de charge linéique exprimée en mètre de colonne de fluide par la longueur de conduite	m/m
j	Perte de charge linéique exprimée en pascalle par mètre de conduite	Pa/m
J_L	Perte de charge linéaire	m ou bien on Pa
J_s	Perte de charge singulière	m ou bien Pa
L	Langueur de conduite	m
m	Masse	Kg
N	Vitesse de rotation	Tr/min
$NPSH$	Hauteur d'aspiration nette positive	m
$NPSH_r$	Hauteur d'aspiration nette positive requis	m
$NPSH_{disponible}$	Hauteur totale disponible à l'aspiration	m
P	Pression	Pa
PA ou bien P_1	Pression on amont	Pa
PB ou bien P_2	Pression on Aval	Pa
P_m	Périmètre mouillé	m
P_u	Puissance utile	W
P_a	puissance absorbée	W
Q_m	Débit massique	Kg/s
$Q_{réel}$	Débit réel	m^3/s
Q_v	Débit volumique	m^3/s
r	Rayon de conduite	m
Re	Nombre de Reynolds	Grandeur sans unité
S	Surface	m^2
s	Section d'entrée ou bien de sortie	m^2
$S_{réel}$	Surface réel	m^2/s

t	temps	s
U	Vitesse d'entraînement liée à la rotation des aubages de la roue	m/s
r	Rayon de conduite	m
Re	Nombre de Reynolds	Grandeur sans unité
v	Volume	m ³
V	Vitesse	m/s
V _m	Vitesse moyenne d'écoulement	m/s
V _{max}	Vitesse maximale d'écoulement de fluide	m/s
V _{réel}	Vitesse réel	m/s
V	Vitesse absolue de la particule fluide	m/s
W	Vitesse relative de fluide par rapport à la roue	m/s
z	Altitude	m
ρ	Masse volumique	Kg/ m ³
ρ_{réf}	Masse volumique de l'eau	Kg/ m ³
ν	Viscosité cinématique	m ² /s
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
μ	Viscosité dynamique	Pa.s
ω	Poids volumique	N/m ³
ω	Vitesse angulaire	rad/s
φ₁	Coefficient de vitesse	Grandeur sans unité
φ₂	Coefficient de contraction	Grandeur sans unité
α	Coefficient de débit de l'orifice	Grandeur sans unité
δ	Epaisseur de sous-couche laminaire	m
ΔH	Perte de charge totale exprimée en mètre	m
ΔP	Perte de charge totale exprimée en pascal	Pa
ΔH_s	Perte de charge singulière exprimée en mètre	m
ΔP_s	Perte de charge singulière exprimée en pascal	Pa
λ	Coefficient de perte de charge linéaire	Grandeur sans unité
ξ	Coefficient de perte de charge singulière	Grandeur sans unité
η	Rendement de la pompe	Grandeur sans unité
α_a	Angle d'attaque	rad
β	Angle d'entrée	rad
ΔH	Perte de charge totale exprimée en mètre	m

Liste des abréviations

TAGI	Triassic Argileux Gréseux Inferieur
Bbl	<i>Blue barrel</i>
WAG	Water alternative Gas
CPF	Central Processing Facilities
SAT	Satellites
MFD	Manifolds
BP	Basse Pression
HP	Haut Pression

Introduction Générale

L'injection d'eau et de gaz assure un maintien de pression dans le réservoir du Champ d'Ourhoud.

L'injection de gaz est assurée par deux compresseurs de gaz, un en service et l'autre en standby vu le manque de gaz tandis que, l'injection d'eau est assurée par six (06) pompes qui fonctionnent en même/plein temps pour injecter un débit moyen d'environ 52 000 m³/j d'eau cependant, suite à la maturité du Champ, la déplétion du réservoir et le déclin en gaz, le besoin en débit d'eau injecté augmente davantage pour le maintien de la pression du réservoir.

Le besoin actuel en injection d'eau est de 60 000 m³/j alors, pour atteindre ce débit, il faut diminuer au max possible les pertes de charges et essayer d'augmenter les performances des pompes d'injection.

Le but principal de ce travail est d'utiliser les données nécessaires collectées au niveau de la Direction des Operations pour calculer les pertes de charge au niveau de réseau pompage et de déterminer le point de fonctionnement de la station de pompage.

Ce mémoire est composé de trois chapitres :

Le premier chapitre est consacré à la présentation du champ Ourhoud.

Le deuxième est divisé en trois parties, dans les deux premières parties nous rappelons les lois de mécanique des fluides, pour la partie dernière nous sommes intéressés aux notions fondamentales des pompes centrifuges.

Dans le dernier chapitre on calcule les pertes de charge existantes ensuite on détermine graphiquement le point de fonctionnement de la station de pompage et discuter les résultats obtenus

Enfin, nous terminons notre travail par une conclusion générale.

Chapitre 1 : Généralités sur le champ Ourhoud

Introduction :

SONATRACH est une société publique algérienne créée en 1965 Ses activités touchant toute la chaîne de production des hydrocarbures, elle est le 12^e groupe pétrolier au niveau mondial. Le renforcement des capacités de Production de Pétrole, était le défi relevé par **SONATRACH**, durant ces dernières années, afin de répondre à ses engagements à l'international et à une demande domestique croissante.

Le champ Ourhoud est le deuxième grand gisement de pétrole en Algérie développée par la société nationale est ces partenaires, assure une production de 230 000 bbl/jours d'un pétrole de très bonne qualité (meilleure performance du gisement Ourhoud enregistrée)

1 Historique de découverte :

Le gisement d'*Ourhoud* a été découvert en Juillet 1994, il s'étend sur trois blocs : le 406, le 405, et le 404 ;

La mise en production du premier puit **BKE 1** foré dans les grés **TAGI** (Triassic Argileux Gréseux Inferieur), a donné un débit de 15275 bbl/J.

En juillet 1997 l'organisation Ourhoud a été créée en s'inspirant des autres expériences acquises par Sonatrach.

La société nationale est associée avec six compagnies étrangères :

- ✓ Le bloc 406 : **Sonatrach** est associée à l'espagnole **Cepsa**.
- ✓ Le bloc 405 : la compagnie nationale est associée à **Burlington Ressource** (qui a comme associé **Talisman**).
- ✓ Le bloc 404 : elle est associée à **Anadarko** (qui a comme associés **Eni** et **Maersk**).

L'organisation est conduite avec les règles d'équité, La transparence, La recherche du consensus et l'unanimité de tous les partenaires.

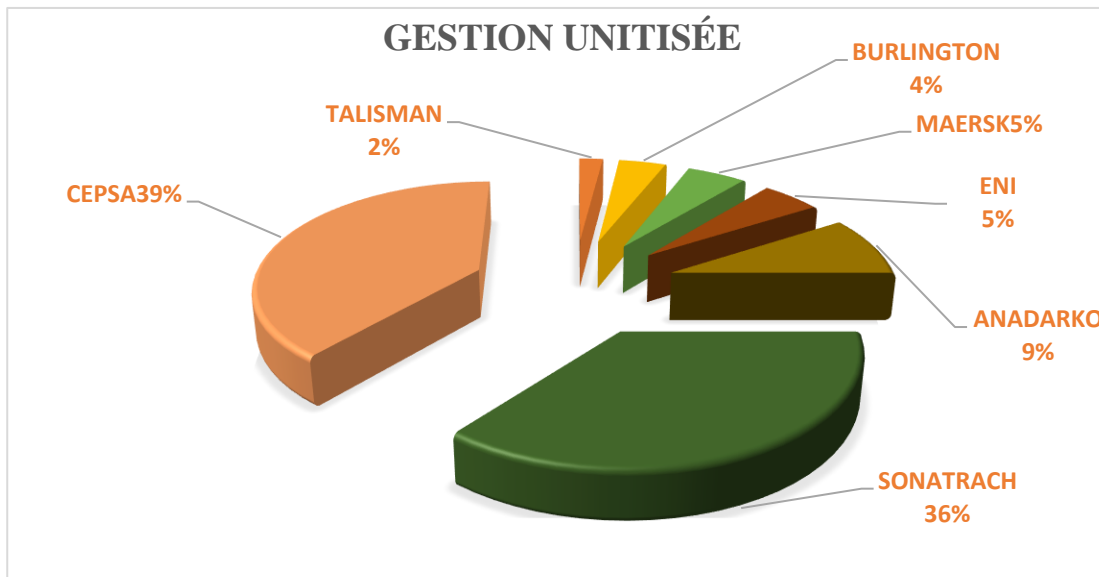


Figure 1: Contrat de partage de production entre Sonatrach et ses partenaires

(SONATRACH : société nationale pour la recherche, la production, le transport, la transformation, et la commercialisation des hydrocarbures).

1.1 Les évènements clés :

- ✓ **Mai 1992** : signature de l'accord entre *Sonatrach* et *Cepsa* qui permet l'exploration de bloc 406 dans le bassin de *Berkine*.
- ✓ **Juillet 1994** : la découverte du gisement d'*Ourhoud*.
- ✓ **1er juillet 1997** : Création de l'Organisation *Ourhoud* (Opérateur délégué *Sonatrach*).
- ✓ **21 avril 1999** : Attribution du permis d'exploitation par le ministère.
- ✓ **19 août 1999** : Lancement de l'appel d'offres *EPC*.
- ✓ **25 Mars 2000** : Travaux de préparation du site (plateformes, routes, puits d'eau, piste d'atterrissage) par *GCB*, *ERGTS* et *ENAGEO*.
- ✓ **10 Août 2000** : Signature du Contrat *EPC* avec *JGC/INITEC* (Montage *ENGTP*).
- ✓ **10 Août 2000** : Signature du Contrat *EPC* avec *JGC/INITEC*

Dates Clés contractuelles : **First-Oil** : 04 Janvier 2003 Réception Provisoire : 10 Mai 2003.

- ✓ **14 Août 2000** : Signature de 2 Contrats avec *GEPCO* pour la réalisation de deux bases de vie.
- ✓ **2003** : début de production.

2 Localisation :

2.1 Localisation géographique :

Le champ d'*Ourhoud* (autrefois appelé Qoubba) est situé à **320 Km** au sud de Hassi Messaoud et à **1200 Km** au d'Alger, dans le bassin de Berkine, considéré comme le deuxième grand gisement de pétrole en Algérie avec une superficie du réservoir de **140 Km²** est un périmètre d'exploitation de **263.4 Km²**.

D'après L'UTM le champ est délimité par les coordonnées suivantes :

- **X** : 405 248 à 426 628 longitude Est.
- **Y** : 3 376 147 à 3 403 776 L'altitude Nord.

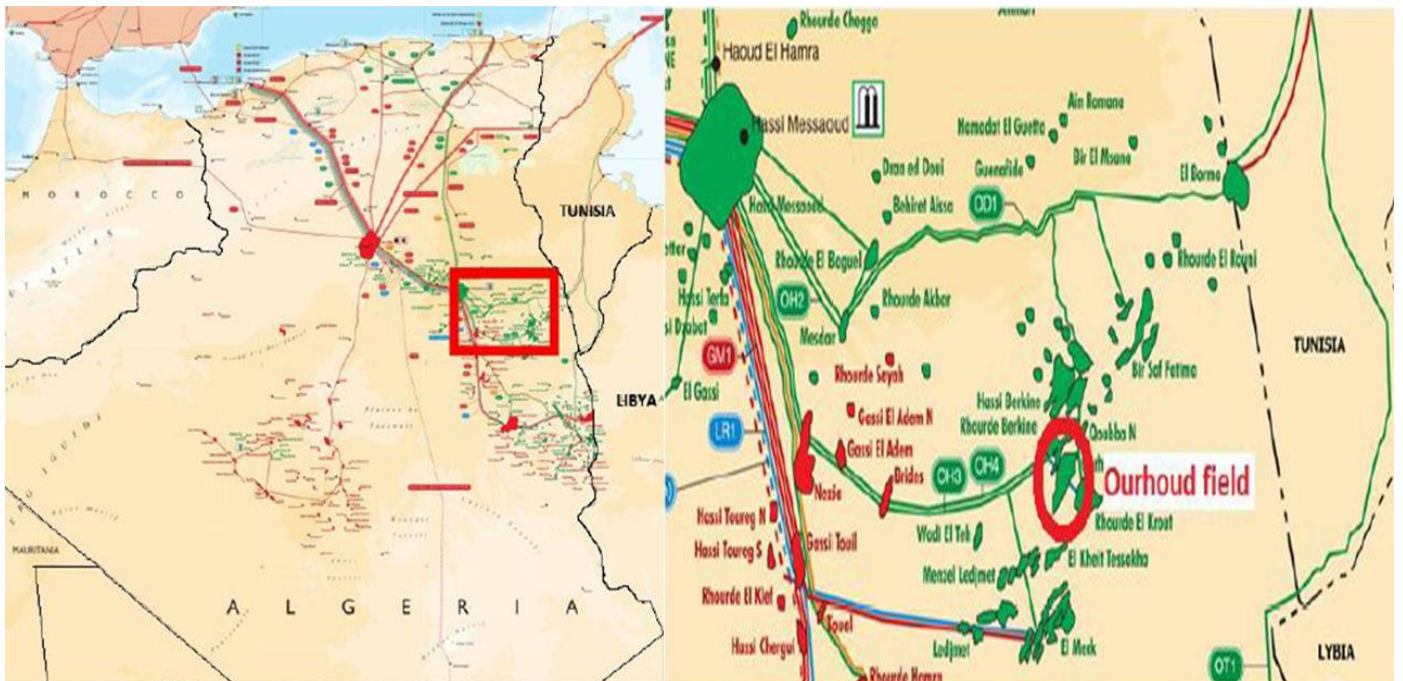


Figure 2: Localisation géographique du champ

2.2 Localisation géologique :

Le gisement d'*Ourhoud* est situé dans le bassin intra-Cratonique de Ghadamès où se trouve d'épaisses séries Paléozoïques et Mésozoïques. Ces deux séries sont séparées par la discordance Hercynienne qui est généralement rencontrée à une profondeur de **3100 m** dans la région d'*Ourhoud*.

L'intervalle de production du réservoir est le Trias Argilo gréseux Inférieur (*TAGI*) d'une épaisseur totale allant de 80 jusqu'à 115 m, le réservoir possède des caractéristiques pétro-physiques de très bon qualité, contient une huile légère fortement sous-saturée aux conditions initiales du réservoir, et à une densité de **0,8115** au stockage. La pression initiale du réservoir est de **348,11 bar**, la température de gisement est de **102°C**.

3 L'Organigramme de l'organisation Ourhoud :

L'organisation a un effectif de haute qualité, de différents niveaux et spécialité issue de la Sonatrach et ses associés qui ont participé à la construction des installations, leurs tâches principales sont d'assurer une production optimale du gisement dans des normes reconnues mondiales en respectant les procédures de travail, celles HSE en particulier.

La direction générale se trouve à la ville de Hassi Messaoud et la direction champ est installée à Ourhoud field

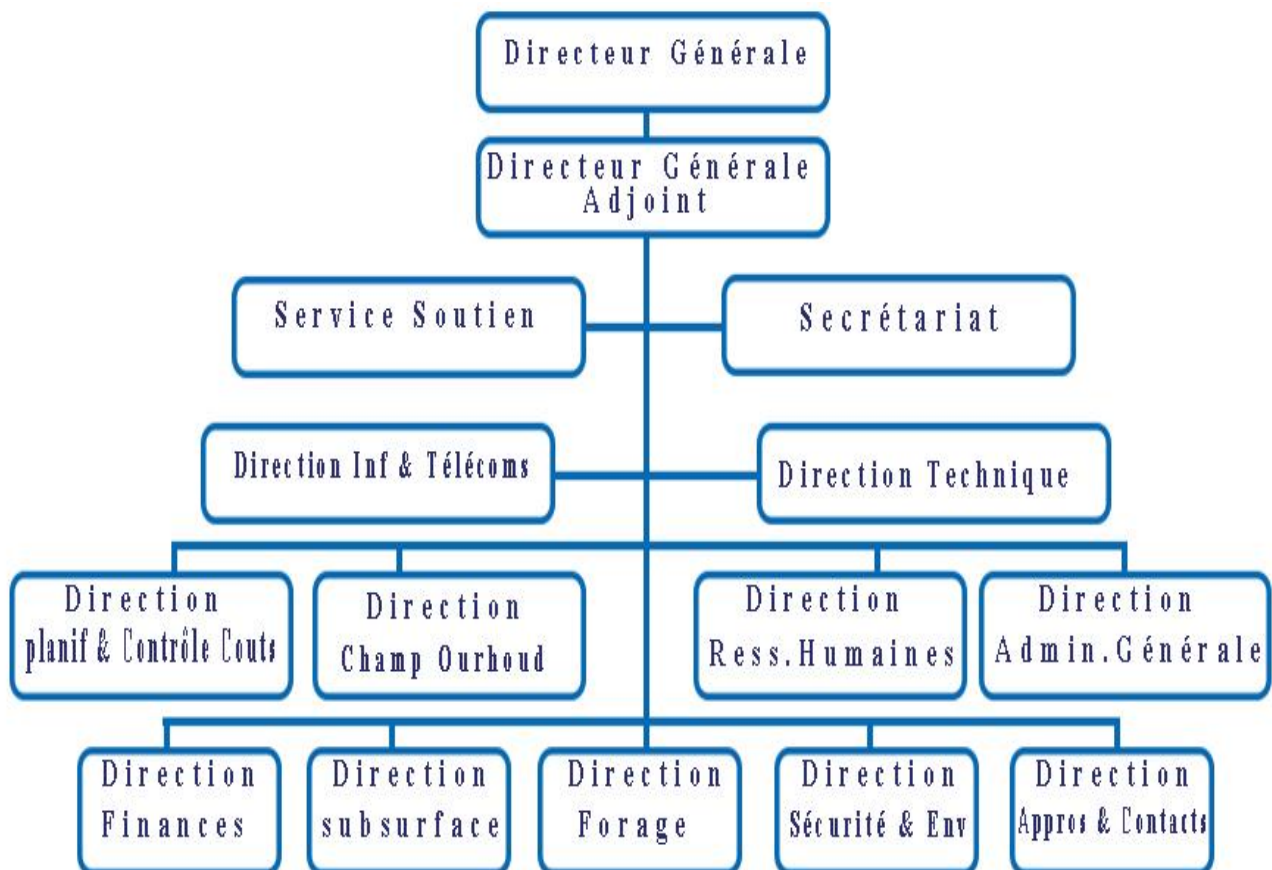


Figure 3: Organigramme de l'organisation Ourhoud

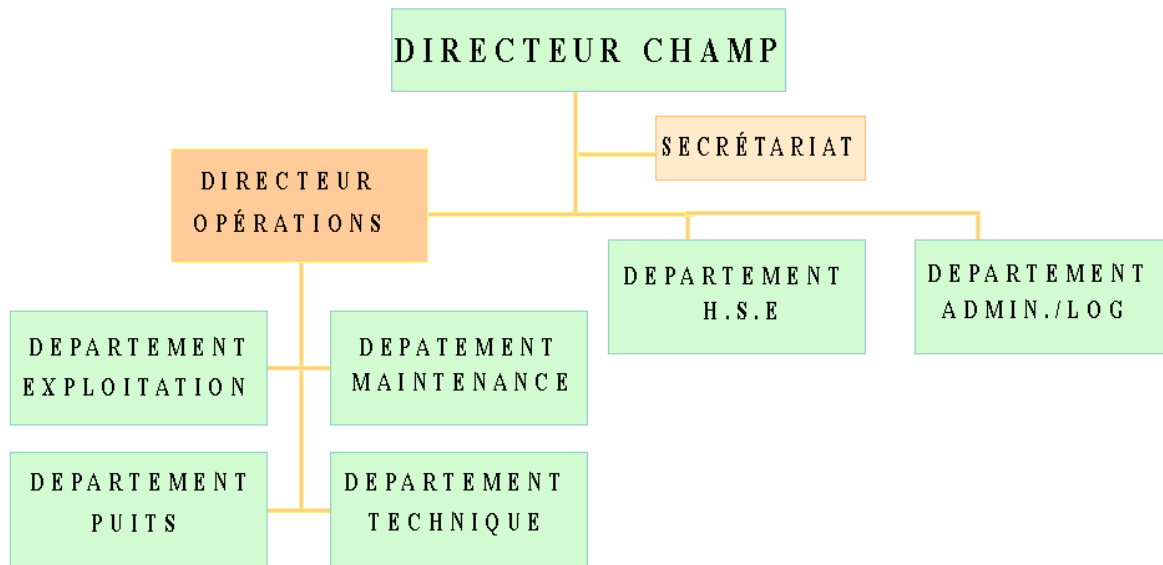


Figure 4 : l'Organigramme de la direction champ

4 Composition du champ d'Ourhoud :

Le champ d'Ourhoud comprend :

- ✓ 66 puits producteurs d'huile.
- ✓ 29 puits injecteurs d'eau.
- ✓ 14 Puits WAG injecteurs d'eaux et de gaz.
- ✓ 09 puits producteurs d'eau albien barrémien.
- ✓ 08 puits producteurs d'eau du Miopliocène.
- ✓ 07 stations satellites.
- ✓ Un centre de traitement de brut (CPF ou Central Processing Facilities)
- ✓ Un réseau de collecte et dessertes.
- ✓ Une base industrielle.
- ✓ Une base de vie pour le personnel ourhoud.
- ✓ Une base de vie pour le personnel de sous-traitance.

5 Procédures d'exploitation du champ :

5.1 Système de production d'huile :

Le système comprend les Puits producteur d'huile, une collecte de 7 satellites ayant chacun des lignes de test dotée d'un débitmètre multiphasique, une connexion de manifold vers la ligne principale de raccordement liant le satellite au CPF.

5.1.1 Puits producteur d'huile :

Les Puits producteur d'huile permettent de ramener le pétrole (le brut) à partir du gisement aux installations de surface. La pression du fluide dans le fond d'un puits est une combinaison de trois paramètres :

- ✓ La pression hydrostatique dans le puits
- ✓ Les pertes de charges dans le puits
- ✓ La pression en tête de puits



Figure 5: Puits producteur d'huile

5.1.2 Les satellites :

Le champ comprend 7 satellites de collecte et dessert 4 au sud (SAT 1, 2, 3 et 4) du CPF et 3 au nord (SAT 5, 6 et 7), les satellites assurent une collecte intermédiaire d'huile, gaz et eau de plusieurs Puits, ainsi que la distribution d'eau et de gaz d'injection.

Chaque satellite comprend :

- Les manifolds de production et de test d'huile.
- Les manifolds de gaz lift.
- Les manifolds de l'eau d'injection.
- Les manifolds du gaz d'injection.
- Des locaux d'électricité et instrumentation.
- Système de protection contre la surpression

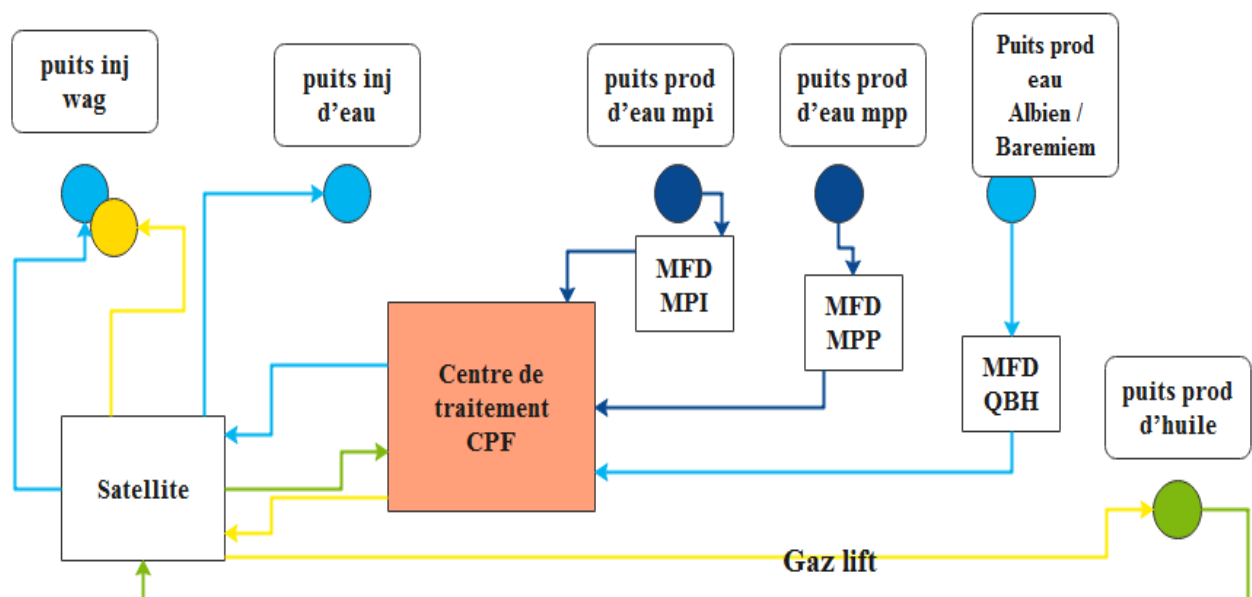


Figure 6: Schéma simplifié d'acheminement des fluides (Huile, gaz, eau)

5.1.3 Les débitmètres multiphasiques :

Le débitmètre multiphasique combine un venturi instrumenté avec un compteur de fractionnement à double énergie. Cette combinaison mesure le débit massique total et les fractions de gaz, d'huile et d'eau, ce qui permet de déterminer les débits d'huile, d'eau et de gaz.

5.2 Système d'injection du gaz lift :

Le gaz lift est prévu pour chaque tête de puits producteur d'huile pour augmenter leur productivité, il comprend un système de distribution collectif vers les manifolds satellites, pour alimenter chaque puits producteur d'huile.

5.3 Système de production d'eau :

Le besoin d'eau est assuré à l'aide de puits producteurs d'eau :

5.3.1 Puits producteur d'eau de l'ALBIEN /BAREMIEM :

L'eau de cette source est amenée au CPF (l'Albien 1200 m, Barrémien 1600m) situés à environ 5 km à l'extérieur du CPF. Chaque puits a une capacité de Production maximale de 7.000 m³/jour à une pression de service de tête de puits de 7 bar. L'eau de de l'Albien/Barrémien et utilisé pour injection et pour le réseau sécurité anti incendie



Figure 7: Puits l'ALBIEN /BAREMIEM

5.3.2 Puits producteur de l'eau du MIOPLIOCENE :

Les puits MIOPLIOCENE sont situés à une distance d'environ 1 km du CPF, Chaque puits alimente le CPF par un débit de 400 m³/j pour des différentes utilisations (eau de dilution)



Figure 8 : Puits MIOPLIOCENE

5.4 Système d'injection d'eau :

Pour le maintien de la pression, l'eau Albien/Barremian et l'eau de production traitée sont mélangées et alimentent l'aspiration des pompes d'injection d'eau. Les six pompes sont de types centrifuges, délivrent l'eau vers deux collecteurs, un pour les satellites du Nord et l'autre pour ceux de Sud. Chacun d'eux alimente les lignes d'injection d'eau des puits via un manifold d'injection d'eau sur chaque satellite.



Figure 9: Puits injecteur d'eau

5.5 Système injecteur WAG :

L'injection d'eau et de gaz se fait par alternance suivant une durée de 6 mois pour augmenter la récupération de pétrole. Au niveau des puits WAG, il existe des installations de surface pour la ligne de l'eau et la ligne de gaz reliées par un manifold pour assurer l'injection du gaz ou de l'eau selon le besoin du réservoir.



Figure 10: Puits WAG

5.6 Système de Traitement du pétrole brut :

5.6.1 Centrale de traitement (CPF) :

Les lignes principales de collecte transportent les effluents des puits de chaque station satellite vers la station CPF. Au niveau de CPF le pétrole produit associé au gaz et à l'eau sera traité pour répondre aux spécifications commerciales

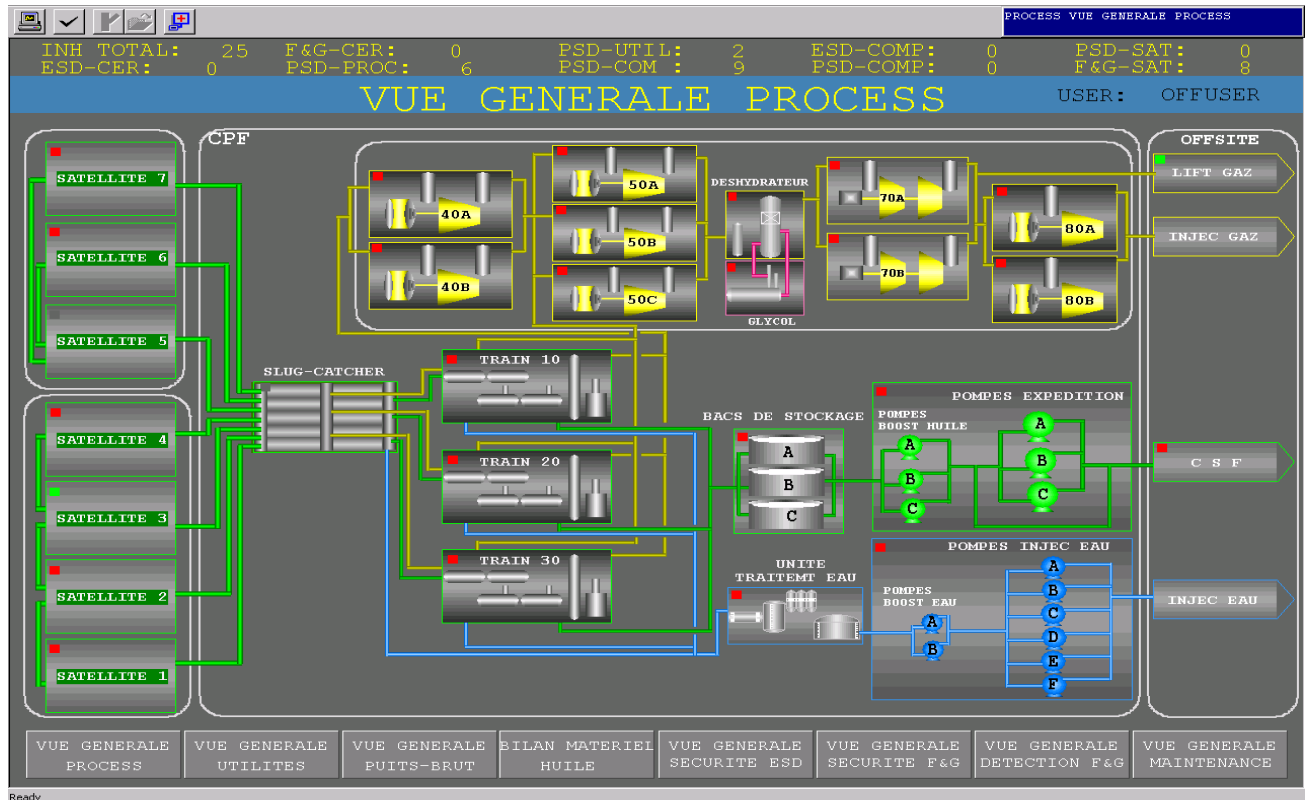


Figure 11: Centrale de traitement (CPF)

La centrale de traitement (CPF) se compose de trois trains de séparation et deux unités pour traiter l'eau, une station de compression et l'injection de gaz :

5.6.1.1 Le slug catcher :

Le slug catcher est un assemblage de plusieurs pipes longs inclinés, Il permet d'effectuer une pré-séparation tri-phasique du brut (l'huile, l'eau, le gaz.) et de le stocker temporairement pour amortir les chocs des effluents entrant au CPF. L'équipement fonctionne à une pression de 21 bars et une température variante entre (55-72) C° avec une alimentation environ de 2800m³/h. l'eau séparée est envoyée vers l'unité de traitement et le gaz est envoyé directement vers l'unité de compression.

5.6.1.2 Les Trains de séparation :

Il y a trois trains de séparation (10, 20, 30), chaque train composé des équipements suivantes :

5.6.1.2.1 1^{er} et 2^{ème} séparateur :

Les deux séparateurs tri-phasique fonctionnent avec le même principe, séparent le gaz, l'huile et l'eau. L'huile est chauffée en amont des premiers séparateurs par des échangeurs et passe au niveau du 2^{ème} séparateur cependant, la fonction principale de ces ballons est de fournir un temps de séjour adéquat pour faciliter la séparation d'huile et de l'eau dans le cas d'une émulsion importante. Elle est ensuite refroidie par échange de chaleur dans le réchauffeur inter étage, l'échangeur production BP à l'arrivée du traitement et la réfrigérante huile traitée.

L'eau est dirigée vers le système de traitement des eaux huileuses, le gaz alimente le système de recompression, et l'huile vers le 1^{ère} dessaleur.

5.6.1.2.2 Dessaleurs :

Le pétrole brut contient des quantités importantes de sel et des impuretés étrangères qui doivent être éliminées pour réduire la corrosion et protéger les installations de traitement situées en aval. Les dessaleurs comprennent deux coalesceurs électrostatiques en série. L'eau de dilution Miopliocène est injectée dans le dessaleur du 2^{ème} étage et passe à travers des vannes Mélangeuses. L'huile ainsi mélangée est envoyée vers le dessaleur du 2^{ème} étage afin de diluer le sel contenu dans la phase eau. Cette eau est ensuite séparée par l'action d'un champ Électrostatique et pompée vers le dessaleur du 1^{er} étage, ou elle agit comme lavage préliminaire et dilue le sel contenu dans l'eau de production.

5.6.1.2.3 Colonne de stabilisation :

Une colonne de stripage réchauffée pour produire un pétrole brut avec un maximum RVP de 0,69 bars. L'huile, venant du dessaleur 2^{ème} étage, est envoyée sur le plateau supérieur (16^{ème}) de la colonne de fractionnement, et les composants plus légers sont extraits grâce au réchauffeur du stripeur. Le liquide, venant du plateau inférieur, est extrait par la pompe du rebouilleur, traverse le rebouilleur (four au gaz) pour assurer une température de 160 °C au fond de la colonne. Le brut stabilisé, sortant du fond de la colonne, est refroidi, en échangeant sa chaleur avec l'alimentation des séparateurs 1^{ère} et 2^{ème} étage, avant le refroidissement final (aéro-réfrigérant)

5.6.1.2.4 Le four :

Le four utilise une partie du brut pour réchauffer la colonne de stabilisation.

5.7 Système Traitement des eaux huileuses :

L'eau huileuse est séparée du pétrole et de gaz dans le Slug catcher et dans les trains de séparation, puis traitée dans le système de traitement d'eau huileuse, ce système de traitement élimine l'huile et les matières solides, afin que l'eau puisse être réinjecté dans le gisement.

Il existe deux unités de traitement des eaux huileuses OWTS 1 et OWTS2 fonctionnent en parallèle et avec le même principe, elle comprend les installations suivantes :

- ✓ Dégazeur
- ✓ Bac de décantation
- ✓ Filtres fins
- ✓ Filtres à cartouche
- ✓ Le bac de stockage
- ✓ Système de lavage des filtres fins

5.8 Système Traitement du gaz :

Les gaz des trains de séparation passent par une série de compresseurs de gaz afin d'augmenter leur pression. Une certaine quantité des gaz comprimés et séchés est utilisée pour le fuel gaz (utilisé pour les consommations internes de la station (CPF), et le reste est comprimé à la pression du gaz lift est distribué vers les puits producteurs BP (Basse Pression), alors que le gaz de réinjection est réinjecté dans le gisement pour augmenter la production.

L'unité de compression est composée de 5 parties rassemblées en série pour augmenter la pression, celle-ci est équipée des parties suivantes :

- ✓ Compresseur des têtes de colonnes de stabilisation
- ✓ Recompresser
- ✓ Déshydrateur et régénération de glycol
- ✓ Les deux turbo-compresseurs (Compresseur Booster et compresseur gaz lift)

✓ Compresseur d'injection de gaz

5.9 Les bacs de stockage :

Le pétrole brut traité et ramené aux normes commerciales (densité, TVR, salinité) est envoyé vers les bacs de stockage d'une capacité de 37 960 m³ pour chacun. A partir des bacs de stockage, il est repris par les pompes d'expédition et il est acheminé par une pipe jusqu'à Haoud-El-Hamra.



Figure 12: Les bacs de stockage

Conclusion :

D'après Ce chapitre nous avons une idée générale sur le processus d'exploitation et les différentes étapes du traitement du pétrole brut. Nous pouvons dire que le pétrole est un élément essentiel de notre économie nationale car, il est à la base de la création de multiples produits qui sont essentiels cependant, celui-ci doit subir plusieurs transformations importantes pour être exploité en toute sécurité.

Chapitre 02 : Rappels des lois de mécanique des fluides

*Partie A : Dynamiques des Fluides Incompressibles
Parfaits*

Introduction :

Dans ce chapitre, nous allons étudier les fluides **en mouvement**. Les éléments d'un fluide en mouvement peuvent se déplacer à des vitesses différentes contrairement aux solides. L'écoulement des fluides est un phénomène complexe. On s'intéresse aux équations fondamentales qui régissent la dynamique des fluides incompressibles parfaits, en particulier :

- ✓ L'équation de continuité (conservation de la masse),
- ✓ Le théorème de Bernoulli (conservation de l'énergie) et,
- ✓ Le théorème d'Euler (conservation de la quantité de mouvement)

1 Propriétés des fluides :

1.1 Introduction :

Les fluides peuvent être classés en **fluides parfaits** (sans frottement), **fluides réels** (avec frottement), **fluides incompressibles** (liquides) et **fluides compressibles** (gaz). Les fluides sont caractérisés par les propriétés suivantes : la masse volumique, le poids volumique, la densité et la viscosité.

1.2 Fluide incompressible :

Un fluide est dit incompressible lorsque le volume occupé par une masse donnée ne varie pas en fonction de la pression extérieure. Les liquides peuvent être considérés comme des fluides incompressibles (eau, huile, etc.)

1.3 Fluide compressible :

Un fluide est dit compressible lorsque le volume occupé par une masse donnée varie en fonction de la pression extérieure. Les gaz sont des fluides compressibles. Par exemple, l'air, l'hydrogène, le méthane à l'état gazeux, sont considérés comme des fluides compressibles.

Caractéristiques physiques :

1.4 Notion de Pression :

La pression **P** est le rapport d'une force **F** appliqué par une surface **S**.

$$P = \frac{F}{S}$$

Dans le S.I

P : Pression en **Pa** ;

F : Force en **N** ;

S : Surface en **m²**.

En mécanique des fluides on utilise le **Pascal (Pa)** à la place de (**N/m²**). **1 Pa = 1 N/m²**

Le Pascal est une quantité très faible, alors dans la pratique, on utilise souvent le **bar**.

$$\mathbf{1bar = 105 Pa \text{ et } 1bar = 1daN/cm^2.}$$

1.5 Pression atmosphérique :

Est la pression exercée par l'atmosphère à la surface de la terre. Elle dépend de l'altitude et des conditions climatiques.

Au niveau de la mer cette pression est équivalente à celle exercée par une colonne d'environ **760mm de mercure** elle varie tous les jours légèrement,

760mm de mercure = 1 bar.

1.6 Masse volumique :

$$\rho = \frac{m}{v}$$

Où :

ρ : Masse volumique en (kg/m^3),

m : mass en (kg),

V : volume en (m^3).

1.7 Poids volumique :

$$\bar{\omega} = \frac{mg}{V} = \rho g$$

Où :

$\bar{\omega}$: Poids volumique en (N/m^3).

m : mass en (kg),

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

V : volume en (m^3).

1.8 Densité :

$$d = \frac{\rho}{\rho_{ref}}$$

Où :

d : grandeur sans unité

ρ : masse volumique du fluide.

ρ_{ref} : masse volumique d'un fluide de référence.

Dans le cas des liquides, On prendra l'eau comme fluide de référence. Dans le cas des gaz on prendra l'air comme fluide de référence.

1.9 Viscosité :

C'est une grandeur qui caractérise les frottements internes du fluide, autrement dit sa capacité à s'écouler. Les fluides de grande viscosité résistent à l'écoulement et les fluides de faible viscosité s'écoulent facilement.

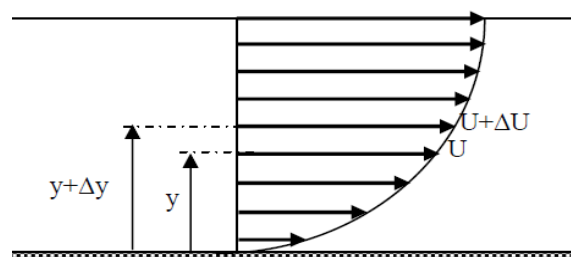


Figure 13: Profil de vitesse

Sous l'effet des forces d'interaction entre les particules de fluide et des forces d'interaction entre les particules de fluide et celles de la paroi, chaque particule de fluide ne s'écoule pas à la même vitesse. On dit qu'il existe un profil de vitesse (figure I.1). Considérons deux couches de fluide adjacentes distantes de Δy , la force de frottement F qui s'exerce à la surface de séparation de ces deux couches s'oppose au glissement d'une couche sur l'autre. Elle est proportionnelle à la différence de vitesse des couches soit ΔU , à leur surface S et inversement proportionnelle à Δy :

Le facteur de proportionnalité μ est le coefficient de **viscosité dynamique** du fluide.

$$F = \mu S \frac{\Delta u}{\Delta y} \Rightarrow \tau = \frac{F}{S} = \mu \frac{\Delta u}{\Delta y}$$

Où :

F : Force de frottement entre les couches en (N),

T : contrainte de cisaillement (N/m²),

μ : Viscosité dynamique en (kg/m.s),

S : surface de contact entre deux couches en (m²),

ΔU : Ecart de vitesse entre deux couches en (m/s),

Δy : Distance entre deux couches en (m).

Dans le système international (SI), l'unité de la viscosité dynamique est le Pascal seconde (Pa.s) ou Poiseuille (Pl) : **1 Pa.s = 1 Pl = 1 kg/m.s**

1.10 Viscosité cinématique :

Elle représente le rapport entre la viscosité dynamique et la masse volumique d'un fluide :

L'unité de la viscosité cinématique est le (m²/s). On utilise souvent le **Stokes (St)**, ou le

Centistokes (cSt).

$$1 \text{ St} = 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$1 \text{ cSt} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

1.11 Influence de Température :

La viscosité dépend de la température. Lorsque la température augmente la viscosité cinématique des liquides diminue et celle de gaz augmente.

1.12 Rugosité :

Le profil des vitesses et la perte de charge dépendent fortement de la rugosité des parois pour une conduite de diamètre « D », on définit **une rugosité relative** par le quotient $\frac{\varepsilon}{D}$,

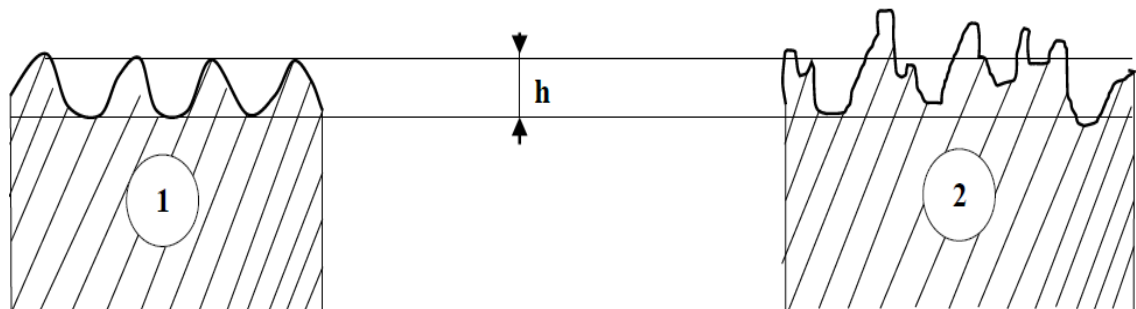


Figure 14 : Rugosité homogène et hétérogène

1- Rugosité homogène Rugosité hétérogène

2 Ecoulement permanent, ligne de courant, tube de courant :

- L'écoulement d'un fluide est dit permanent si la vitesse des particules fluides est constante dans le temps. Notons cependant que cela ne veut pas dire que le champ des vectrices vitesses est uniforme dans l'espace. La ligne de courant (L.C.) est une courbe partout tangente aux vecteurs des vitesses des points de cette ligne. Pour un

écoulement permanent, une ligne de courant est une courbe invariante dans le repère R, elle correspond aux trajectoires des particules qui la constituent.

- On définit un courant par l'ensemble des L.C. s'appuyant sur un contour fermé.

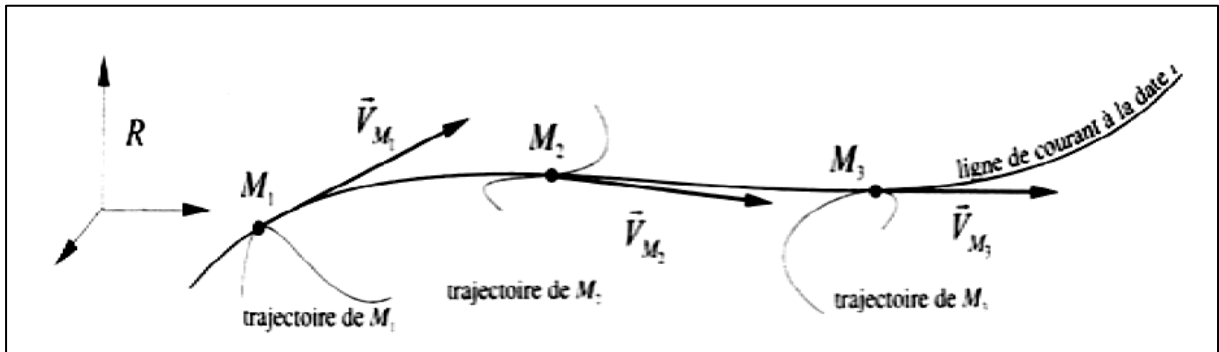


Figure 15: Ecoulement non permanent

3 Notion de débit :

3.1 Débit massique :

On appelle débit massique la quantité $Q_m = \rho S \mathbf{V} = \frac{dm}{dt}$ représentant la masse de fluide traversant la section S de la veine fluide par unité de temps.

$$Q_m = \frac{m}{t}$$

Avec : Q_m : débit massique en kg/s ; m : masse en kg ; t : temps en s

3.2 Débit volumique :

On appelle débit volumique Q_v le volume de fluide traversant une section S par unité de temps soit :

$$Q_v = \frac{v}{t}$$

Avec : Q_v : débit volumique en m^3/s ; v : volume en m^3 ; t : temps en s

Ou bien :

$$Q_v = S \cdot V$$

Avec :

D : diamètre intérieur de tube en m ;

S : section intérieure de tube en m^2 ;

V : vitesse d'écoulement dans le tube en m/s .

$$S = \frac{\pi D^2}{4}$$

3.3 La relation entre le débit volumique et massique :

A partir des relations précédentes on peut déduire facilement la relation entre le débit volumique et massique :

$$Q_m = \rho \times Q_v$$

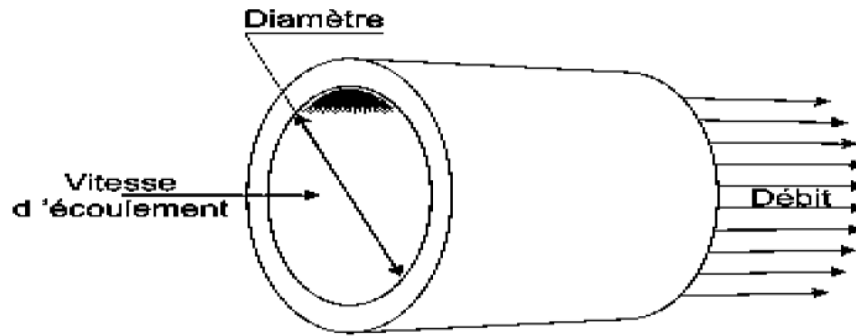


Figure 16: Diamètre intérieur et Débit

4 Equation de continuité :

Considérons un tube de courant (ou un tuyau) parcouru, en régime permanent, par un Liquide. L'expression du principe de conservation de la masse se traduit par l'égalité de la masse de fluide entrant par S_1 entre les instants t et $t + dt$ avec la masse de fluide sortant par S_2 pendant cette même durée, c'est à dire :

$$dm_1 = dm_2 \Rightarrow \rho_1 S_1 dl_1 = \rho_2 S_2 dl_2$$

Où :

ρ_1 : La masse volumique du fluide à l'entrée.

ρ_2 : La masse volumique du fluide à la sortie.

Divisons les deux termes par dt non nul :

$$\rho_1 S_1 \frac{dl_1}{dt} = \rho_2 S_2 \frac{dl_2}{dt} \quad \text{avec} \quad \frac{dl_1}{dt} = V_1 \quad \text{et} \quad \frac{dl_2}{dt} = V_2$$

L'expression générale du principe de conservation de la masse est : $\rho_1 S_1 V_1 = \rho_2 S_2 V_2$, puisque le fluide est incompressible : $\rho_1 = \rho_2 = \rho$. On peut simplifier et aboutir à l'équation de continuité suivante : $S_1 \cdot V_1 = S_2 \cdot V_2$

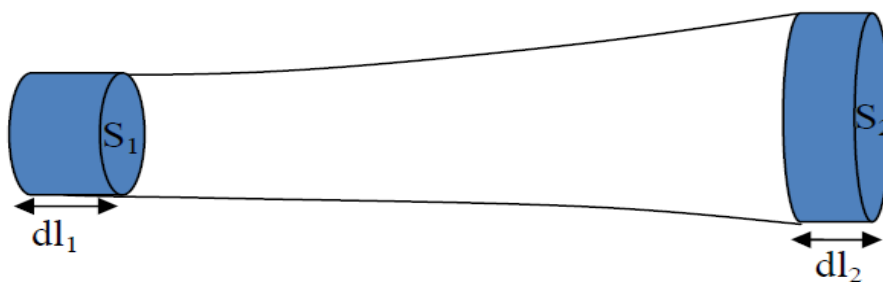


Figure 17: Tube de courant

5 Equation de Bernoulli :

Considérons une masse de fluide représentée dans la figure ci-dessous, Le volume de cette masse est $dA \cdot ds$.

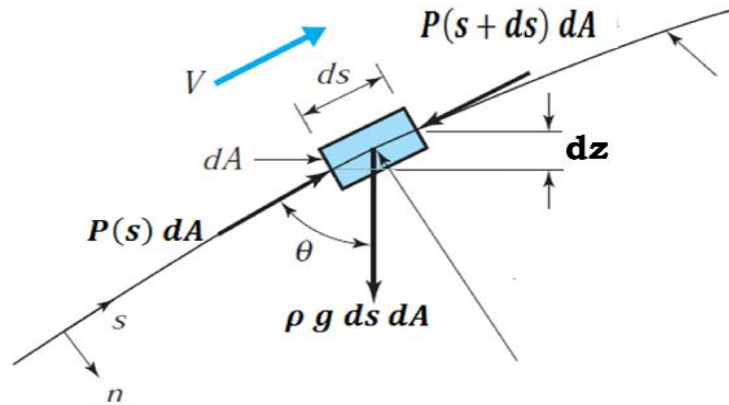


Figure 18: Système de force sur un élément de fluide

La relation fondamentale de la dynamique (ou la 2ieme loi de newton) suivant la direction s s'écrit :

$$\sum \vec{F}_s = dm \cdot \vec{a}_s \Rightarrow P(S)dA - P(s + ds)dA - \rho g ds dA \cos\theta = \rho ds dA \frac{dV}{dt}$$

On a :

$$\cos\theta = \frac{dZ}{dS}$$

Alors :

$$P(S)dA - P(s + ds)dA - \rho g ds dA \frac{dZ}{dS} = \rho ds dA \frac{dV}{dt}$$

Devisée cette équation par $ds dA$:

$$\frac{P(S) - P(s + ds)}{dS} - \rho g \frac{dZ}{dS} = \rho \frac{dV}{dt} \Rightarrow -\frac{dP}{dS} - \rho g \frac{dZ}{dS} = \rho \frac{dV}{dt}$$

Multipliée cette équation par ds :

$$-dP - \rho g dZ = \rho dS \frac{dV}{dt}$$

On pose :

$$V = \frac{dS}{dt}$$

On trouve :

$$dP + \rho V dV + \rho g dZ = 0 \Rightarrow dP + \rho d \frac{V^2}{2} + \rho g dZ = 0$$

Devisée la dernière équation par ρg , on trouve :

$$\frac{dP}{\rho g} + d \frac{V^2}{2g} + dZ = 0$$

Donc :

$$d \left(\frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + Z \right) = 0 \Rightarrow \frac{P}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + Z = cte = H(\text{unité} = m)$$

C'est l'équation de Bernoulli pour un fluide parfait incompressible soumis à la seule action de la gravite en mouvement permanent. La constante H a une dimension d'une hauteur, elle représente la charge totale de l'écoulement (ou l'Energie de l'écoulement). La hauteur H est composée de :

$\frac{P}{\rho g}$: Hauteur due à la pression ;
 $\frac{v^2}{2g}$: Hauteur dynamique ;
 Z : Cote.

Entre deux points d'une même ligne de courant, la relation de Bernoulli s'écrit :

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

L'équation de Bernoulli peut s'écrire sous une autre forme :

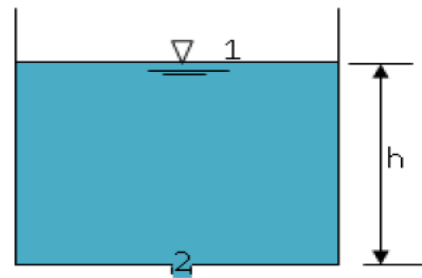
$$P_1 + \rho \frac{V_1^2}{2} + \rho g Z_1 = P_2 + \rho \frac{V_2^2}{2} + \rho g Z_2 \quad (\text{unité Pa})$$

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + g Z_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + g Z_2 \quad (\text{unité j/kg})$$

6 Applications du théorème de Bernoulli :

6.1 Vidange d'un réservoir (théorème de

Figure 19: Vidange d'un réservoir



Torricelli) :

Une des applications les plus simples du théorème de Bernoulli est celle conduisant à la vitesse de vidange d'un réservoir à surface libre par un orifice de section très petite devant celle du réservoir.

Appliquons l'équation de Bernoulli entre 1 et 2 :

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

On a :

$$P_1 = P_2 = P_{\text{atm}}$$

$$Z_1 - Z_2 = h$$

Le réservoir étant grand, la vitesse de descente du niveau de la surface libre peut être considérée comme négligeable devant celle du fluide s'écoulant dans le jet : $V_1 \ll V_2$
D'où la **formule de Torricelli** reliant la vitesse de sortie à la hauteur h de liquide au-dessus de l'orifice :

$$V_2 = \sqrt{2gh}$$

6.2 Tube de Venturi :

Le tube de Venturi a pour but de mesurer le débit à partir de la détermination de la différence de pression. Ce dispositif consiste à faire passer un écoulement par une contraction pour qu'il y ait une diminution de pression.

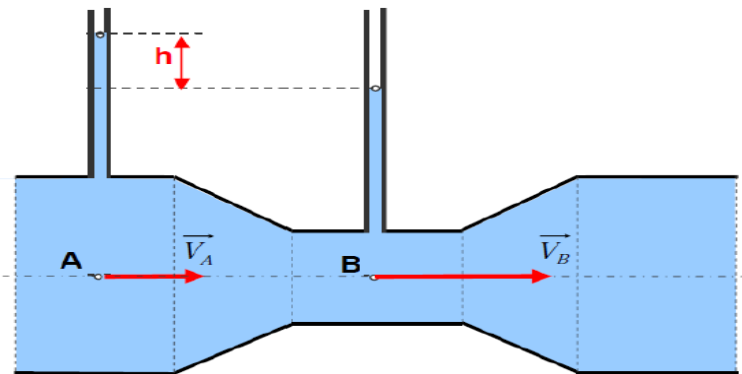


Figure 20: Tube de Venturi

L'équation de Bernoulli entre A et B est :

$$\frac{P_A}{\rho g} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_B}{\rho g} + \frac{V_B^2}{2g} + Z_B$$

On a :

$Z_A = Z_B$ (même niveau)

$V_A S_A = V_B S_B$ (équation de continuité)

L'équation hydrostatique entre A et B : $P_A - P_B = \rho g H$

En combinant ces équations, on obtient l'équation de la vitesse à la section d'étranglement :

$$V_B = \sqrt{\frac{2gh}{\left[1 - \left(\frac{S_B}{S_A}\right)^2\right]}}$$

Et le débit serait :

$$Q = V_B S_B$$

Ce débit est considéré comme un débit théorique, car le fluide est supposé parfait. Le Débit réel est obtenu en multipliant le débit théorique par un coefficient correcteur qui prend en considération la perte d'énergie dans la venturi, ce coefficient est appelé Coefficient de débit Cd.

$$Q = C_d \cdot V_B \cdot S_B$$

6.3 Tube de Pitot :

Un tube de Pitot, souvent simplement appelé 'Pitot' est l'appareil le plus couramment utilisé pour faire des mesures de vitesse dans divers écoulements. L'appareil est nommé en l'honneur de son inventeur, Henri de Pitot qui testa l'appareil dans la Seine pour la première fois en août 1732.

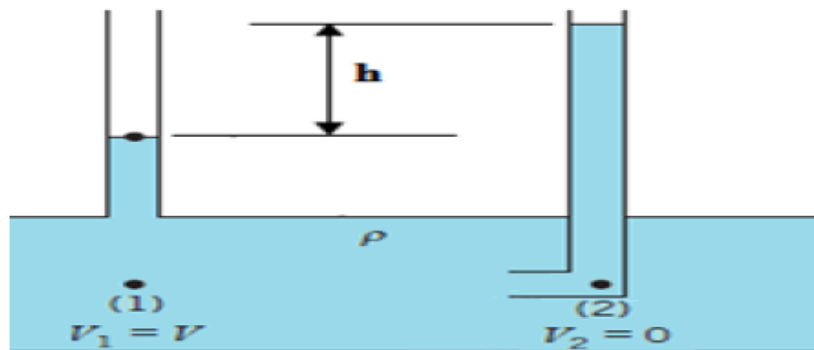


Figure 21: Tube de Pitot

Le principe est basé sur la mesure de la pression statique et de la pression dynamique en un point d'un écoulement.

L'équation de Bernoulli entre 1 et 2 s'écrit :

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

On a :

$Z_1 = Z_2$ (même niveau)

$V_2 = 0$ (point 2 est un point d'arrêt c.-à-d. est un obstacle)

L'équation hydrostatique donne : $P_1 - P_2 = \rho g h$

D'où l'expression de la vitesse du fluide dans la canalisation :

$$V_1 = \sqrt{2gh}$$

6.4 Théorème d'Euler :

La connaissance des forces exercées par les fluides en mouvement est d'une importance considérable dans l'analyse et la conception d'objets tel que les pompes, les turbines, les avions ...etc. L'équation d'énergie n'est pas suffisante pour résoudre la plupart de ces problèmes. Le théorème d'Euler résulte de l'application du théorème de quantité de mouvement à l'écoulement d'un fluide :

$$\sum F_{e_x} = \frac{d(dm)\vec{V}}{dt} = d_m \frac{d\vec{V}}{dt}$$

Ou dm est la masse du fluide contenu dans l'enveloppe limitée par S_1 et S_2 , on sait que le débit massique égale à : $Q_m = \frac{dm}{dt}$

Donc, le théorème d'Euler s'écrit : $\sum F_{e_x} = Q_m d\vec{v} = Q_m(\vec{V}_2 - \vec{V}_1) = \rho Q(\vec{V}_2 - \vec{V}_1)$

Où :

V_1 Est la vitesse du fluide qui entre en s_1

V_2 Est la vitesse du fluide qui entre en s_2

6.5 Enoncé :

La résultante ($\sum F_{ext}$) des actions mécaniques extérieures exercées sur un fluide isolé (Contenu dans l'enveloppe limitée par S_1 et S_2) est égale à la variation de la quantité du mouvement qui entre en S_1 à une vitesse V_1 et sort par S_2 à une vitesse V_2 :

$$\sum F_{e_x} = \rho Q(\vec{V}_2 - \vec{V}_1)$$

***Partie B : Dynamique des fluides incompressibles
réels :***

Introduction :

L'écoulement d'un **fluide réel** est plus complexe que celui d'un fluide idéal. En effet, il existe des forces de frottement, dues à la viscosité du fluide, qui s'exercent entre les particules de fluide et les parois, ainsi qu'entre les particules elles-mêmes. Pour résoudre un problème d'écoulement d'un fluide réel, on fait appel à des résultats expérimentaux, en particulier ceux de l'ingénieur et physicien britannique **Osborne Reynolds**.

1 Fluide réel :

Un fluide est dit réel si, pendant son mouvement, les forces de contact ne sont pas perpendiculaires aux éléments de surface sur lesquelles elles s'exercent (elles possèdent donc des composantes tangentielles qui s'opposent au glissement des couches fluides les unes sur les autres). Cette résistance est caractérisée par la viscosité.

2 Régimes d'écoulement :

2.1 Nombre de Reynolds :

Le nombre de Reynolds est un nombre sans dimension. Il a été mis en évidence en 1883 par Osborne Reynolds. La nature de régime d'écoulement d'un fluide est déterminée ou moyen de nombre de Reynolds

On le définit de la manière suivante :

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{\rho VD}{\mu}$$

Où :

D : Diamètre intérieur de la conduite en (**m**) ;

V : Vitesse moyenne d'écoulement en (**m/s**) ;

ρ : Masse volumique du fluide en (**kg/m³**) ;

μ : Viscosité dynamique en (**Pa. s**) ;

ν : Viscosité cinématique en (**m²/s**)

3 Types des régimes d'écoulement

Le régime d'écoulement d'un fluide caractérise la manière dont ce fluide circule

On distingue :

3.1.1 Le régime laminaire (Re<2200)

Dans lequel l'écoulement s'effectue par filets de fluide parallèle, qui glissent les uns sur les autres, sans se mélanger. Les forces due à la viscosité sont prépondérantes et évitent la formation de remous ou de tourbillons. L'état de surface du conduit n'intervient pas dans ce type d'écoulement.

3.1.2 Le régime turbulent (Si Re>3200)

dans lequel l'écoulement est désordonné et les tourbillons mélangent énergétiquement les particules de fluide. L'état de surface du conduit n'est plus sans influence.

✓ Régime parfaitement **lisse** si **3200<Re<10⁵**

✓ Régime parfaitement **rugueux** si **Re>10⁵**

3.1.3 Le régime de transition (2200<Re<3200)

qi se situe entre les deux précédentes, et dans lequel le type d'écoulement est instable

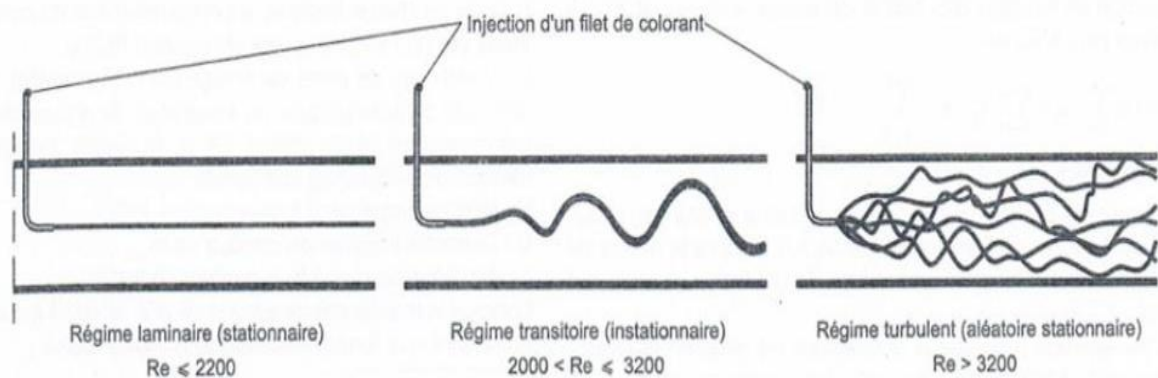


Figure 22: Types des régimes d'écoulement

4 Théorème de BERNOULLI pour fluides réels :

Lorsque l'on est en présence de frottements, le théorème de Bernoulli ne s'applique plus et la charge n'est plus constante. On parle alors de **perte de charge**.

Pour les fluides incompressibles, on utilise alors le théorème de Bernoulli généralisé, qui s'écrit :

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + \Delta H_{1,2}$$

$\Delta H_{1,2}$: Dissipation d'énergie (exprimée en mètres) ou perte de charge [m]

Dans le cas d'un fluide incompressible, si la section du tuyau est constante, alors la vitesse est également constante. L'altitude z étant imposée par l'installation de la canalisation, on voit que la perte de charge se traduit par une diminution de pression.

Une relation plus générale s'écrira :

$$P_1 + \rho \frac{V_1^2}{2} + \rho g Z_1 = P_2 + \rho \frac{V_2^2}{2} + \rho g Z_2 + \Delta P_{2,1}$$

Où :

$$\Delta P_{2,1} = \rho g \Delta H_{1,2}$$

5 Perte de charge :

Les pertes de charge sont des chutes de pression dues à la résistance que rencontrent les fluides en écoulement : les actions de cisaillement occasionnent en effet des pertes énergétiques.

- Les pertes de charges linéaires ou régulières
- Les pertes de charges singulières.

5.1 Perte de charges linéaires :

Les **pertes de charge linéaires** sont générées par le frottement du fluide sur la paroi interne de la conduite, appelle également perte de charges **régulières** ou **systématiques**.

La valeur de ces pertes dépende donc des paramètres de conduite :

L ⇒ Longueur ; **D** ⇒ Diamètre **V** ⇒ Vitesse moyenne de fluide

Ces pertes de charge sont proportionnelles à l'énergie cinétique du fluide (équation de **Darcy Weisbach**) :

$$\Delta H_L = \lambda \frac{L}{D_h} \cdot \frac{v^2}{2g} = J_L = j \cdot L$$

$$j = \lambda \frac{1}{D_h} \frac{v^2}{2g}$$

$$D_h = \frac{4S}{P_m}$$

λ : Coefficient de perte de charge linéaire (son unité).

L : Longueur de tuyauterie (**m**).

V : Vitesse moyenne d'écoulement du fluide dans la tuyauterie (**m/s**).

g : Accélération de la pesanteur (**m/s²**)

D_h : Diamètre hydraulique (**m**).

S : Section de tuyauterie (section de passage) en (**m²**)

P_m : Périmètre mouillé (**m**).

j : perte de charge **linéique**.

En utilisant les unités données ci-dessus, la perte de charge est une hauteur, le plus souvent transformée en hauteur d'eau équivalente. En multipliant cette hauteur par la masse volumique du fluide **ρ** (en **kg/m³**) et par, on obtient la pression équivalente (en **Pa** ou **N/m²**). D'où la formule générale :

$$\rho g \Delta H = \Delta P_l = \lambda \frac{L}{D_h} \frac{\rho v^2}{2} = J_L$$

5.2 La relation entre les Pertes de charge et le régime d'écoulement :

5.2.1 Régime laminaire :

Profil de vitesse :

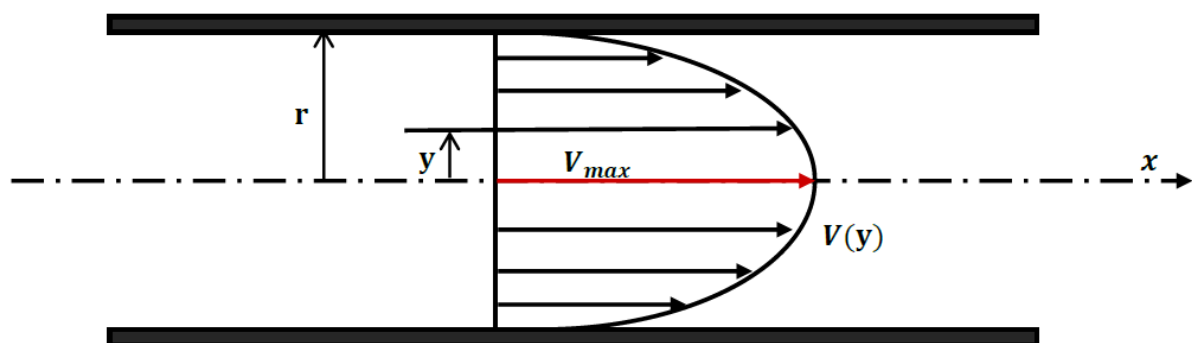


Figure 23: Profil de vitesse en écoulement laminaire

Comme le montre la (Figure) la vitesse d'écoulement réel n'est pas uniforme dans une même section.

En effet, on conçoit aisément que les couches voisines de la paroi soient plus influencées par l'action retardatrice du frottement que les filets circulant dans l'axe de la tuyauterie.

La vitesse maximale est située sur l'axe et devient nulle sur la paroi du conduit.
 La vitesse à la distance y de l'axe est donnée, en fonction de la vitesse moyenne, par la formule :

$$V_y = V_{max} \left[1 - \left(\frac{y}{r} \right)^2 \right] \quad \text{Avec } V_{max} = 2 \cdot V_{moy}$$

5.2.2 2- Régime turbulent :

Profil de vitesse :

Les expériences réalisées par **Von Karman** ont montré qu'il existe à la périphérie de la veine fluide, une couche étroite dans laquelle les vitesses sont plus faibles et où l'écoulement est laminaire. Ces vitesses augmentent proportionnellement à la distance de la paroi (figure).

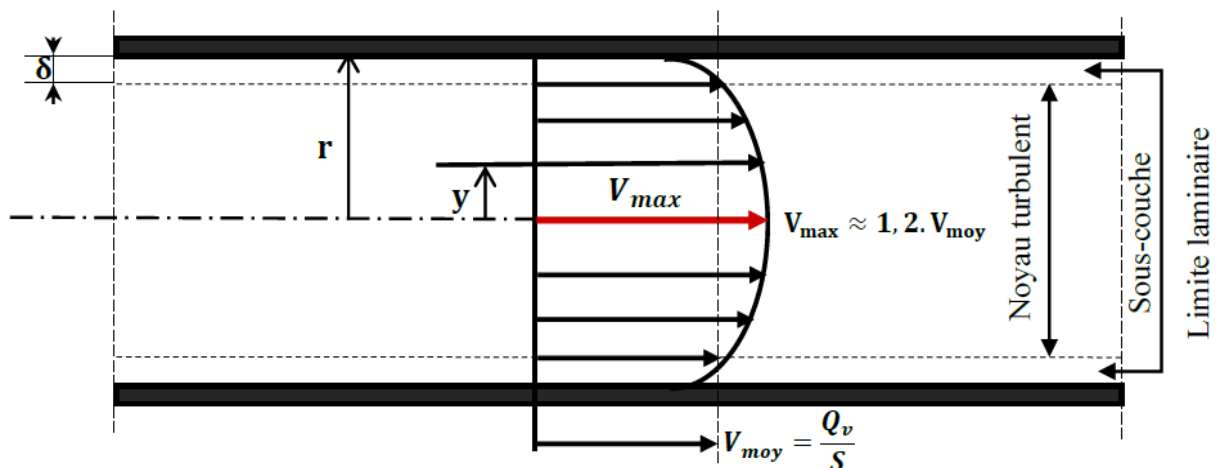


Figure 24: Profil général des vitesses en régime turbulent

D'après la théorie de Von Karman, l'épaisseur d de la sous couche laminaire est donnée Par l'expression :

$$\delta = \frac{32,5 \cdot D}{Re \cdot \sqrt{\lambda}}$$

La formule de **Von Karman** montre que plus Re est élevé, plus la sous-couche laminaire est fin et par conséquent, plus le noyau turbulent devient grand.

5.3 Coefficient de perte de charge linéaire λ :

Le coefficient de perte de charge linéaire λ dépend de la rugosité du tube, Viscosité du fluide et La vitesse de fluide.

5.3.1 1- Coefficient de perte de charge λ en régime laminaire :

En régime laminaire (ou régime de poiseuille), le coefficient de perte de charge λ est déterminé à partir des équations fondamentales de la mécanique des fluides : **Formule de poiseuille**

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

Cette relation montre qu'est λ uniquement en fonction de nombre de Reynold **Re**.

Coefficient de frottement « Coefficient de Darcy » :

$$c_f = \frac{16}{R_e}$$

5.3.2 2- Coefficient de perte de charge λ en régime turbulent :

Nous allons indiquer successivement les diverses formules qui ont permis de déterminer le coefficient de perte de charge λ :

5.3.2.1 A- Les formules de λ en fonction de nombre de Reynolds Re :

La formule de **Blasius** :

$$\lambda = 0,316 \cdot R_e^{-0,25} \quad R_e < 10^5$$

La Formule de **Nikuradse** :

$$\lambda = 3,2 \cdot 10^{-3} + 0,221 \cdot R_e^{-0,237} \quad 10^5 < R_e < 10^7$$

La formule de **Blench** :

$$\lambda = 0,79 \sqrt{\frac{\varepsilon}{D}} \quad R_e > 10^5$$

5.3.2.2 B- Formules de λ en fonction de Re , D et ε :

A la suite des travaux d'Osborne Reynolds, les expérimentateurs se sont engagés dans une voie plus précise en recherchant la variation de λ en fonction de nombre de Reynolds Re et de la rugosité absolue ε .

Rappelons aussi les expériences de Von Karman définissant l'épaisseur de la sous-couche laminaire δ . **Figure**

Deux régimes d'écoulement dépendent en effet de la comparaison des deux paramètres δ et ε

- Le régime parfaitement lisse.
- Le régime parfaitement rugueux.

5.3.2.3 Formule implicite :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,71 \cdot D} + \frac{2,51}{R_e \cdot \sqrt{\lambda}} \right)$$

Proposé en 1939, la formule universelle de **Colebrook-White** est applicable à un fluide quelconque et aux conduites industrielles, dont la rugosité est hétérogène. Actuellement cette formule implicite est considérée comme étant celle qui traduit le mieux les phénomènes d'écoulement en régime turbulent dans les conduites industriels.

5.4 Détermination du coefficient de pertes linéaires :

Plusieurs méthodes existent pour définir le coefficient de perte de charge. Une des plus connues est le diagramme de Moody qui est un abaque permettant de déterminer le coefficient de perte de charge à partir du nombre de Reynolds et de la rugosité de la conduite figure.

5.4.1 Diagramme de Moody :

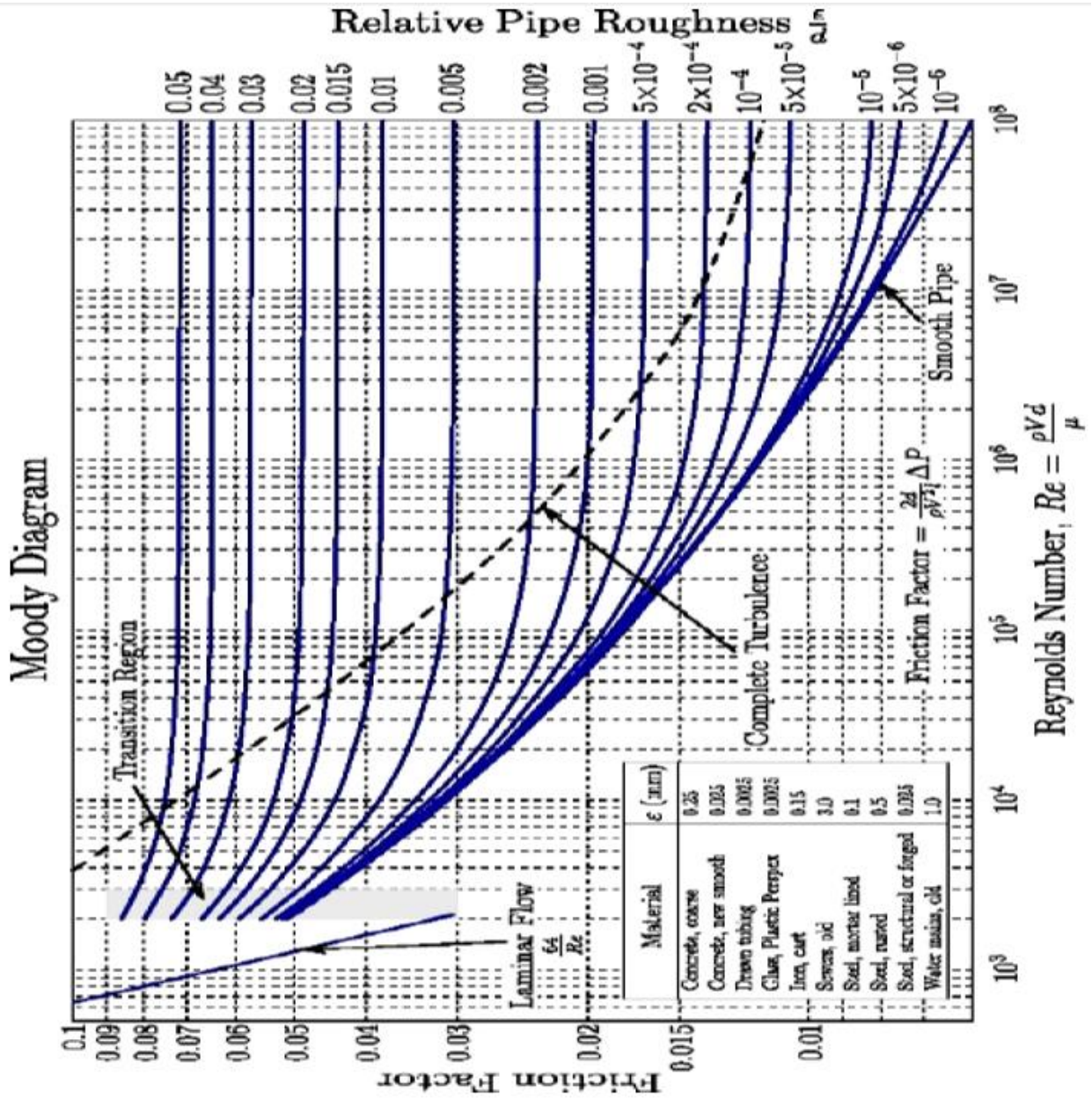


Figure 25: Diagramme de Moody

Il est également possible de calculer directement ce paramètre à partir des corrélations qui sont à la base du diagramme du Moody. Pour un écoulement turbulent dans un tube circulaire, $Re > 3200$ il existe un grand nombre de corrélations, certaines simples mais imprécises, d'autres plus lourdes mais plus proches de la réalité (voir tableau 2).

5.4.2 Tableau de corrélations :

Tableau de corrélations représente l'auteur, l'année, plage de validité suivant le nombre de Reynolds et la rugosité relative :

Auteurs	Année	Région de validation suivant le Reynolds et la rugosité relative	Corrélations
Colebrook-White Formule Implicite	1939	Valable pour le régime turbulent lisse et rugueux	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon / D)}{3,71} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right]$
Lehmann Formule Implicite		Régime transitoire (ε / D) > 0,0005	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -1,94 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon / D)^{1,03}}{3,71} + \frac{(4,26)^{1,1}}{Re \sqrt{\lambda}} \right]$
Nikuradse (Formule Implicite et explicite)	1933	Régime turbulent lisse $\varepsilon < \frac{\delta}{3}$ $\delta = \frac{32,5}{Re \sqrt{\lambda}}$ Soit pour : $Re > 10,83 \frac{D}{\varepsilon \sqrt{\lambda}}$	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10}(Re \sqrt{\lambda}) - 0,8$
		Régime turbulent rugueux $\varepsilon > 6 \cdot \delta$ ou pour : $Re > 1 \frac{D}{\varepsilon \sqrt{\lambda}}$	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,133 - 2 \log_{10}(\varepsilon / D)$ $\lambda = \left(1 / (1,133 - 2 \log_{10}(\varepsilon / D)) \right)^2$
Altshul	1952		$\lambda = 0,11 \left[\frac{68}{Re} + (\varepsilon / D) \right]^{0,25}$
Wood	1966	$Re > 10^4$ $10^{-5} < \varepsilon / D < 0,04$	$\lambda = a + b R_e^{-c}$ $a = 0,53 \left(\frac{\varepsilon}{D} \right) + 0,094 \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)^{0,225}$ $b = 88 \cdot \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)^{0,44}$ $c = 1,62 \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)^{0,134}$

Churchill	1973	Juste pour le régime turbulent	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon / D)}{3,71} + \left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} \right]$
-----------	------	--------------------------------	---

Auteurs	Année	Région de validation suivant le Reynolds et la rugosité relative	Corrélations
Eck	1973		$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon / D)}{3,7} + \frac{15}{Re} \right]$
Jain	1976		$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon / D)}{3,715} + \left(\frac{6,943}{Re} \right)^{0,9} \right]$
Swamee-Jain	1976	Régime turbulent lisse $4 \cdot 10^{-5} < (\varepsilon / D) < 0,05$	Avec : $\lambda = \frac{0,25}{A^2}$ $A = \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon / D)}{3,71} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right]$
Churchill	1977	Quelle que soit la valeur de Reynolds Utiliser la formule de Churchill	Avec : $\lambda = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/2}} \right]^5$ $A = \left[2,457 \ln \frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27(\varepsilon / D)} \right]^{16}$

			$B = \left(\frac{37530}{R_e}\right)^{16}$
Chen Ning Hsing	1979	Valable pour toutes les plages de Reynolds	$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon / D)}{3,7065} - \frac{5,0452A}{R_e} \right]$ $A = \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon / D)^{1,1098}}{2,8257} + \frac{5,8506}{R_e^{0,8981}} \right]$
Round Shacham	1980 1980	$4000 < Re < 4.10^8$	$\lambda = [-1,8 \log_{10}(0,135(\varepsilon/D) + 6,5/R_e)]^{-2}$ $\lambda = [-2 \log_{10} \left(\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} - \frac{5,02}{R_e} \log_{10} \left(\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} - \frac{14,5}{R_e} \right) \right)]^{-2}$
Barr	1981		$\lambda = \frac{0,25}{\left[\log_{10} \left(\frac{(\varepsilon/D)}{3,71} + \frac{5,1286}{R_e^{0,89}} \right) \right]^2}$
Zigrang et Sylvester	1981		$\lambda = \frac{0,25}{\left[-2 \cdot \log_{10} \left(\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} - \frac{5,02 \cdot B}{R_e} \right) \right]^2}$ $A = \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{13}{R_e} \right]$ $B = \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{5,02A}{R_e} \right]$
Haaland	1983	Régime turbulent lisse	$\lambda = -1,8 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)^{1,11}}{3,7} + \frac{6,7}{R_e} \right]$
Serghides	1984		$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = A - \frac{(\beta-A)^2}{C-2B+A}$

			$\lambda = \frac{1}{\left[A - \frac{(B - A)^2}{C - 2B + A} \right]^2}$ $A = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{12}{R_e} \right]$ $B = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{2,51A}{R_e} \right]$ $C = -2 \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} + \frac{2,51B}{R_e} \right]$
Tsal	1989	$4.10^3 < Re < 4.10^8$ $0 < \varepsilon < 0,05$	$\lambda = C \text{ si } c \geq 0,018$ $\lambda = 0.0028 + 0.85C \text{ si } c < 0,018$ Avec : $C = 0,11 \left(\frac{68}{R_e} + \varepsilon/D \right)^{0,23}$
Mandilli	1997	$4.10^3 < Re < 4.10^8$ $0 < \varepsilon < 0,05$	$\lambda = \left[-2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,70} + \frac{95}{R_e^{0,983}} - \frac{96,86}{R_e} \right) \right]^{-2}$
Achour et Al	2002	$Re > 10^4$ $0 < \varepsilon < 0,05$	$\lambda = \left[-2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon}{3,70} + \frac{4,5}{R_e} \log_{10} \left(\frac{R_e}{6,97} \right) \right) \right]^{-2}$
Monzon-Romeo-Royo	2002	Valable pour toutes les plages de Reynolds	$\lambda = \frac{0,25}{\left[-2. \log_{10} \left(\frac{(\varepsilon/D)}{3,7065} - \frac{5,0272.B}{R_e} \right) \right]^2}$ $A = \log_{10} \left[\left(\frac{(\varepsilon/D)}{3,7} \right)^{0,992} + \left(\frac{5,0452}{208,815 + R_e} \right)^{0,9343} \right]$

			$B = \log_{10} \left[\frac{(\varepsilon/D)}{3,827} + \frac{4,567A}{Re} \right]$
Goudar-Sonnad	2006		$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 0,8686 \ln \frac{0,4587R_e}{(c - 0,31)^{c+1}}$ <p>Avec :</p> $c = 0.124R_e(\varepsilon/D) + \ln 0,4587R_e$
Buzzelli	2008		$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = A - \left[\frac{A + 2 \log(B / R_e)}{1 + [2,18 / B]} \right]$ $A = \frac{(0,744 \ln(R_e) - 1,41)}{(1 + 1,32\sqrt{\varepsilon/D})}$ $B = \frac{R_e}{3,7} (\varepsilon / D) + 2,51A$
Goudar-Sonnad	2008	$4 \cdot 10^3 < Re < 10^8$ $10^{-6} < \varepsilon < 10^{-2}$	$\lambda = \frac{1}{\left(a \left[\ln \left(\frac{d}{q} \right) + \delta_{CFA} \right] \right)^2}$ $a = \frac{2}{\ln(10)}$ $b = \frac{(\varepsilon/D)}{3,7}$ $d = \frac{\ln(10)}{5,02} R_e$ $S = bd + \ln(d)$ $q = S^{(5/S+1)}$ $g = bd + \ln(d / q)$ $z = \frac{q}{g}$ $\delta_{LA} = \frac{g}{g+1} z$

			$\delta_{CFA} = \delta_{LA} \left(1 + \frac{Z/2}{(g+1)^2 + \left(\frac{Z}{3}\right) + (2g-1)} \right)$
Avci et Karagoz	2009		$\lambda = \frac{64}{\left[\ln(R_e) - \ln \left(1 + 0,01R_e \varepsilon / d (1 + 10 \sqrt{\frac{\varepsilon}{D}}) \right) \right]^{24}}$
Fang	2011	$4.10^3 < Re < 10^8$ $0 < \varepsilon < 0,05$	$\lambda = 1,613 \left[\ln \left(0,0234 \left(\frac{\varepsilon}{D} \right)^{1,1007} - \frac{60,525}{R_e^{1,1105}} + \frac{56,291}{R_e^{1,0712}} \right)^2 \right]$
Ghnbari-Farshad-Rieke's	2011	$2100 < Re < 10^8$ $0 < \varepsilon/D < 0,05$	$\lambda = \left[-1,52 \log_{10} \left(\left(\frac{\varepsilon/D}{7,21} \right)^{1,042} - \left(\frac{2,37}{R_e} \right)^{0,1952} \right) \right]^{-2,169}$

Tableau 1 : Tableau des corrélations

5.5 Pertes de charges singulières :

Les pertes de charge singulières sont essentiellement dues aux accidents de canalisation, c'est à-dire toute **modification géométrique** de la conduite. On peut y compter les changements de direction (**coudes, raccords en T**), les **variations de section**, les **vannes** ou **robinets**, les **appareils de mesure**, etc... La perte de charge singulière d'un accident peut se déterminer par calcul ou à l'aide de tables (abaques) où une construction graphique à partir de grandeurs simples donnera un résultat.

















Les pertes de charge s'additionnent en fonction du nombre de ces accidents

La perte de charge singulière peut être déterminée par l'une des deux relations suivantes :

$$j_s = \left(\sum_{i=1}^n \xi_i \right) \frac{V_m^2}{2g} = \Delta H_s(m)$$

$$j_s = \left(\sum_{i=1}^n \xi_i \right) \frac{V_m^2}{2g} \rho = \Delta P_s(Pa)$$

ξ : Coefficient de perte de charge singulière (son démentions), dépendant de la forme de la singularité ; là aussi les valeurs sont tabulées :

		Diamètre du tube acier inox, cuivre ou plastique				
		8 + 16 mm	18 + 28 mm	30 + 54 mm	> 54 mm	
		Diamètre du tube acier				
		3/8" + 1/2"	3/4" + 1"	1 1/4" + 2"	> 2"	
Type de résistance singulière		Symbole				
Coude serré à 90°	<i>r/d = 1,5</i>		2,0	1,5	1,0	0,8
Coude normal à 90°	<i>r/d = 2,5</i>		1,5	1,0	0,5	0,4
Coude large à 90°	<i>r/d > 3,5</i>		1,0	0,5	0,3	0,3
Coude serré en U	<i>r/d = 1,5</i>		2,5	2,0	1,5	1,0
Coude normal en U	<i>r/d = 2,5</i>		2,0	1,5	0,8	0,5
Coude large en U	<i>r/d > 3,5</i>		1,5	0,8	0,4	0,4
Élargissement			1,0			
Restriction			0,5			
Dérivation simple avec T équerre			1,0			
Jonction simple avec T équerre			1,0			
Dérivation double avec T équerre			3,0			
Jonction double avec T équerre			3,0			
Dérivation simple avec angle incliné (45° - 60°)			0,5			
Jonction simple avec angle incliné (45° - 60°)			0,5			
Dérivation avec amorce			2,0			
Jonction avec amorce			2,0			

Coefficient de perte de charge singulière des organes, robinetterie

Tableau 2 : coefficient des pertes de charge singulières

Type de résistance singulière	Symbole	Diamètre du tube acier inox, cuivre ou plastique			
		8 + 16 mm	18 + 28 mm	30 + 54 mm	> 54 mm
		Diamètre du tube acier			
		3/8" + 1/2"	3/4" + 1"	1 1/4" + 2"	> 2"
Vanne d'arrêt droite		10,0	8,0	7,0	6,0
Vanne d'arrêt inclinée		5,0	4,0	3,0	3,0
Vanne à opercule à passage réduit		1,2	1,0	0,8	0,6
Vanne à opercule à passage total		0,2	0,2	0,1	0,1
Vanne à sphère à passage réduit		1,6	1,0	0,8	0,6
Vanne à sphère à passage total		0,2	0,2	0,1	0,1
Vanne papillon		3,5	2,0	1,5	1,0
Clapet anti-retour		3,0	2,0	1,0	1,0
Robinet de radiateur droit		8,5	7,0	6,0	—
Robinet de radiateur équerre		4,0	4,0	3,0	—
Té de réglage		1,5	1,5	1,0	—
Coude de réglage		1,0	1,0	0,5	—
Vanne quatre voies		6,0		4,0	
Vanne trois voies		10,0		8,0	
Passage à travers un radiateur		3,0			
Passage à travers une chaudière au sol		3,0			

Partie B : pompes centrifuges

Généralités :

Une pompe est une machine hydraulique qui serve à déplacer les liquides d'une région de basse pression vers une région à grande pression. La pompe est destinée à élever la charge du liquide pompé.

La charge ou l'énergie est la somme de trois catégories d'énergie :

- ✓ Energie cinétique $v^2/2g$
- ✓ Energie potentiel H ou Z
- ✓ Energie de pression $P/\rho g$

C'est donc un appareil qui génère une différence de pression Δp entre l'entrée et la sortie de la machine. L'énergie requise pour faire fonctionner une pompe dépend :

- ✓ Des propriétés du fluide : la masse volumique ρ , la viscosité dynamique μ
- ✓ Des caractéristiques de l'écoulement : la pression P , la vitesse V , le débit volumique Q_v , la hauteur H .
- ✓ Des caractéristiques de l'installation : la longueur des conduites L , le diamètre D , et la rugosité absolue ϵ .

1 Définition :

Les pompes centrifuges sont les plus utilisées parmi les types de pompes. Parmi toutes les pompes installées dans une usine pétrolière typique, près de 80% sont des pompes centrifuges. Les pompes centrifuges sont largement utilisées en raison de leur simplicité de conception, de leur haut rendement, une large gamme de capacités, de hauteurs et de débits, ainsi qu'une facilité de fonctionnement et d'entretien.

2 Types de pompes centrifuges

Les pompes centrifuges peuvent être classées de différentes manières. Certains des principaux types sont sur les suivants :

2.1 Orientation de l'axe de l'arbre de la pompe

Il s'agit du plan sur lequel est placé l'axe de l'arbre de la pompe, soit horizontal ou vertical.

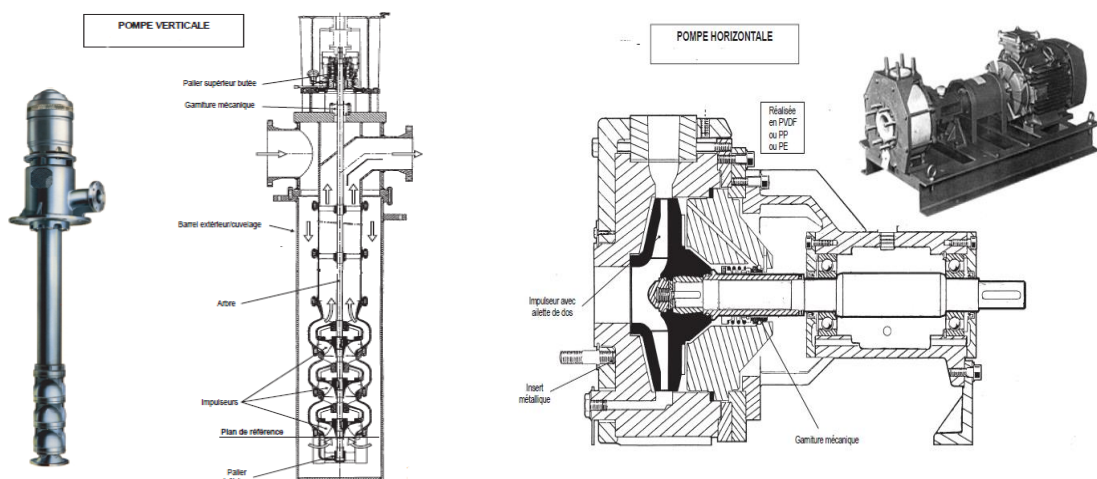


Figure 26: Pompe verticale et horizontal

2.2 Nombre d'étages

Il s'agit du nombre d'ensembles de roues et de diffuseurs dans une pompe. Un ensemble forme un étage et il s'agit généralement d'un étage simple, double ou multiple (plus de deux).

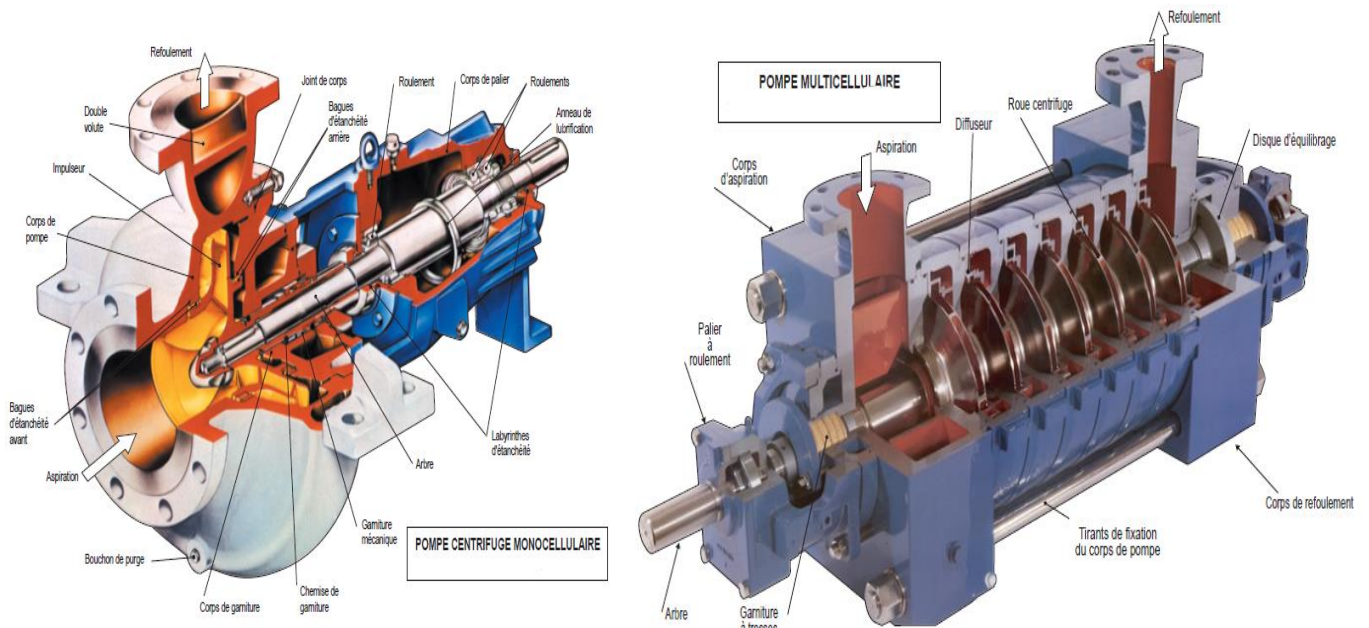


Figure 27: Pompe monocellulaire et multicellulaire

2.3 Orientation d'aspiration :

Cette orientation peut être horizontale (également connue sous le nom d'extrémité) ou verticale (également connue sous le nom de sommet).

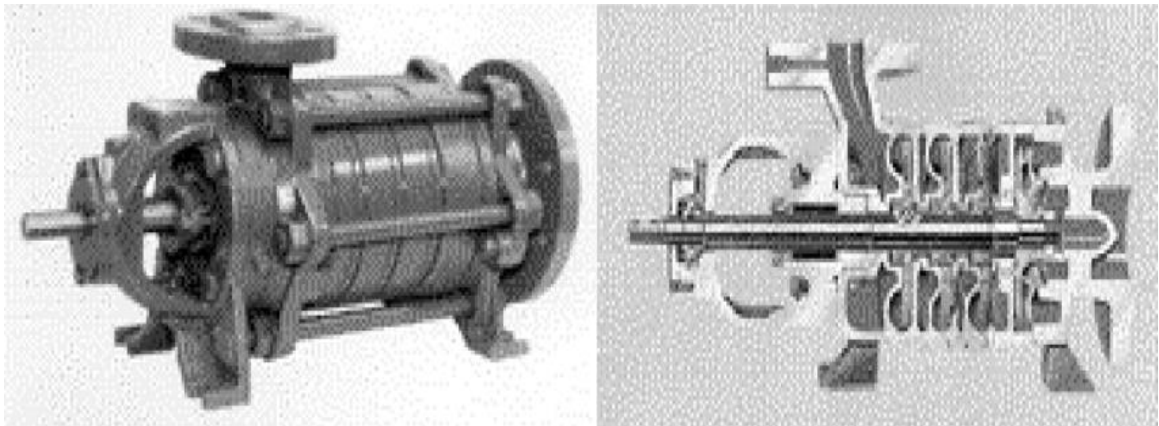


Figure 28 : Types Orientation d'aspiration

3 Construction de base d'une pompe centrifuge :

La pompe centrifuge est d'une construction simple, constituée d'une roue munie d'ailettes radiales tournantes à l'intérieur d'une enveloppe (corps de pompe).

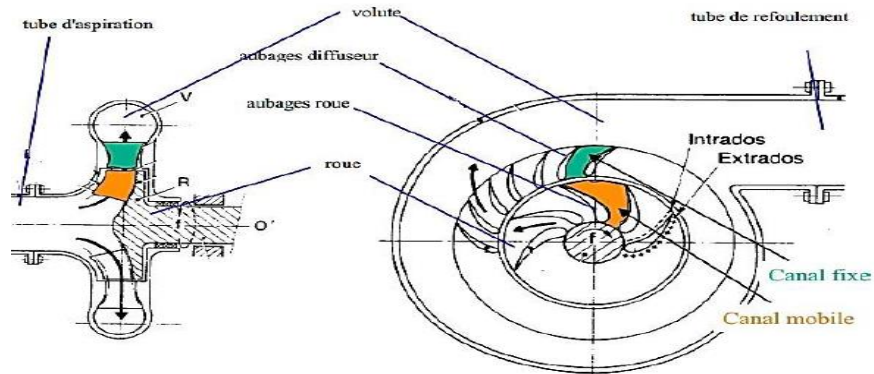


Figure 29: principaux éléments constituant la pompe centrifuge

Elle se compose de trois organes principaux, qui sont :

3.1 Le distributeur :

Le rôle du distributeur, situé en amont de la roue, est de permettre une accélération et une meilleure orientation des filets fluides à l'entrée de la roue. Il se réduit à une simple tuyauterie pour les pompes monocellulaires.

3.2 Le rotor (roue) :

C'est l'organe principal de la pompe. Elle comporte des aubes ou ailettes qui grâce à leur interaction avec le liquide véhiculé transforment l'énergie mécanique en une énergie cinétique.

Elles peuvent être :

- Ouvertes sans flasque : les aubes sont reliées seulement au moyeu
- Semi-ouvertes avec un seul flasque arrière
- Fermés avec deux flasques ou trois

Toutes ces roues centrifuges sont alimentées axialement par le liquide qui, après circulation dans les canaux, sort radialement par rapport à l'axe de rotation.

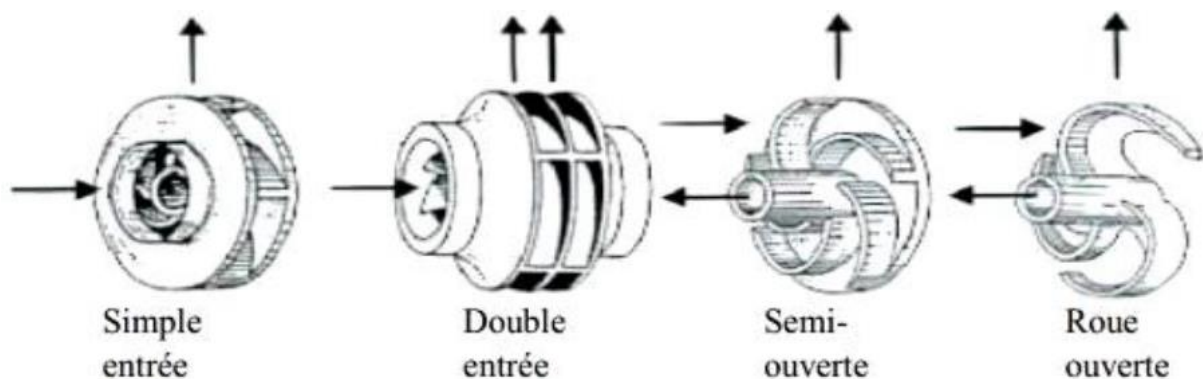


Figure 30 : Types de roue

3.3 Le récupérateur :

Un organe fixe qui collecte le liquide à la sortie du rotor et le canalise vers la sortie de la pompe avec la vitesse désirée, durant cette opération une transformation pareille de l'énergie de pression tient lieu.

Le récupérateur se compose en générale de deux organes :

3.3.1 - Diffuseur :

Avec ou sans aubages, cet organe permet de transformer une partie d'énergie cinétique due à la vitesse et d'orienter correctement le fluide à la sortie de la roue pour son entrée dans la volute ou dans le distributeur de l'étage suivant.

3.3.2 - Volute :

La volute collecte le fluide à la sortie du diffuseur ou directement à la sortie du rotor si le diffuseur n'existe pas. Sa forme est optimisée afin de transformer l'énergie cinétique résiduelle de sortie du rotor en énergie de pression et d'amener progressivement la section de passage du fluide à la section circulaire de la bride de sortie.

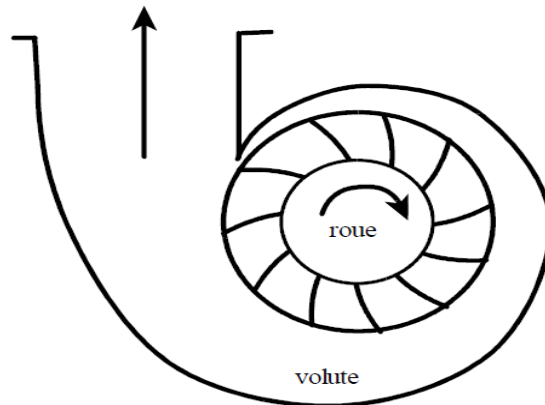


Figure 31: volute correctrice

4 Triangles des vitesses :

Les conditions dans lesquelles fonctionne la pompe sont définies par deux paramètres, la vitesse angulaire de rotation et le débit volumique de fluide qui s'écoule dans celle-ci. A partir de ces données on peut définir les différentes conditions de vitesse des fluides.

L'intérêt de tracer le triangle de vitesse et les différents angles est majeur, bien que la forme de la roue et la courbe caractéristique de la pompe, peuvent être prévues à partir de ces données citées précédemment.

4.1 Triangle de vitesse sur la roue

En présence d'aubages animés d'un mouvement d'entraînement, correspondant à la mise en rotation du rotor à la vitesse angulaire ω , et en vertu de la composition des vitesses, sera issue de la relation vectorielle :

$$\vec{V} = \vec{U} + \vec{W}$$

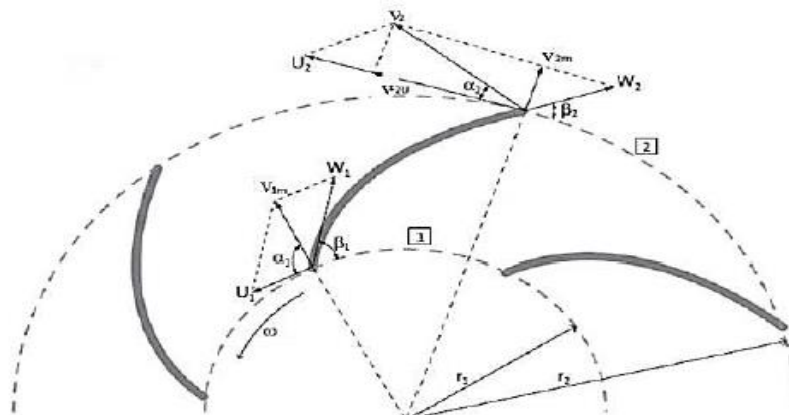


Figure 32: triangles des vitesses sur la

Tel que :

V : La vitesse absolue de la particule fluide.

W : La vitesse relative de fluide par rapport à la roue.

U : La vitesse d'entraînement liée à la rotation des aubages de la roue.

$$U = \omega \cdot r \quad \text{Avec :} \quad \omega = \frac{2\pi N}{60}$$

N : nombre de tours ou bien la vitesse de rotation (**tr/minute**) ;

r : Rayon de la roue (**m**).

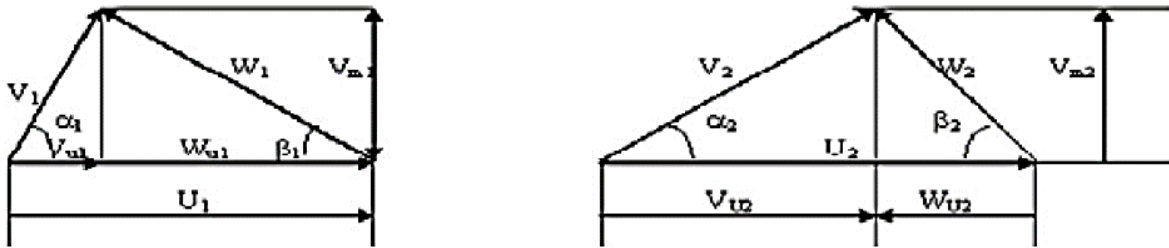


Figure 33: Triangles des vitesses

A partir du triangle des vitesses, on a :

$$V_n = V \cdot \sin \alpha$$

V_n : vitesse radiale (projection de la vitesse absolue sur le rayon).

$$V_u = V \cdot \cos \alpha$$

V_u : vitesse circonférentielle (projection de la vitesse absolue la tangente de la roue.

α : Angle d'attaque (angle entre \vec{V} et \vec{U})

β : Angle d'entrée (angle entre \vec{V} et \vec{W})

Les vitesses tangentielles :

$$U_1 = \omega \cdot r_1$$

r_1 : rayon de la roue à l'entrée

$$U_2 = \omega \cdot r_2$$

r_2 : rayon de la roue à sortie

5 Ecoulement à l'intérieur de la roue :

Le liquide arrive à la roue de la pompe parallèlement à son axe de rotation et se dirige vers les canaux formés par les aubes. Après avoir parcouru ces canaux, le liquide sort de la roue. A l'intérieur de la roue le liquide est soumis à des mouvements :

- Mouvement d'entraînement (mouvement de rotation avec le rotor de la pompe).
- Mouvement relatif (déplacement de liquide par rapport à la surface intérieur de la roue).

La théorie d'EULER, explique le transfert d'énergie ente la roue et le fluide. Les données de base de la théorie d'EULER sont :

- Les diamètres d'entrée et de sortie de la roue **D1** et **D2**
- La largeur de la roue à la sortie **b2** ;
- Les angles d'entrée et de sortie des aubages par rapport à la tangente cercle (**β_1** , **β_2**) ;

Supposons que la pompe est pleine d'eau, c'est -à- dire amorcée, l'énergie transmise à l'eau grâce à la rotation de la turbine sous d'effet d'augmentation de : la pression et la vitesse de l'eau (énergie cinétique et potentielle), appliquée au mouvement absolu de l'eau entre les aubages. Le théorème de quantité de mouvement par rapport à l'axe de la roue :

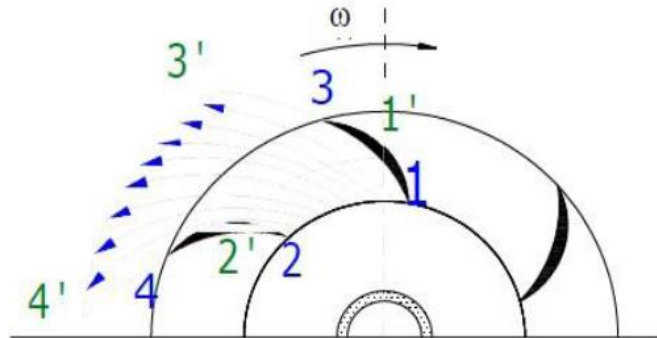


Figure 34: Vecteurs de la vitesse relative à la sortie

$$c = \rho Q (V_2 r_2 \cos \alpha_2 - V_1 r_1 \cos \alpha_1)$$

C : couple dont le moteur fournit la puissance absorbée, et qui peut être égal à

$$P_{abs} = \omega \cdot c \Rightarrow c = P_{abs} / \omega$$

Pour :

$$\eta_g = 1 \Rightarrow P_{abs} = P_u$$

Donc on aura :

$$c = (P_{abs} / \omega) / \eta_g = \rho g Q H_{th} / \omega$$

On déduit donc l'expression de : $H_{th} = \frac{\omega}{g} \cdot (V_2 r_2 \cos \alpha_2 - V_1 r_1 \cos \alpha_1)$

Cette équation est l'équation fondamentale des pompes centrifuges.

$$U_1 = \omega \cdot r_1 ; V_{u1} = V_1 \cdot \sin \alpha_1$$

$$U_2 = \omega \cdot r_2 ; V_{u2} = V_2 \cdot \sin \alpha_2$$

On obtient :

$$H_{th} = \frac{1}{g} \cdot (U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1})$$

Cette équation c'est « l'équation fondamentale d'Euler ».

6 Hauteur théorique :

D'après l'équation fondamentale d'Euler

$$H_{th} = \frac{1}{g} \cdot (U_2 V_2 \cos \alpha_2 - U_1 V_1 \cos \alpha_1)$$

Pour une pompe centrifuge entrée radial : $\alpha_1 = 90^\circ$

$$H_{th} = \frac{1}{g} \cdot (U_2 V_2 - U_1 V_1)$$

Du triangle de vitesses, on peut écrire :

$$V_{u2} = U_2 - V_{n2} \cos \beta_2$$

$$V_{n2} = Q / 2\pi \cdot r_2 b_2$$

Donc :

$$V_{u2} = U_2 - Q \cos \beta_2 / 2\pi \cdot r_2 b_2$$

En substituant l'expression de V_{u2} dans H_{th} on obtient :

$$H_{th} = \frac{U_2}{g} \cdot (U_2 - Q \cos \beta_2 / 2\pi \cdot r_2 b_2)$$

7 Eléments de base pour le calcul et le choix des pompes :

7.1 La vitesse de rotation [tr/min] :

C'est le nombre de tours qu'effectue la pompe par unité de temps.

$$\omega = \frac{2\pi N}{60} \quad [\text{rad/sec}]$$

7.2 Débit :

Le débit Q fourni par une pompe centrifuge est le volume refoulé pendant l'unité de temps. Il s'exprime en mètres cubes par seconde (m^3/s) ou plus pratiquement en (l/s).

7.3 Puissance utile (W) :

Puissance utile (P_u) : travail réalisé par la pompe :

$$P_u = Q_v \rho g H_m \quad [W]$$

Avec

H_m : la hauteur manométrique de la pompe [m].

ρ : Masse volumique de fluide [Kg/m^3]

g : Gravité [m/s^2] ou [N/Kg]

Q : Débit volumique [m^3/s]

7.4 Puissance absorbée (Pa) :

Fournie sur l'axe de la pompe.

$$P_a = \omega \cdot c = c \cdot \frac{2\pi N}{60} \quad [W]$$

7.5 Hauteur manométrique :

La hauteur manométrique totale d'une pompe est la différence de pression en mètres de colonnes de liquide (mCL) entre les orifices d'aspiration et de refoulement.

Lors d'un pompage, la pompe ne doit pas seulement fournir une pression équivalente à celle correspondant à la différence des niveaux entre l'aspiration et le refoulement, (hauteur géométrique totale), mais également la pression nécessaire pour vaincre les pertes de charge dans les conduites d'aspiration et de refoulement.

Application de l'équation de Bernoulli entre les points 1 et 2 :

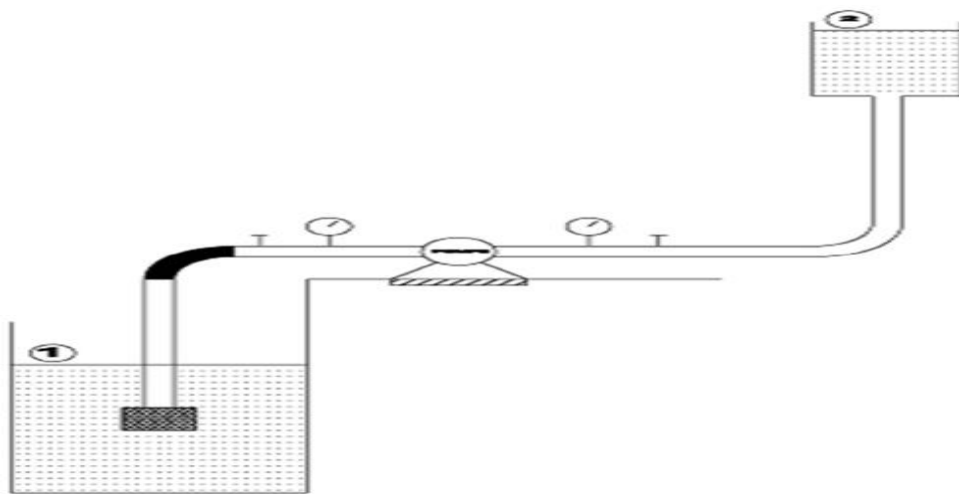


Figure 35: hauteur manométrique d'une pompe

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + H_m = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + H_m + j_{as} + j_{ref}$$

$$H_m = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + (z_2 - z_1) + j_{as} + j_{ref}$$

$$H_m = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} + (z_2 - z_1) + j_{as} + j_{ref}$$

Pour le cas de cette installation, $P_1 = P_2 = P_{atm}$,

$$H_m = (z_2 - z_1) + j_{as} + j_{ref}$$

Tout problème réside dans l'élévation des pertes de charge.

7.6 Rendement de la pompe :

Rendement globale de la pompe η_g :

$$\eta_g = P_u/P_a \qquad \eta_g = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m$$

Avec

η_h : Le rendement hydraulique :

$$\eta_h = h_n/h_{th}$$

h_n : Hauteur recueillie en [m].

$$h_n = h_{th} - \Sigma J$$

ΣJ : Pertes de charge de la roue [m].

h_{th} : La hauteur théorique [m].

η_v : Le rendement volumétrique :

$$\eta_v = \frac{Q_v}{Q_v + Q}$$

Q_v : Le débit de l'eau

Q : Le débit des pertes de fuite dans le joint à l'extérieur de la roue

η_m : Le rendement mécanique :

$$\eta_m = \frac{P_i}{P}$$

P_i : Puissance absorbée par la roue.

P : Puissance fournie.

8 Types des pertes dans la pompe centrifuge :

8.1 a. Pertes mécaniques :

- Perte dans paliers radiaux.
- Perte dans paliers axiaux.
- Pertes d'accouplement.
- Pertes dans la garniture mécanique.
- Pertes par frottement des surfaces immergées en rotation.

8.2 b. pertes par fuites :

- Fuite d'une garniture d'ouïe mono étage.
- Fuite dans une garniture d'ouïe bi étage.
- Fuite sur barrage arrière d'une roue équilibrée.
- Fuite au piston d'équilibrage.
- Fuite à l'extrémité des aubes.
- Fuites externes.

8.3 c. pertes hydrauliques :

Les pertes hydrauliques sont constituées par :

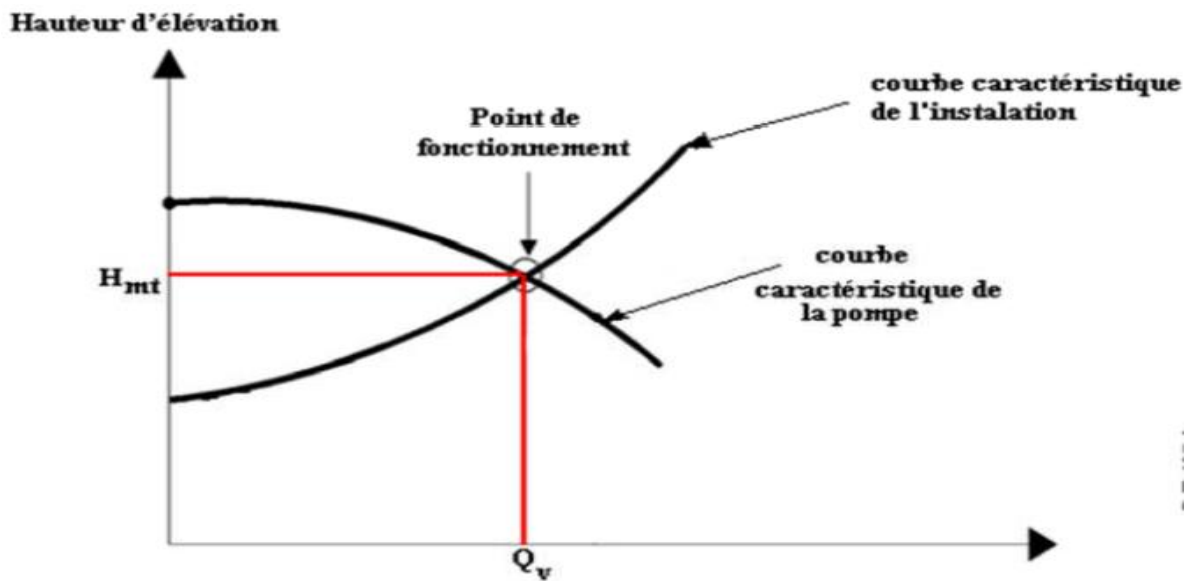
- Les pertes dans le conduit d'amenée.
- Les pertes dans les roues.
- Les pertes dans les diffuseurs lisses.
- Les pertes dans les canaux de retour.

- Les pertes dans la volute ; le diffuseur droit et le coude pour les pompes hélices.
- Les pertes des organes situés sur les conduits (pipe) entre les pompes et les puits injecteurs.

9 Courbes caractéristiques :

9.1 Courbe caractéristique $H(Q)$:

La présence d'une pompe dans un système de pompage, exige la connaissance des paramètres nominaux H (hauteur manométrique) et Q (débit nominale ou utile). Ces deux paramètres forment un couple (H, Q) qui définit la position du point de fonctionnement de la pompe dans le circuit hydraulique où elle se trouve. On note que H et Q doivent être connus pour une vitesse de rotation N de la roue constante.



9.2 Courbe caractéristique $Pu(Q)$:

Figure 36 : Point de fonctionnement

Pour les pompes centrifuges à faible et moyenne vitesse spécifique, les courbes caractéristiques $P(Q)$ de la puissance, sont régulièrement ascendantes.

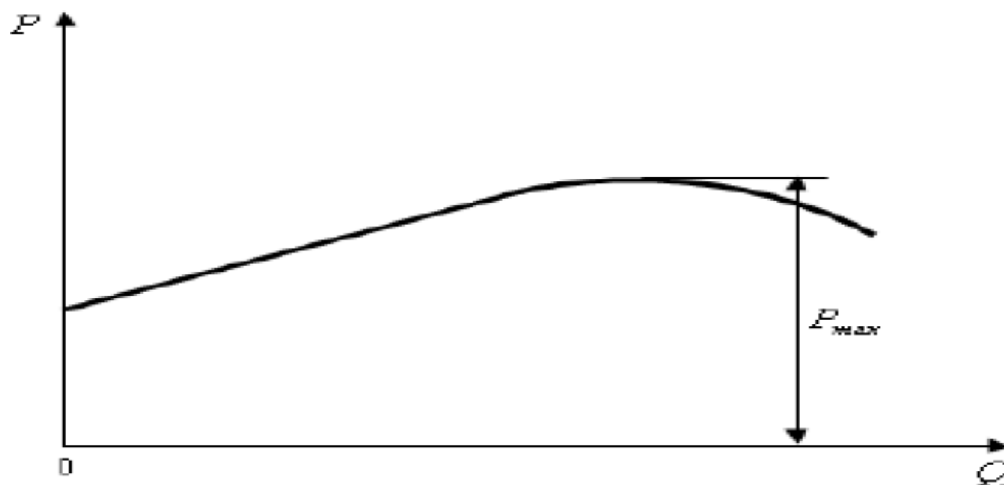


Figure 37: Courbe caractéristique $P(Q)$

9.3 Courbe caractéristique $\eta(Q)$:

La courbe $\eta(Q)$ du rendement est représenté sur la figure

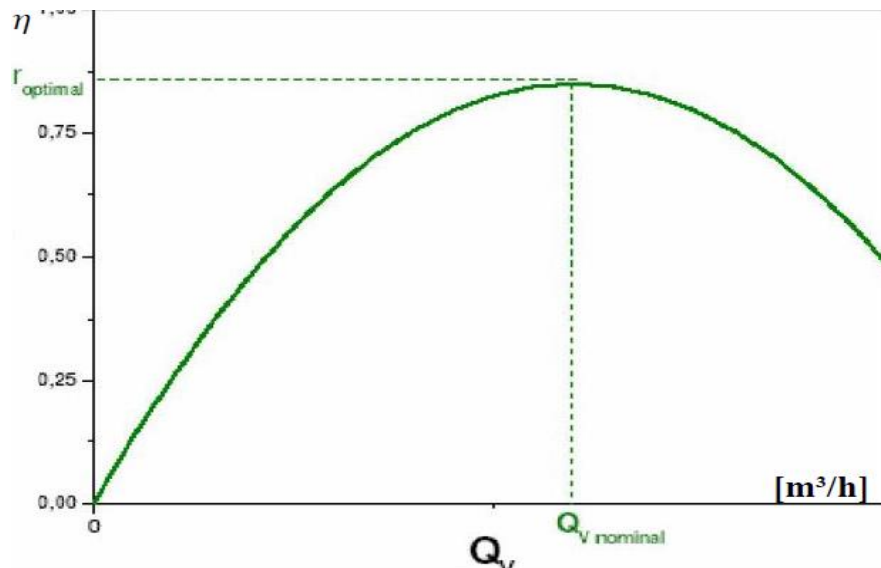


Figure 38: Courbe Rendement-débit

10 Couplage des pompes

Il arrive parfois que la pression ou le débit d'une seule pompe ne répond pas aux exigences d'un client. Pour cela, il est judicieux de coupler plusieurs pompes pour créer des paramètres (P, Q) qui sont supérieurs qu'une seule pompe fonctionnant seule.

Le couplage des pompes peut se faire en série ou en parallèle.

10.1 Couplage de deux pompes en série :

Pour réaliser un couplage de deux pompes en série il faut lier l'orifice de refoulement de la première pompe à l'orifice d'aspiration de la deuxième pompe.

Dans le couplage des pompes en série, on a :

$$Q_t = Q_1 = Q_2$$
$$H_t = H_1 + H_2$$

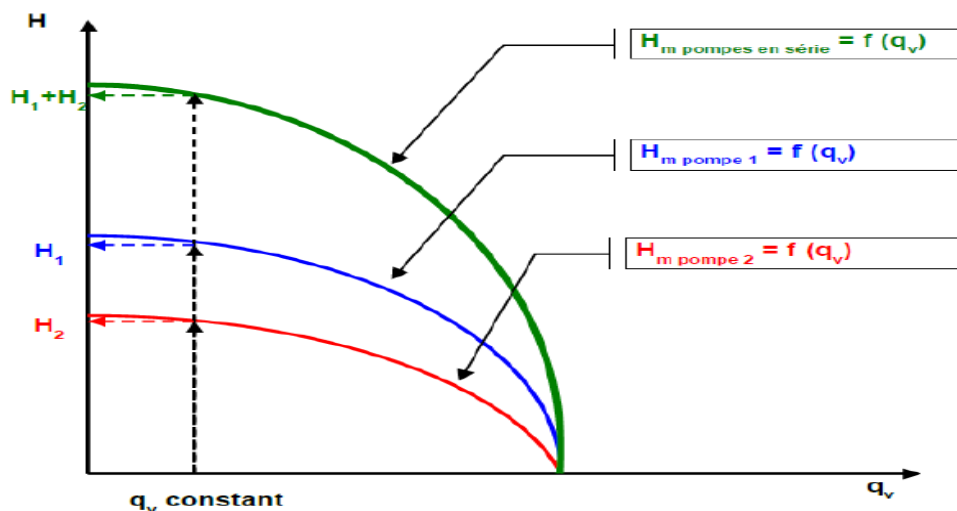


Figure 39: Courbe caractéristique du couplage de deux pompes en série

10.2 Couplage de deux pompes en parallèle

Ce type de couplage est utilisé pour augmenter le débit refoulé en gardant la même hauteur initiale.

Dans ce type de couplage, deux cas peuvent se présenter :

- ✓ Cas de deux pompes identiques (ayants les mêmes caractéristiques) ;
- ✓ Cas de deux pompes non identiques (n'ont pas les mêmes caractéristiques).

Dans le couplage des pompes en parallèle, on a :

$$\begin{cases} Q_t = Q_1 + Q_2 \\ H_t = H_1 = H_2 \end{cases}$$

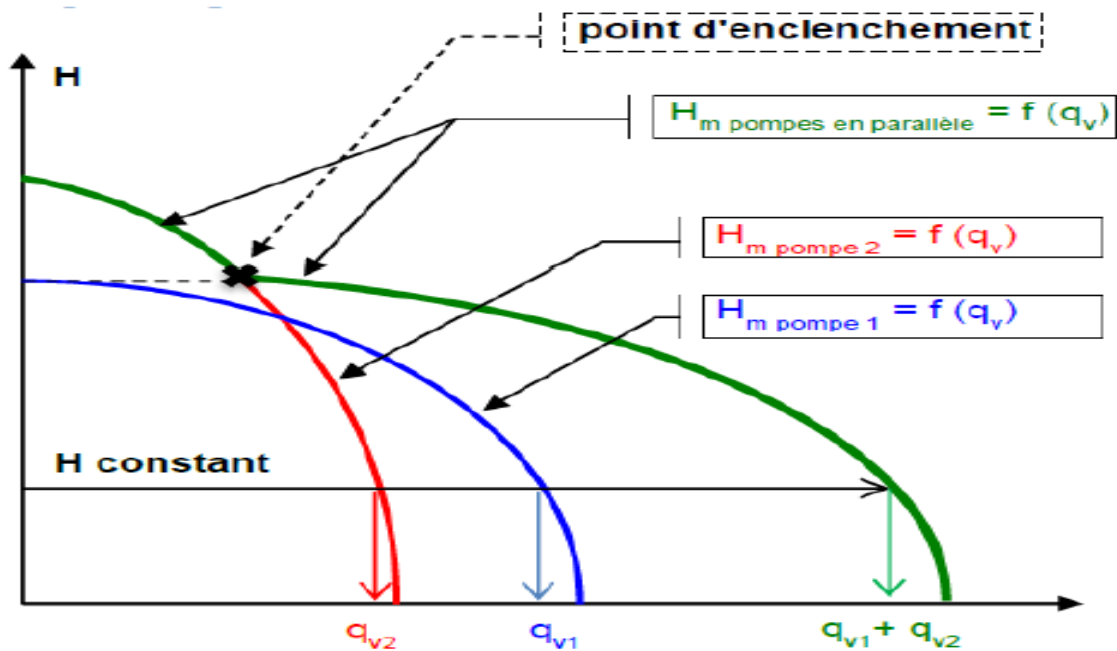


Figure 40: Courbe caractéristique du couplage de deux pompes en parallèle (cas de deux pompes identiques)

11 CAVITATION DANS LES POMPES :

La cavitation est provoquée par la formation et l'implosion de bulles de gaz provenant de la formation d'une pression négative locale sous l'effet de la pression de vaporisation du fluide pompé à l'entrée de la roue. Cela a pour conséquence un rendement (hauteur de refoulement) et une efficacité moindre et provoque un fonctionnement irrégulier, du bruit et des dommages à l'intérieur de la pompe.

Par l'expansion et l'éclatement (implosion) de petites bulles d'air dans des zones à haute pression, des explosions microscopiques provoquent des impacts qui endommagent ou détruisent l'hydraulique. Les premiers signes sont le bruit provenant de l'entrée de la roue et les dommages qui lui sont causés.

11.1 Conséquences de la cavitation :

La cavitation est un phénomène à éviter absolument, car il entraîne de graves conséquences :

Chute brutale du rendement ;

Des vibrations violentes dues à la résorption des bulles, accompagnées d'un bruit intense ;

Une érosion des surfaces solides due à la fois aux vibrations et, sans doute, à une attaque chimique par l'oxygène qui existe dans les bulles.

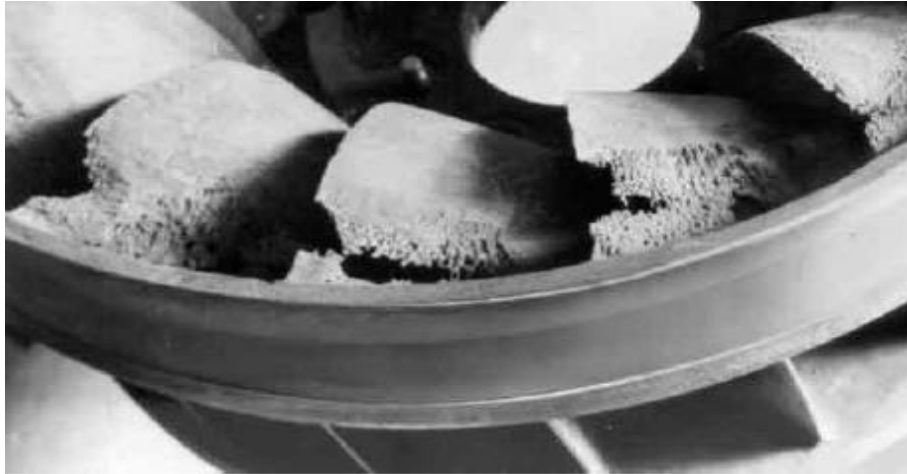


Figure 41: Dégâts par cavitation

12 Le N.P.S.H (Net Positive Suction Head) :

Est une valeur importante de la pompe centrifuge. Il indique la pression minimale requise par ce type de pompe afin de fonctionner sans cavitation, c'est-à-dire la surpression nécessaire pour empêcher l'évaporation du fluide et le conserver à l'état de liquide.

NPSH (Net Positive Suction Head), encore appelée hauteur d'aspiration nette positive. Il est rattaché au phénomène de cavitation. De même que la hauteur d'élévation, le débit et la puissance, il représente pour une pompe une des données les plus importantes.

On distingue le NPSH de l'installation (disponible) $NPSH_{disp}$ et le NPSH de la pompe ou nécessaire (ou requis) $NPSH_{req}$. Pour que la pompe fonctionne sans cavitation, on doit avoir :

$$NPSH_{disp} > NPSH_{req}$$

Cette condition doit être remplie sur la totalité du domaine de fonctionnement admissible de la pompe, c'est le cas lorsque le $NPSH_{disp}$ (m) est supérieur d'environ 0,5 m au $NPSH_{req}$ (m).

Soit le cas de pompage ci-dessous :

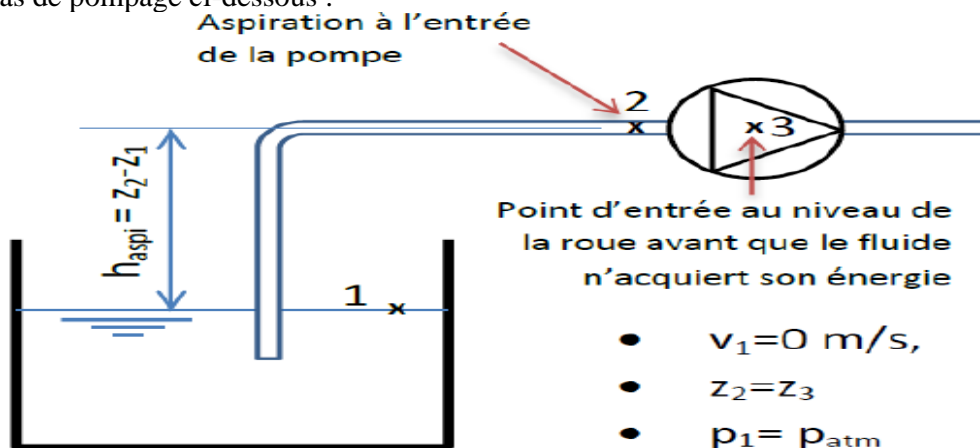


Figure 42: système de pompage

L'équation de Bernoulli entre 1 et 2 permet d'écrire la relation suivante :

$$\frac{P_3}{\rho g} + \frac{V_3^2}{2g} + \Delta H_{23} = \frac{P_1}{\rho g} - (z_2 - z_1) - \Delta H_{12}$$

À cette équation on retire la valeur de pression saturante P_{vs} pour éviter la cavitation ce qui donne ceci :

$$\frac{P_3 - P_{vs}}{\rho g} + \frac{V_3^2}{2g} + \Delta H_{23} = \frac{P_1 - P_{vs}}{\rho g} - (z_2 - z_1) - \Delta H_{12}$$

Cette équation fait apparaître deux paramètres :

12.1 Le N.P.S.H requis par la pompe :

$$\frac{V_3^2}{2g} + \Delta H_{23}$$

C'est la valeur de la pression absolue en dessous de laquelle les phénomènes de cavitation peuvent apparaître.

Le N.P.S.H requis dépend du débit et de la vitesse de rotation de la pompe. Les valeurs limites sont fournies par le constructeur sur les courbes caractéristiques de la pompe, pour certaines conditions d'utilisation (liquides et températures) bien précises.

12.2 Le N.P.S.H disponible dans l'installation :

$$\frac{P_1 - P_{vs}}{\rho g} - (z_2 - z_1) - \Delta H_{12}$$

Cette quantité s'appelle aussi la charge nette à l'aspiration. Elle dépend des caractéristiques du réseau. Pour éviter la cavitation, on doit satisfaire la condition suivante :

$$P_3 - P_{vs} > 0$$

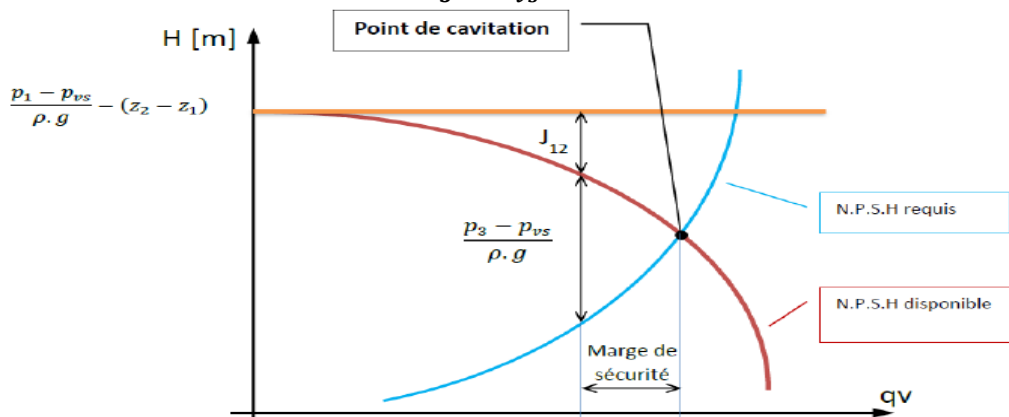


Figure 43: N.P.S.H disponible dans l'installation

13 La similitude des machines hydrauliques :

Loi hydraulique pour le fonctionnement des pompes centrifuges à vitesse variable

Contrairement aux régulations de débits décrites précédemment, la variation de vitesse permet d'adapter en permanence la puissance de la pompe aux besoins de l'installation.

Lorsque le débit augmente de façon linéaire, les pertes de charges de l'installation dans le carré du débit augmentent (voir courbe de réseau). Les pompes centrifuges ont un comportement similaire : lorsque le débit et la vitesse augmentent de façon linéaire, la hauteur manométrique augmente avec le carré de la vitesse.

En raison de ces lois hydrauliques, une faible variation de vitesse permet de couvrir une plage de fonctionnement importante. Les lois de similitudes permettent de déduire les formules suivantes pour les pompes centrifuges :

13.1 A) - A diamètre constant :

$$\frac{Q2}{Q1} = \frac{N2}{N1} ; \frac{Q2}{Q1} = \left(\frac{N2}{N1}\right)^2 ; \frac{P2}{P1} = \left(\frac{N2}{N1}\right)^3$$

Pour la plupart des turbomachines, la consommation d'énergie est proportionnelle au cube de la vitesse de rotation, tandis que le débit est directement proportionnel à cette vitesse.

13.2 B)- A vitesse constante :

$$\frac{Q1}{Q2} = \left(\frac{D1}{D2}\right)^3 ; \frac{H1}{H2} = \left(\frac{D1}{D2}\right)^2 ; \frac{P1}{P2} = \left(\frac{D1}{D2}\right)^5$$

Réduire le diamètre du rotor est un moyen efficace pour diminuer le débit, la pression et la consommation d'énergie où

Où

N : Vitesse de rotation (**tr/min**),

Q : Débit (**m³/h**),

H : Hauteur manométrique (**m**),

P : Puissance (**KW**),

D : Diamètre du rotor. (**m**),

***Chapitre 3 : calcul des pertes de charge du réseau de
pompage***

Introduction :

L'injection de l'eau est une méthode de récupération des hydrocarbures, elle contribue à la récupération élevée de ces derniers, comme elle maintient la pression de gisement, cette méthode est la plus répandue dans les récupérations secondaires de pétrole, grâce à son coût de revient relativement faible par rapport aux autres méthodes de récupération, ainsi sa très bonne efficacité au balayage d'huile.

Dans ce chapitre on va présenter exactement l'installation d'injection d'eau qui comportera six (06) pompes et un réseau de tuyauterie jusqu'aux têtes des puits injecteurs. Ensuite on calcule les pertes de charge totale (linéaire + singulières) pour chaque tronçon du réseau, et en traçant les courbes des pertes de charge totale et les courbes caractéristiques des pompes d'injection d'eau, ces paramètres, une fois déterminés, nous permettent de définir le point de fonctionnement de la station de pompage

1 Etat des lieux du réseau de pompage d'eau :

1.1 Station d'injection d'eau haute pression :

L'installation d'injection d'eau haute pression située dans la centrale de traitement brut (centrale Processing Facilities **CPF**) permet de refouler un débit de **52464 m³/jr** d'eau. L'alimentation en eau de la station provient d'un bac de stockage existant.

Dans la station, six pompes de types centrifuge Multi-étages de (09) étages sont installées (**200PM5102-A, B, C, D, E, F**). Les pompes sont identiques et fonctionnent en parallèle, en même et plein temps. Chaque pompe refoule un débit moyen de **364 m³/h** d'eau avec une pression de refoulement de **234 bar**.

Il existe deux vannes de régulation, l'une située à l'aspiration de chaque pompe permet de régler et de limiter le débit et la pression de l'eau pour chaque pompe ; l'autre située au refoulement pour but de régler le débit d'eau et la pression en sortie de la station puisque le débit est réajusté suivant le taux de production de brut demandée.

L'eau traverse ensuite un collecteur de six (06) entrées et de deux (02) sorties, qui reçoit les débits refoulés par les six (06) pompes.

Deux conduites principales nommées **Trunkline**, la première relie le collecteur avec les satellites Sud (**SAT 1, 2, 3, 4**) et la deuxième relie le collecteur avec les satellites Nord (**SAT 5, 6, 7**). Les **Trunkline** alimentent les satellites sud et nord avec pratiquement le même débit **1093 m³/h** d'eau.

Chaque un des satellites contient un groupe de trois (03) à neuf (09) puits injecteurs d'eau. Les conduites qui relient les puits injecteurs avec leurs satellites sont nommées **Flowline** pour véhiculer le débit nécessaire aux têtes des puits injecteurs (nommés **QB**).

Le réseau contient **7** satellites et **28** puits injecteurs d'eau. A noter que, pour le management du réservoir il n'y a pas d'injection d'eau au niveau du **satellite 02**.

Tableau 3: Nombre des puits injecteurs d'eau pour chaque satellite

Satellite	Sat 1	Sat 3	Sat 4	Sat 5	Sat 6	Sat 7
Nombre des puits injecteurs d'eau	9	4	3	3	6	3

1.2 Information sur les pompes :

1.2.1 Courbes caractéristiques fournies par le constructeur :

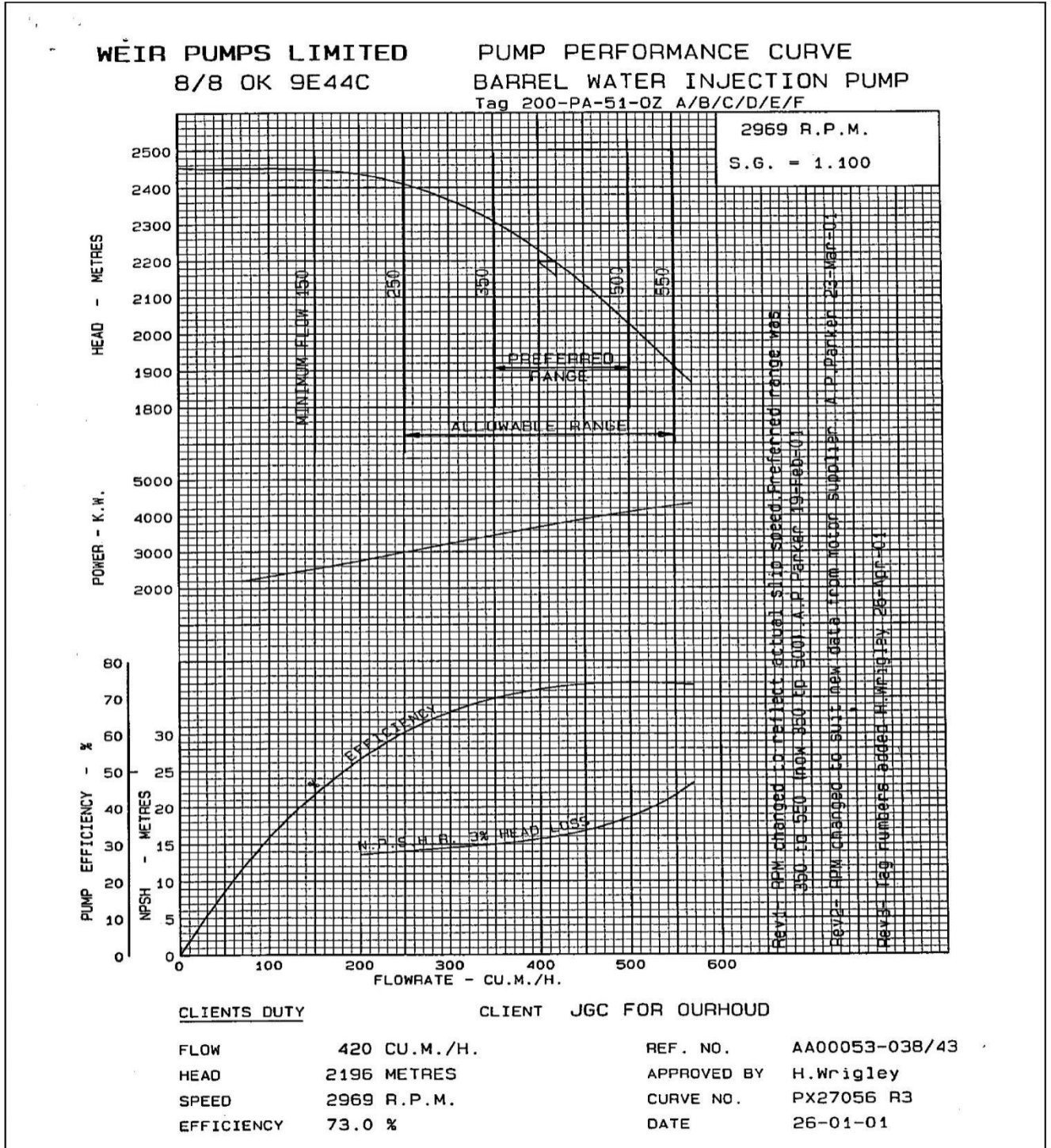


Figure 44: Courbes caractéristiques fournies par le constructeur

1.2.2 Tableaux des caractéristiques des pompes d'injection d'eau

Tableau 4 : caractéristiques des pompes d'injection d'eau

Site :	Ourhoud _CPF
Type :	Pompe centrifuge, Multi-étages
Constructeur :	WEIR
Service :	Injection Pompe à eau
Nombre d'étages :	9
Pompe fonctionnant en parallèle :	6
Moteur de lancement (5,5 Kv) :	6
Capacité nominale :	420 (m ³ /h)
Pression d'aspiration :	1,4 / 10,2 (bar)
Pression de refoulement :	253,7 (bar)
Hauteur	2196 (m)
NPSHA :	49,0 (m)
Vitesse de rotation RPM :	2969 (tr/min)
Température de pompage :	Normale : 67 Max : 80 Min : 20 (C)
Pression de vapeur :	0,27 (bar) à 67 (C)
Chaleur spécifique, cp :	4,2 (Kj/Kg C)
Viscosité :	1,5 Cp à 25°C.
Diamètre d'impulseur installé :	418 (mm)
Diamètre d'impulseur Max :	430 Max (mm)
Puissance nominale :	4024 Kw
Efficacité :	73 %

1.3 Information sur les conduites et les puits :

Matière des conduites : **acier noir.**

La rugosité des tubes en acier noir : $\epsilon = 0,05\text{mm}$.

Epaisseur **ep = 15.9 mm**

Diamètre des Conduite d'aspiration des pompes : **18''**, Longueur de **10m**

Diamètre des Conduite de refoulement des pompes : **12''**, Longueur de **4m**

Diamètre du collecteur : **24''**

Diamètre des Conduites **Trunkline** depuis collecteur jusqu'à les satellites nord et sud : **18''**

Diamètre des Conduites **Flowline** depuis les satellites jusqu'au puits injecteurs : **8''**

La profondeur moyenne des puits : **3200m**

1.3.1 Caractéristiques des Trunkline :

Tableau 5: Caractéristiques des Trunkline

Conduites		D	D _{ext}	ep	D _{int}	S	Débit
Départ	Arrivée	"pouce"	(mm)	(mm)	(mm)	(m ²)	(m ³ /h)
CPF	Té 1 N	18	457	15,9	425,2	0,141924106	1093,25
Té 1 N	Sat 5	18	457	15,9	425,2	0,141924106	322,675
Té 1 N	Té 2 N	18	457	15,9	425,2	0,141924106	728,482
Té 2 N	Sat 6	18	457	15,9	425,2	0,141924106	523,922
Té 2 N	Sat 7	18	457	15,9	425,2	0,141924106	204,56
CPF	Té 1 S	18	457	15,9	425,2	0,141924106	1093,25
Té 1 S	Sat 4	18	457	15,9	425,2	0,141924106	308,706
Té 1 S	Té 2 S	18	457	15,9	425,2	0,141924106	788,9503
Té 2 S	Sat 3	18	457	15,9	425,2	0,141924106	206,99
Té 2 S	Sat 1	18	457	15,9	425,2	0,141924106	581,9603

1.3.2 Caractéristiques des Flowline :

Flowline entre le **Sat 1** et les puits injecteur (**QB**) :

Tableau 6 : Caractéristiques des Flowline du Sat 1

Conduites		D	D _{ext}	ep	D _{int}	S	Débit
SAT	Puits	"pouce"	(mm)	(mm)	(mm)	(m ²)	(m ³ /h)
Sat 1	QB 38	8	203	15,9	171,2	0,02300791	45,786
Sat 1	QB 47	8	203	15,9	171,2	0,02300791	39,258
Sat 1	QB 70	8	203	15,9	171,2	0,02300791	81,7483
Sat 1	QB 20	8	203	15,9	171,2	0,02300791	40,051
Sat 1	QB MLNE1	8	203	15,9	171,2	0,02300791	151,263

Sat 1	QB 35	8	203	15,9	171,2	0,02300791	97,86
Sat 1	QB 76	8	203	15,9	171,2	0,02300791	43,987
Sat 1	QB 89	8	203	15,9	171,2	0,02300791	30,91
Sat 1	QB 56	8	203	15,9	171,2	0,02300791	41,118

Flowline entre le **Sat 3** et les puits injecteur (**QB**) :

Tableau 7: Caractéristiques des Flowline du Sat 3

Conduites		D	D _{ext}	ep	D _{int}	S	Débit
SAT	Puits	"pouce"	(mm)	(mm)	(mm)	(m ²)	(m ³ /h)
Sat 3	QB 51	8	203	15,9	171,2	0,02300791	44,288
Sat 3	QB 18	8	203	15,9	171,2	0,02300791	83,145
Sat 3	QB 58	8	203	15,9	171,2	0,02300791	38,554
Sat 3	QB 48	8	203	15,9	171,2	0,02300791	36,003

Flowline entre le **Sat 4** et les puits injecteur (**QB**) :

Tableau 8: Caractéristiques des Flowline du Sat 4

Conduites		D	D _{ext}	ep	D _{int}	S	Débit
SAT	puits	"pouce"	(mm)	(mm)	(mm)	(m ²)	(m ³ /h)
Sat 4	QB 7	8	203	15,9	171,2	0,02300791	89,342
Sat 4	Sat 73	8	203	15,9	171,2	0,02300791	116,082
Sat 4	Sat 88	8	203	15,9	171,2	0,02300791	98,282

Flowline entre le **Sat 5** et les puits injecteur (**QB**) :

Tableau 9: Caractéristiques des Flowline du Sat 5

Conduites		D	D _{ext}	ep	D _{int}	S	Débit
SAT	Puits	"pouce"	(mm)	(mm)	(mm)	(m ²)	(m ³ /h)
Sat 5	QB 92	8	203	15,9	171,2	0,02300791	83,752

Sat 5	QB 104	8	203	15,9	171,2	0,02300791	110,178
Sat 5	QB 105	8	203	15,9	171,2	0,02300791	117,745

Flowline entre le **Sat 6** et les puits injecteur (**QB**) :

Tableau 10. Caractéristiques des Flowline du Sat 6

Conduites		D	D _{ext}	ep	D _{int}	S	Débit
SAT	Puits	"pouce"	(mm)	(mm)	(mm)	(m ²)	(m ³ /h)
Sat 6	QB 39	8	203	15,9	171,2	0,02300791	55,476
Sat 6	QB 94	8	203	15,9	171,2	0,02300791	41,068
Sat 6	QB 21	8	203	15,9	171,2	0,02300791	104,469
Sat 6	QB 78	8	203	15,9	171,2	0,02300791	51,514
Sat 6	QB 79	8	203	15,9	171,2	0,02300791	158,133
Sat 6	QB 50	8	203	15,9	171,2	0,02300791	97,262

Tableau 11; Caractéristiques des Flowline du Sat 6

Flowline entre le **Sat 7** et les puits injecteur (**QB**) :

Tableau 12: Caractéristiques des Flowline du Sat 7

Conduites		D	D _{ext}	ep	D _{int}	S	Q_v
SAT	Puits	"pouce"	(mm)	(mm)	(mm)	(m ²)	(m ³ /h)
Sat 7	QB 90	8	203	15,9	171,2	0,023008	62,18
Sat7	QB 97	8	203	15,9	171,2	0,023008	97,49
Sat 7	QB 103	8	203	15,9	171,2	0,023008	36,89

2 Calcul des Pertes de Charge :

2.1 Calcul des Pertes de Charge pour les pompes :

Caractéristiques de l'eau :

Viscosité dynamique :	$\mu = 0.0015 \text{ Pa}\cdot\text{s}$ à 25°C .
Salinité moyenne :	352,925 g/l
Densité :	$\rho = 1,022 \text{ Kg/l}$ à 20°C .
	$\rho = 1.022 \times 10^3 = 1022 \text{ kg/m}^3$
PH :	4,5

Tableau 13: caractéristiques de l'eau.

En note que les pompes fonctions en parallèle est délivre le même débit $Q_v = 364.41 \text{ m}^3/\text{h}$, à une pression de $P_{\text{ref}} = 234 \text{ bar}$, et que Les conduites sont identiques. Donc en calcul les pertes de charge pour une seul pompe.

Langueur $L = 14 \text{ m}$, ($L = L_{\text{refoulement}} + L'_{\text{aspiration}}$)

Rugosité absolue $\mathcal{E} = 0,05 \text{ mm}$

La masse volumique $\rho = 1022 \text{ kg/m}^3$

Accélération de la pesanteur $g = 10 \text{ m/s}^2$

Diamètre extérieur $D_{\text{ext}} = 456.84 \text{ mm}$

Epaisseur $e_p = 15.9 \text{ mm}$

$$D_{\text{int}} = D_{\text{ext}} - 2e_p$$

Diamètre intérieur $D_{\text{int}} = 425.04 \text{ mm}$,

$$S = \frac{\pi D_h^2}{4} = \frac{3.14 * ((425.04 * 10^{-3})^2)}{4} = 0.141$$

La section en $S = 0.141 \text{ m}^2$

$$\text{Débit d'eau en m}^3/\text{s} \quad Q_v = \frac{Q_v}{3600} = \frac{364.41}{3600} = 0.1012$$

$$Q_v = 0,1012 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$\text{Vitesse moyenne } V_m \quad V_m = \frac{Q_v}{S}$$

$$V_m = \frac{0,1012}{0.141} = 0.7177 \text{ m/s}$$

2.1.1 Calcul des pertes de charge linéaires :

$$J_L = \lambda \frac{L}{D_h} \cdot \frac{v^2}{2g} = \Delta H_L \quad (\text{m})$$

$$J_L = \lambda \frac{L}{D_h} \frac{\rho v^2}{2} = \Delta P_l \quad (\text{Pas})$$

On calcule d'abord le nombre de Reynolds :

$$R_e = \frac{VD}{\nu} = \frac{\rho VD}{\mu}$$

$$R_e = \frac{(0.7177) * (425.04 * 10^{-3}) * (1022)}{0.0015} = 2070841.55$$

$$R_e = 2.078 * 10^5$$

$$R_e > 10^5$$

Régime parfaitement Turbulente

~ 63 ~

Pour déterminer le Coefficient de perte de charge linéaire λ en calcul la **Rugosité relative**, puis en utilise le diagramme de **Diagramme de Moody**.

La Rugosité absolue $\epsilon = 0.05 \text{ mm}$

Le diamètre hydraulique $D_h = 425.04 \text{ mm}$

$$\frac{\epsilon}{D} = \frac{0.05}{425.04} = 0.00012$$

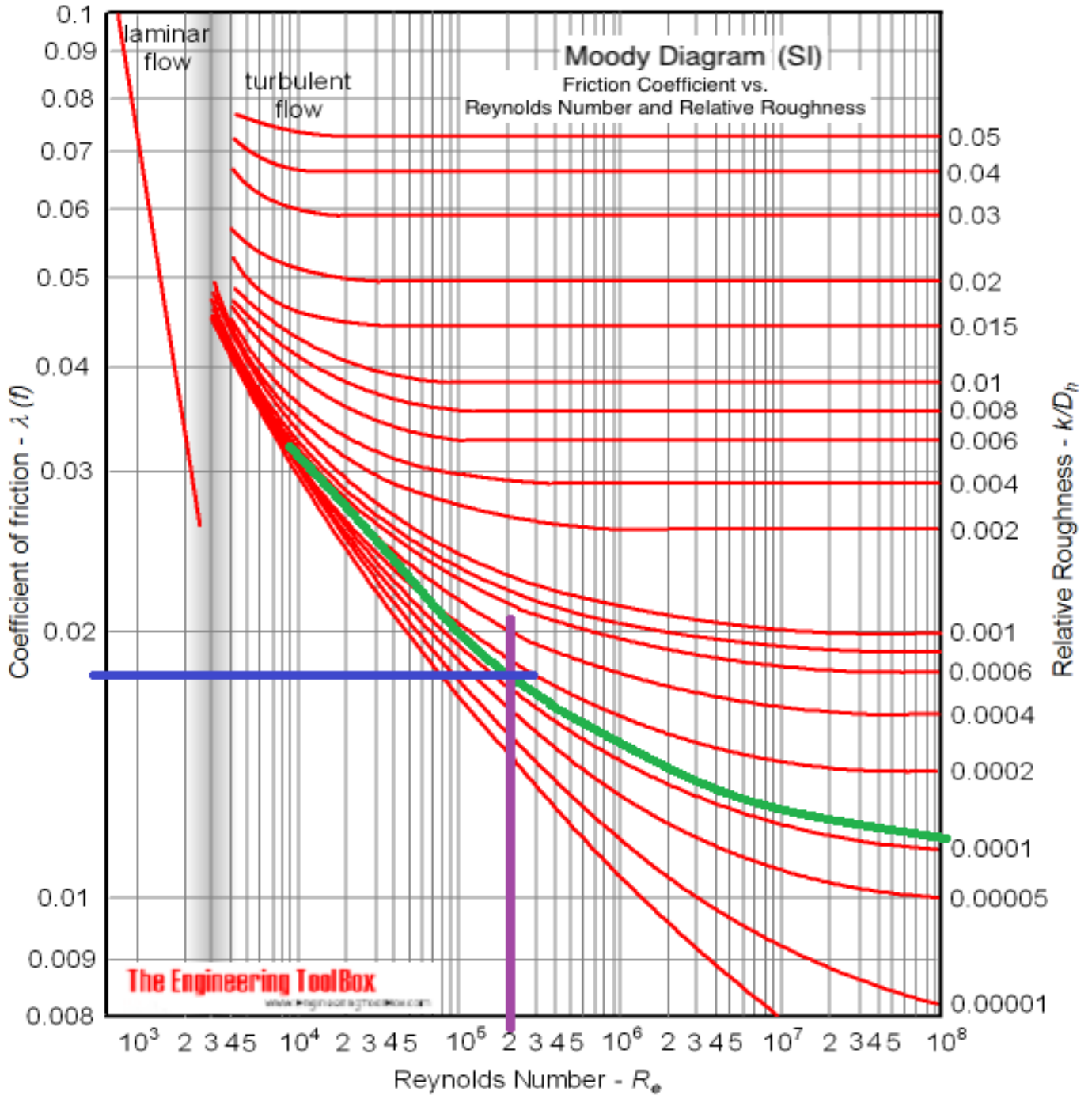


Figure 46: Diagramme de Moody

Selon le diagramme de Moody (voir Figure), on obtient graphiquement $\lambda \approx 0.0185$

Donc en calcule les pertes de charge linéaires :

$$\Delta H_L = (0.0185) * \frac{(14)*(0.7177)^2}{(425.02*10^{-3})*(2)*(10)} = 0.0156 \text{ m}$$

$$\Delta P_l = (0.0185) * \frac{(14)*(0.7177)^2*(1022)}{(425.02*10^{-3})*(2)} = 192.16 \text{ Pa}$$

2.1.2 Calcul des pertes de charge singulières :

Les Singularités des conduites :

Type des singularités	Nombre	Valeur de coefficient ξ_i	Valeur totale
Rétrécissement bac-18''	1	1	1
Vannes (Check Valve) 12''	2	0.14	0.28
Elargissement 12''-24''	1	0.6	0.6
La somme des coefficients $\sum_{i=1}^n \xi_i$			1.88

Tableau 14 : Singularités des conduites de l'aspiration et refoulement de pompe

$$j_s = \left(\sum_{i=1}^n \xi_i \right) \frac{V_m^2}{2g} = \Delta H_s(m)$$

$$\Delta H_s = j_s = (1.88) * \frac{(0.7177)^2}{2 * 10} = 0.048 \text{ m}$$

Ou bien

$$j_s = \left(\sum_{i=1}^n \xi_i \right) \frac{V_m^2}{2g} \rho = \Delta P_s(Pa)$$

$$\Delta P_s = j_s = (1.88) * \frac{(0.7177)^2*(1022)}{2} = 494.83 \text{ Pa}$$

2.1.3 Calcul des Pertes de charge totale :

En calcul les pertes de charge totales :

$$\Delta H_t = \Delta H_s + \Delta H_L$$

$$\Delta H_t = 0.048 + 0.0156 = 0.0636 \text{ m}$$

Ou bien :

$$\Delta P_t = \Delta P_s + \Delta P_l$$

$$\Delta P_t = 484.83 + 192.16 = 676.99 \text{ Pa}$$

On remarque que la valeur des pertes de charges totales dans les conduites de l'aspiration et le refoulement de pompe est négligeable.

2.2 Calcul des Pertes de Charge dans les Trunkline :

On travaille avec la même Méthode utilisée pour calculer les pertes de charge dans l'aspiration et le refoulement de chaque pompe.

2.2.1 Calcul Pertes de charge linéaires :

D'abord on calcule le diamètre intérieur, la section, et le débit en unité de **SI** [m^3/s] car le débit fournit est en [m^3/h], pour déterminer la vitesse moyenne d'écoulement d'eau dans les **Trunkline**.

Conduites		D _{ext}	D _{ext}	Ep	D _{int}	S	Q _v	Q _v	V _m
Départ	Arrivée	"pouce"	(mm)	(mm)	(mm)	(m ²)	(m ³ /h)	(m ³ /s)	(m/s)
CPF	Té 1 N	18	457	15,9	425,2	0,141	1093,25	0,303	2,139
Té 1 N	Sat 5	18	457	15,9	425,2	0,141	322,67	0,089	0,631
Té 1 N	Té 2 N	18	457	15,9	425,2	0,141	728,48	0,202	1,425
Té 2 N	Sat 6	18	457	15,9	425,2	0,141	523,92	0,145	1,025
Té 2 N	Sat 7	18	457	15,9	425,2	0,141	204,56	0,056	0,400
CPF	Té 1 S	18	457	15,9	425,2	0,141	1093,25	0,303	2,139
Té 1 S	Sat 4	18	457	15,9	425,2	0,141	308,706	0,085	0,604
Té 1 S	Té 2 S	18	457	15,9	425,2	0,141	788,950	0,219	1,544
Té 2 S	Sat 3	18	457	15,9	425,2	0,141	206,99	0,057	0,405
Té 2 S	Sat 1	18	457	15,9	425,2	0,141	581,960	0,161	1,139

Tableau 15 ; résultats de calcul de la vitesse moyenne pour les Trunkline

On calcule d'abord le nombre de **Reynolds** pour chaque **Trunkline** pour déterminer le type d'écoulement :

Conduites		V _m	ρ	μ	Re
Départ	Arrivée	(m/s)	(Kg/m ³)	(Pa. s)	
CPF	Té 1 N	2,139	1022	0,0015	619888,68
Té 1 N	Sat 5	0,631	1022	0,0015	182961,42
Té 1 N	Té 2 N	1,425	1022	0,0015	413059,91
Té 2 N	Sat 6	1,025	1022	0,0015	297071,41
Té 2 N	Sat 7	0,400	1022	0,0015	115988,50

CPF	Té 1 S	2,139	1022	0,0015	619888,68
Té 1 S	Sat 4	0,604	1022	0,0015	175040,80
Té 1 S	Té 2 S	1,544	1022	0,0015	447346,32
Té 2 S	Sat 3	0,405	1022	0,0015	117366,34
Té 2 S	Sat 1	1,139	1022	0,0015	329979,97

Tableau 16 : résultats de calcul du nombre de Reynolds pour les Trunkline

Le régime est turbulent dans toutes les conduites des Trunkline, on calcul la valeur de **rugosité relative** et on détermine avec diagramme de Moody le Coefficient de perte de charge linéaire λ

Conduites		Re	ϵ	ϵ/D	λ
Départ	Arrivée		(mm)		
CPF	Té 1 N	619888,68	0,05	0,00012	0,0165
Té 1 N	Sat 5	182961,42	0,05	0,00012	0,018
Té 1 N	Té 2 N	413059,91	0,05	0,00012	0,0175
Té 2 N	Sat 6	297071,41	0,05	0,00012	0,018
Té 2 N	Sat 7	115988,50	0,05	0,00012	0,0195
CPF	Té 1 S	619888,68	0,05	0,00012	0,0165
Té 1 S	Sat 4	175040,80	0,05	0,00012	0,018
Té 1 S	Té 2 S	447346,32	0,05	0,00012	0,017
Té 2 S	Sat 3	117366,34	0,05	0,00012	0,0195
Té 2 S	Sat 1	329979,97	0,05	0,00012	0,0175

Tableau 17: Coefficient de perte de charge linéaire λ détermine avec diagramme pour les Trunkline

On calcul les pertes de charge linéaire pour les **Trunkline** :

$$J_L = \lambda \frac{L}{D_h} \cdot \frac{v^2}{2g} = \Delta H_L \quad (\text{m})$$

$$J_L = \lambda \frac{L}{D_h} \frac{\rho v^2}{2} = \Delta P_l \quad (\text{Pa})$$

Tableau 18: perte de charge linéaire pour les Trunkline

Conduites		V _m	λ	L	ΔH _L	ΔP _L
Départ	Arrivée	(m/s)		(m)	(m)	(Pa)
CPF	Té 1 N	2,139	0,0165	4559,05	40,500	413911,580
Té 1 N	Sat 5	0,635	0,018	268,61	0,226	2317,584
Té 1 N	Té 2 N	1,425	0,0175	1654,01	6,919	70717,050
Té 2 N	Sat 6	1,025	0,018	3985	8,869	90645,115
Té 2 N	Sat 7	0,400	0,0195	4354,63	1,600	16358,278
CPF	Té 1 S	2,139	0,0165	3209,22	28,508	291361,867
Té 1 S	Sat 4	0,604	0,018	512,11	0,395	4044,233
Té 1 S	Té 2 S	1,544	0,017	2070,04	9,867	100841,026
Té 2 S	Sat 3	0,405	0,0195	791,46	0,297	3044,196
Té 2 S	Sat 1	1,139	0,0175	5563,58	14,85	151806,165

2.2.2 Calcul des pertes de charge singulières :

Chaque conduite contient une vanne régulatrice '**Ball Valve** '12'' et un nombre différent de **Coudes 12'' 90°** et **Coudes 12'' 45°**.

Il existe quatre **Té 12''**, deux (02) pour les **Trunkline sud** et les autres **Té** existe entre les **Trunkline nord**, en compte aussi le rétrécissement **24'' - 18''** a les sorties du collecteur.

On calcule le coefficient de singularités totale pour chaque conduite $\xi_{i=1}^n \xi_i$

Tableau 19: Coefficient de singularité ξ totale pour les Trunkline

Conduites		Nombre de vanne	ξ van	Coudes 90°	ξ 90°	Coudes 45°	ξ 45°	ξ Té	ξ rétrécissement 24 - 18	Total
Départ	Arrivée									
CPF	Té 1 N	1	0,49	5	0,42	4	0,21	0,29	0,22	3,94
Té 1 N	Sat 5	1	0,49	1	0,42	0	0,21	0		0,91
Té 1 N	Té 2 N	1	0,49	1	0,42	0	0,21	0,29		1,2

Té 2 N	Sat 6	1	0,49	6	0,42	0	0,21	0		3,01
Té 2 N	Sat 7	1	0,49	2	0,42	0	0,21	0		1,33
CPF	Té 1 S	1	0,49	5	0,42	4	0,21	0,29	0.22	3,94
Té 1 S	Sat 4	1	0,49	2	0,42	0	0,21	0		1,33
Té 1 S	Té 2 S	1	0,49	0	0	0	0,21	0,29		0,78
Té 2 S	Sat 3	1	0,49	1	0,42	0	0,21	0		0,91
Té 2 S	Sat 1	1	0,49	2	0,42	0	0,21	0		1,33

On calcul les pertes de charge singulières

$$j_s = \left(\sum_{i=1}^n \xi_i \right) \frac{V_m^2}{2g} = \Delta H_s (m)$$

Ou bien

$$j_s = \left(\sum_{i=1}^n \xi_i \right) \frac{V_m^2}{2g} \rho = \Delta P_s (Pa)$$

Tableau 20: Pertes de charge singulières pour les Trunkline

Conduites		V _m	ρ	ξ	ΔH _s	ΔP _s
Départ	Arrivée	(m/s)	(kg/m3)		m	Pa
CPF	Té 1 N	2,139	1022	3,94	0,9019	9218,043
Té 1 N	Sat 5	0,631	1022	0,91	0,0181	185,470
Té 1 N	Té 2 N	1,425	1022	1,2	0,1219	1246,586
Té 2 N	Sat 6	1,025	1022	3,01	0,1582	1617,347
Té 2 N	Sat 7	0,400	1022	1,33	0,0106	108,94
CPF	Té 1 S	2,139	1022	3,94	0,9019	9218,043
Té 1 S	Sat 4	0,604	1022	1,33	0,0242	248,110
Té 1 S	Té 2 S	1,544	1022	0,78	0,0929	950,380
Té 2 S	Sat 3	0,405	1022	0,91	0,0074	76,320
Té 2 S	sat 1	1,139	1022	1,33	0,0862	881,742

2.2.3 Calcul des pertes de charge totale :

On calcul les pertes de charge Totales existent dans chaque conduite du **Trunkline**

Tableau 21: Résultat de calcul des pertes de charge Totales dans les Trunkline en [m]

Conduites		ΔH _L	ΔH _s	ΔH _t = ΔH _s + ΔH _L
Départ	Arrivée	m	m	m
CPF	Té 1 N	40,500	0,9019	41,402
Té 1 N	Sat 5	0,2267	0,0181	0,244
Té 1 N	Té 2 N	6,9194	0,1219	7,041

Té 2 N	Sat 6	8,8693	0,1582	9,027
Té 2 N	Sat 7	1,6006	0,0106	1,611
CPF	Té 1 S	28,508	0,9019	29,410
Té 1 S	Sat 4	0,3957	0,0242	0,4199
Té 1 S	Té 2 S	9,8670	0,0929	9,960
Té 2 S	Sat 3	0,2978	0,0074	0,305
Té 2 S	Sat 1	14,853	0,0862	14,940

Tableau 22 : Résultat de calcul des pertes de charge Totales dans les Trunkline en [Pas]

Conduites		ΔP_l	ΔP_s	$\Delta P_t = \Delta P_s + \Delta P_l$
Départ	Arrivée	Pas	Pas	Pas
CPF	Té 1 N	413911,580	9218,043	423129,62
Té 1 N	Sat 5	2317,584	185,470	2503,05
Té 1 N	Té 2 N	70717,050	1246,586	71963,63
Té 2 N	Sat 6	90645,115	1617,347	92262,46
Té 2 N	Sat 7	16358,278	108,942	16467,22
CPF	Té 1 S	291361,867	9218,043	300579,91
Té 1 S	Sat 4	4044,233	248,110	4292,34
Té 1 S	Té 2 S	100841,026	950,380	101791,40
Té 2 S	Sat 3	3044,196	76,320	3120,51
Té 2 S	Sat 1	151806,165	881,742	152687,90

En déduire les pertes de charge totale entre la station de pompage et chaque satellite

Tableau 23 : Pertes de charges entre la station de pompage et chaque satellite

	$\Delta H_t(m)$	$\Delta P_t(bar)$
CPf -sat 5	41,64703323	4,256326796
CPf-sat 6	57,47120585	5,873557238
CPf-sat7	50,05484167	5,115604819
CPf-sat4	29,83094473	3,048722551
Cpf-sat3	39,67630475	4,054918345
Cpf-sat1	54,31107884	5,550592256

2.3 Calcul des Pertes de Charge dans les Flowline :

Il faut rappeler que le rôle primordial des **Flowline** est de répartir le débit total Q_t du satellite sur le nombre de puits **Qb**, il est caractérisé par **8"** de diamètre.

Connaissant le diamètre extérieur, l'épaisseur du Flowline et le débit délivré pour chaque puit injecteur, nous avons travaillé avec la même procédure de calcul des pertes pour le réseau du Trunkline

2.3.1 Pertes de charge linéaires :

Tableau 24 : résultats de calcul du vitesse moyenne pour les Flowline

Conduites		D	Dext	ep	Dint	S	Qv	Qv	V _m
SAT	Puits	"pouce"	mm	mm	mm	m ²	m ³ /h	m ³ /s	(m/s)
Sat1	QB 38	8	203	15,9	171,2	0,023	45,786	0,0127	0,552
Sat1	QB 47	8	203	15,9	171,2	0,023	39,258	0,0109	0,473
Sat1	QB 70	8	203	15,9	171,2	0,023	81,7483	0,0227	0,986
Sat1	QB 20	8	203	15,9	171,2	0,023	40,051	0,0111	0,483
Sat1	QB MLNE1	8	203	15,9	171,2	0,023	151,263	0,0420	1,826
Sat1	QB 35	8	203	15,9	171,2	0,023	97,86	0,0271	1,181
Sat1	QB 76	8	203	15,9	171,2	0,023	43,987	0,0122	0,531
Sat1	QB 89	8	203	15,9	171,2	0,023	30,91	0,0085	0,373
Sat1	QB 56	8	203	15,9	171,2	0,023	41,118	0,0114	0,496
Sat3	QB 51	8	203	15,9	171,2	0,023	44,288	0,0123	0,534
Sat3	QB 18	8	203	15,9	171,2	0,023	83,145	0,0230	1,003
Sat3	QB 58	8	203	15,9	171,2	0,023	38,554	0,0107	0,465
Sat3	QB 48	8	203	15,9	171,2	0,023	36,003	0,010	0,434
Sat4	QB 7	8	203	15,9	171,2	0,023	89,342	0,0248	1,078
Sat4	Sat 73	8	203	15,9	171,2	0,023	116,082	0,0322	1,401
Sat4	Sat 88	8	203	15,9	171,2	0,023	98,282	0,0273	1,186
Sat5	QB 92	8	203	15,9	171,2	0,023	83,752	0,0232	1,011
Sat5	QB 104	8	203	15,9	171,2	0,023	110,178	0,0306	1,330
Sat5	QB 105	8	203	15,9	171,2	0,023	117,745	0,0327	1,421
Sat6	QB 39	8	203	15,9	171,2	0,023	55,476	0,0154	0,669

Sat6	QB 94	8	203	15,9	171,2	0,023	41,068	0,0114	0,495
Sat6	QB 21	8	203	15,9	171,2	0,023	104,469	0,0290	1,261
Sat6	QB 78	8	203	15,9	171,2	0,023	51,514	0,0143	0,621
Sat6	QB 79	8	203	15,9	171,2	0,023	158,133	0,0439	1,909
Sat6	QB 50	8	203	15,9	171,2	0,023	97,262	0,0270	1,174
Sat7	QB 90	8	203	15,9	171,2	0,023	62,18	0,0172	0,750
Sat7	QB 97	8	203	15,9	171,2	0,023	97,49	0,0270	1,177
Sat7	QB 103	8	203	15,9	171,2	0,023	36,89	0,0102	0,445

On calcule le nombre de Reynolds pour chaque conduite

Tableau 25: résultats de calcul du nombre de Reynolds pour les Flowline

Conduites		V_m	ρ	μ	Re
SAT	Puits	(m/s)	(Kg/m ³)	(Pa. s)	
Sat 1	QB 38	0,552	1022	0,0015	64478,72
Sat 1	QB 47	0,473	1022	0,0015	55285,58
Sat 1	QB 70	0,986	1022	0,0015	115123,09
Sat 1	QB 20	0,483	1022	0,0015	56402,33
Sat 1	QB MLNE1	1,826	1022	0,0015	213018,06
Sat 1	QB 35	1,181	1022	0,0015	137812,60
Sat 1	QB 76	0,531	1022	0,0015	61945,25
Sat 1	QB 89	0,371	1022	0,0015	43529,40
Sat 1	QB 56	0,496	1022	0,0015	57904,95
Sat 3	QB 51	0,534	1022	0,0015	62369,14
Sat 3	QB 18	1,003	1022	0,0015	117090,013
Sat 3	QB 58	0,465	1022	0,0015	54294,16
Sat 3	QB 48	0,434	1022	0,0015	50701,68
Sat 4	QB 7	1,078	1022	0,0015	125817,018
Sat 4	Sat 73	1,401	1022	0,0015	163473,96

Sat 4	Sat 88	1,186	1022	0,0015	138406,88
Sat 5	QB 92	1,011	1022	0,0015	117944,8
Sat 5	QB 104	1,330	1022	0,0015	155159,6
Sat 5	QB 105	1,421	1022	0,0015	165815,9
Sat 6	QB 39	0,669	1022	0,0015	78124,78
Sat 6	QB 94	0,495	1022	0,0015	57834,53
Sat 6	QB 21	1,261	1022	0,0015	147119,81
Sat 6	QB 78	0,621	1022	0,0015	72545,25
Sat 6	QB 79	1,909	1022	0,0015	222692,82
Sat 6	QB 50	1,174	1022	0,0015	136970,46
Sat 7	QB 90	0,750	1022	0,0015	87565,78
Sat7	QB 97	1,177	1022	0,0015	137291,5
Sat 7	QB 103	0,445	1022	0,0015	51950,82

Le régime est **turbulent** pour toutes les conduites

Donc en calcul la **rugosité relative** et en détermine le coefficient de perte de charge linéaire λ avec le diagramme de Moody. Le tableau suivant représente Les résultats trouvé à l'aide du diagramme de Moody.

Tableau 26 : Coefficient de perte de charge linéaire λ détermine avec diagramme pour les Flowline

Conduites		Re	ϵ	ϵ/D	λ
SAT	Puits		mm		
Sat 1	QB 38	64478,72	0,05	0,00029	0,024
Sat 1	QB 47	55285,58	0,05	0,00029	0,025
Sat 1	QB 70	115123,09	0,05	0,00029	0,022
Sat 1	QB 20	56402,33	0,05	0,00029	0,024
Sat 1	QB MLNE1	213018,06	0,05	0,00029	0,0195
Sat 1	QB 35	137812,60	0,05	0,00029	0,022

Sat 1	QB 76	61945,25	0,05	0,00029	0,024
Sat 1	QB 89	43529,40	0,05	0,00029	0,026
Sat 1	QB 56	57904,95	0,05	0,00029	0,024
Sat 3	QB 51	62369,14	0,05	0,00029	0,023
Sat 3	QB 18	117090,013	0,05	0,00029	0,021
Sat 3	QB 58	54294,16	0,05	0,00029	0,024
Sat 3	QB 48	50701,68	0,05	0,00029	0,024
Sat 4	QB 7	125817,018	0,05	0,00029	0,022
Sat 4	Sat 73	163473,96	0,05	0,00029	0,021
Sat 4	Sat 88	138406,88	0,05	0,00029	0,022
Sat 5	QB 92	117944,8	0,05	0,00029	0,022
Sat 5	QB 104	155159,6	0,05	0,00029	0,022
Sat 5	QB 105	165815,9	0,05	0,00029	0,022
Sat 6	QB 39	78124,78	0,05	0,00029	0,023
Sat 6	QB 94	57834,53	0,05	0,00029	0,024
Sat 6	QB 21	147119,81	0,05	0,00029	0,021
Sat 6	QB 78	72545,25	0,05	0,00029	0,023
Sat 6	QB 79	222692,82	0,05	0,00029	0,0195
Sat 6	QB 50	136970,46	0,05	0,00029	0,022
Sat 7	QB 90	87565,78	0,05	0,00029	0,023
Sat7	QB 97	137291,5	0,05	0,00029	0,022
Sat 7	QB 103	51950,82	0,05	0,00029	0,024

On calcul les pertes de charge linéaire pour les **Flowline** :

$$J_L = \lambda \frac{L}{D_h} \cdot \frac{v^2}{2g} = \Delta H_L \quad (\text{m})$$

$$J_L = \lambda \frac{L}{D_h} \frac{\rho v^2}{2} = \Delta P_l \quad (\text{Pas})$$

Tableau 27: perte de charge linéaire pour les Flowline

Conduites		V_m	λ	L	ΔH_L	ΔP_L
SAT	Puits	m / s		m	m	Pas
Sat 1	QB 38	0,552	0,024	1737,11	3,72	38024,34
Sat 1	QB 47	0,473	0,025	1426,38	2,34	23910,53
Sat 1	QB 70	0,986	0,022	3008	18,82	192404,73
Sat 1	QB 20	0,483	0,024	1455,93	2,38	24385,85
Sat 1	QB MLNE1	1,826	0,0195	5644	107,19	1095581,82
Sat 1	QB 35	1,181	0,022	3630,24	32,55	332756,25
Sat 1	QB 76	0,531	0,024	1599	3,16	32304,73
Sat 1	QB 89	0,371	0,026	1160	1,22	12536,81
Sat 1	QB 56	0,496	0,024	1494,72	2,58	26387,17
Sat 3	QB 51	0,534	0,023	1682,42	3,23	33021,14
Sat 3	QB 18	1,003	0,021	3607,56	22,30	227857,28
Sat 3	QB 58	0,465	0,024	2297,64	3,48	35660,70
Sat 3	QB 48	0,434	0,024	1598,37	2,11	21633,34
Sat 4	QB 7	1,078	0,022	3429,46	25,63	262009,80
Sat 4	Sat 73	1,401	0,021	4292,45	51,70	528459,95
Sat 4	Sat 88	1,186	0,022	3500	31,66	323591,03
Sat 5	QB 92	1,011	0,022	3117,2	20,47	209283,7
Sat 5	QB 104	1,330	0,022	4114,17	46,77	478027
Sat 5	QB 105	1,421	0,022	4498,3	58,40	596916,8
Sat 6	QB 39	0,669	0,023	2380,15	7,17	73299,37
Sat 6	QB 94	0,495	0,024	1492,89	2,57	26290,81
Sat 6	QB 21	1,261	0,021	4161,09	40,59	414914,9
Sat 6	QB 78	0,621	0,023	1872,63	4,86	49726,53
Sat 6	QB 79	1,909	0,0195	6184,55	128,37	1312035
Sat 6	QB 50	1,174	0,022	2953,99	26,17	267470,5
Sat 7	QB 90	0,750	0,023	5898,14	22,32	228192,9

Sat7	QB 97	1,177	0,022	4518,78	40,22	411075,7
Sat 7	QB 103	0,445	0,024	1341	1,86	19055,27

2.3.2 Calcul des pertes de charge singulières :

Chaque conduite contient deux (02) vanne régulatrice '**Ball Valve 8"** la première au niveau du satellite et la deuxième aux têtes du puit injecteur ; un **clapet anti retour**, et un nombre différent de coude Quatre **Coudes 8" 90°** et trois **Coudes 8" 45°**, il existe aussi un rétrécissement ξ (**18" – 8"**) au niveau du satellite ;

On calcule le coefficient de singularités totale pour chaque conduite $\xi_i = \sum_{i=1}^n \xi_i$

Tableau 28 : Singularités des conduites de Flowline

Type des singularités	Nombre	Valeur de coefficient ξ_i	Valeur totale
Rétrécissement 18" – 8"	1	0.41	0.41
Ball Valve 8"	2	0.42	0.82
Coudes 8" 90°	4	0.25	1
Coudes 8" 45° ,	3	0.14	0.42
Clapet anti retour	1	0.86	0.86
La somme des coefficients $\sum_{i=1}^n \xi_i$		3.53	

Tableau 29: Pertes de charge singulières pour les Flowline

Conduites		V_m	ρ	ξ	ΔH_s	ΔP_s
SAT	Puits	m/s	kg/m ³		m	Pa
Sat 1	QB 38	0,552	1022	3,53	0,0539	551,19
Sat 1	QB 47	0,473	1022	3,53	0,0396	405,22
Sat 1	QB 70	0,986	1022	3,53	0,1719	1757,08
Sat 1	QB 20	0,483	1022	3,53	0,0412	421,75
Sat 1	QB MLNE1	1,826	1022	3,53	0,5886	6015,91
Sat 1	QB 35	1,181	1022	3,53	0,2463	2517,94
Sat 1	QB 76	0,531	1022	3,53	0,0497	508,72
Sat 1	QB 89	0,373	1022	3,53	0,0245	251,20
Sat 1	QB 56	0,496	1022	3,53	0,0434	444,52
Sat 3	QB 51	0,534	1022	3,53	0,0504	515,71

Sat 3	QB 18	1,003	1022	3,53	0,1778	1817,64
Sat 3	QB 58	0,465	1022	3,53	0,0382	390,81
Sat 3	QB 48	0,434	1022	3,53	0,0333	340,81
Sat 4	QB 7	1,078	1022	3,53	0,2053	2098,68
Sat 4	Sat 73	1,401	1022	3,53	0,3466	3542,95
Sat 4	Sat 88	1,186	1022	3,53	0,2485	2539,71
Sat 5	QB 92	1,011	1022	3,53	0,1804	1844,27
Sat 5	QB 104	1,330	1022	3,53	0,3123	3191,72
Sat 5	QB 105	1,421	1022	3,53	0,3566	3645,19
Sat 6	QB 39	0,669	1022	3,53	0,0791	809,18
Sat 6	QB 94	0,495	1022	3,53	0,0433	443,44
Sat 6	QB 21	1,261	1022	3,53	0,2807	2869,53
Sat 6	QB 78	0,621	1022	3,53	0,0682	697,72
Sat 6	QB 79	1,909	1022	3,53	0,6433	6574,78
Sat 6	QB 50	1,174	1022	3,53	0,2433	2487,26
Sat 7	QB 90	0,750	1022	3,53	0,0994	1016,57
Sat7	QB 97	1,177	1022	3,53	0,2445	2498,94
Sat 7	QB 103	0,445	1022	3,53	0,0350	357,81

2.3.3 Calcul des pertes de charge totale pour les Flowline :

On calcul les pertes de charges Totales existent dans chaque conduite du **Flowline**

$$\Delta H_t = \Delta H_s + \Delta H_L \quad \text{en m}$$

$$\Delta P_t = \Delta P_s + \Delta P_l \quad \text{en Pa}$$

Tableau 30 : Résultat de calcul des pertes de charge Totales dans les Flowline

Conduites		ΔH_t	ΔP_t
SAT	Puits	m	Pas
Sat 1	QB 38	3,774	38575,53
Sat 1	QB 47	2,379	24315,76

Sat 1	QB 70	18,998	194161,82
Sat 1	QB 20	2,427	24807,61
Sat 1	QB MLNE1	107,788	1101597,73
Sat 1	QB 35	32,805	335274,20
Sat 1	QB 76	3,210	32813,46
Sat 1	QB 89	1,251	12788,02
Sat 1	QB 56	2,625	26831,70
Sat 3	QB 51	3,281	33536,86
Sat 3	QB 18	22,473	229674,92
Sat 3	QB 58	3,5275	36051,52
Sat 3	QB 48	2,1501	21974,15
Sat 4	QB 7	25,842	264108,49
Sat 4	Sat 73	52,055	532002,91
Sat 4	Sat 88	31,911	326130,74
Sat 5	QB 92	20,658	211128
Sat 5	QB 104	47,085	481218,8
Sat 5	QB 105	58,763	600562
Sat 6	QB 39	7,251	74108,55
Sat 6	QB 94	2,615	26734,26
Sat 6	QB 21	40,879	417784,5
Sat 6	QB 78	4,933	50424,26
Sat 6	QB 79	129,022	1318610
Sat 6	QB 50	26,414	269957,8
Sat 7	QB 90	22,427	229209,5
Sat7	QB 97	40,467	413574,6
Sat 7	QB 103	1,899	19413,08

2.4 Calcul des pertes totales entre les puits injecteurs et la station de pompage :

Pour trouver la valeur totale des pertes entre le collecteur et un puit injecteur, On fait la somme des pertes entre le collecteur et le satellite qui alimente ce puit avec les pertes existantes entre le satellite et le puit considéré :

$$\Delta H_{calcul} = \Delta H_{Trunkline} + \Delta H_{Flowline}$$

Tableau 31: Résultat de Calcul des pertes totales entre les puits injecteurs et la station de pompage

Sat	Puits	Δh calculé (m)
1	QB 89	55,562
1	QB 47	56,69
1	QB 20	56,73
1	QB 56	56,93
1	QB 76	57,52
1	QB 38	58,08
1	QB 70	73,30
1	QB 35	87,11
1	QB MLNE1	162,09
4	QB 7	55,67
4	QB 88	61,74
4	QB 73	81,88
3	QB 48	41,82
3	QB 58	43,20
3	QB 51	42,95
3	QB 18	62,14
5	QB 92	62,30
5	QB 104	88,73
5	QB 105	100,41
6	QB 94	60,08
6	QB 78	62,40
6	QB 39	64,72
6	QB 50	83,88
6	QB 21	98,35

6	QB 79	186,49
7	QB 103	51,95
7	QB 90	72,48
7	QB 97	90,52

2.5 Calcul des pertes de charge avec l'équation de Bernoulli :

Pour calculer des pertes de charge réelle entre la station de pompage et les puits injecteur, on applique l'équation de **Bernoulli** entre le collecteur qui situe à la station de pompage et la tête du puit injecteur d'eau **Qb**.

$$\frac{P_c}{\rho g} + \frac{V_c^2}{2g} + Z_c = \frac{P_{tet}}{\rho g} + \frac{V_{tet}^2}{2g} + Z_{tet} + \Delta H_{réel}$$

D'où :

$$\Delta H_{réel} = \left[\frac{P_c - P_{tet}}{\rho g} + \frac{V_c^2 - V_{tet}^2}{2g} - Hg \right]$$

$$Hg = Z_{tet} - Z_c$$

Hg : Hauteur géométrique en [m]

P_c : Pression d'eau dans le collecteur en [Pas] ou [bar]

P_{tet} : Pression tête de puit injecteur en [Pas] ou [bar]

V_c : vitesse l'écoulement de l'eau au niveau de collecteur en [m/s]

V_{tet} : vitesse à la tête de puit injecteur en [m/s]

Z_{tet} : Altitude du puit injecteur [m]

Z_c : Altitude du collecteur en [m]

En note que :

$$Hmt = Hg + \Delta H_{réel}$$

$$\Delta H_{réel} = \Delta H_l + \Delta H_s$$

Hmt : Hauteur manométrique en [m]

ΔH_{réel} : Pertes de charge réelle

ΔH_l : Pertes de charge linéaire en [m]

ΔH_s : Pertes de charge singulière en [m]

On applique l'équation suivante entre le collecteur et la tête de chaque puit injecteur d'eau pour trouver la valeur de pertes de charge réel :

$$\Delta H_{réel} = \left[\frac{P_c - P_{tet}}{\rho g} + \frac{V_c^2 - V_{tet}^2}{2g} - Hg \right]$$

On compare la valeur des pertes de charge calculée (pertes déterminées à partir des débits d'écoulement et les diamètres des conduites) avec les valeurs des pertes de charge trouvées à l'aide de l'équation de Bernoulli.

Le tableau suivant illustre la pression mesurée au niveau de chaque tête de puits injecteur et la hauteur géométrique de chaque puit injecteur, l'altitude du collecteur est de $Z_c = 199$ m

Tableau 32 : Pression mesuré tête de puit injecteur et la hauteur géométrique de chaque puit

Satellite	Puits	Altitude	Hg	Pression tête (bar)
1	QB 89	235,12	36,12	224,35
1	QB 47	239,04	40,04	223,5
1	QB 20	239,68	40,68	223,25
1	QB 56	245,27	46,27	224
1	QB 76	247,59	48,59	222
1	QB 38	248,37	49,37	222
1	QB 70	251,62	52,62	221
1	QB 35	253,81	54,81	218,99
1	QB MLNE1	257,49	58,49	210,5
4	QB 7	208,46	9,46	226
4	QB 88	208,77	9,77	226,14
4	QB 73	212,91	13,91	224
3	QB 48	222	23	227,15
3	QB 58	224,36	25,36	225,63
3	QB 51	224,58	25,58	226,2
3	QB 18	227,69	28,69	223,74
5	QB 92	216,25	17,25	225,06
5	QB 104	216,83	17,83	223,09
5	QB 105	218,09	19,09	219,84
6	QB 94	205,27	6,27	226,76
6	QB 78	205,9	6,9	226,5

6	QB 39	207,44	8,44	224,5
6	QB 50	207,59	8,59	220,26
6	QB 21	208,66	9,66	222,21
6	QB 79	208,91	9,91	210,9
7	QB 103	208,46	9,46	225,8
7	QB 90	209,83	10,83	222,09
7	QB 97	210,72	11,72	220,44

Nous avons appliqué la relation de **Bernoulli** et calculer les valeurs des pertes de charge réelles. On compare les valeurs trouvées avec les pertes calculées précédemment dans le tableau suivant :

Tableau 33: Comparaison entre la perte réelle calculée par équation de Bernoulli et la perte calculée à partir les débits et diamètres

Sat	Puits	Δh réel (Bernoulli)	Δh calculé	Différence
1	QB 89	58,52	55,56	2,96
1	QB 47	62,91	56,69	6,22
1	QB 20	64,72	56,73	7,98
1	QB 56	51,79	56,93	-5,14
1	QB 76	69,04	57,52	11,51
1	QB 38	68,26	58,08	10,17
1	QB 70	74,76	73,30	1,45
1	QB 35	92,21	87,11	5,10
1	QB MLNE1	171,51	162,09	9,41
4	QB 7	68,98	55,67	13,31
4	QB 88	67,29	61,74	5,55
4	QB 73	84,06	81,88	2,18
3	QB 48	44,24	41,82	2,41
3	QB 58	56,75	43,20	13,55
3	QB 51	50,95	42,95	7,99
3	QB 18	71,87	62,14	9,73

5	QB 92	70,40	62,30	8,09
5	QB 104	89,06	88,73	0,32
5	QB 105	119,58	100,41	19,17
6	QB 94	64,78	60,08	4,70
6	QB 78	66,69	62,40	4,29
6	QB 39	84,72	64,72	19,99
6	QB 50	126,01	83,88	42,12
6	QB 21	105,85	98,35	7,50
6	QB 79	216,16	186,49	29,67
7	QB 103	70,99	51,95	19,03
7	QB 90	105,90	72,48	33,42
7	QB 97	121,12	90,52	30,59

3 Tracés des courbes de perte de charge totales :

La courbe de la perte de charge d'une conduite à une allure parabolique. Cette courbe représente l'évolution de la résistance de passage d'eau dans la conduite en fonction du débit volumique qui le traverse, Plus le débit augmente plus la perte de charge augmente.

La courbe de perte de charge étant le graphe correspondant à la relation suivante :

$$\Delta H_m = H_g + A \times Q_v^2$$

ΔH_m : Perte de charge totale

Q_v : le débit

H_g : la hauteur géométrique $H_g = Z - Z_c$

Z : altitude du puit ou conduite considère

Z_c : altitude de la station de pompage ou du collecteur $Z_s = Z_{col} = 199 \text{ m}$

A : constante qui dépend du réseau

Le réseau de pompage est composé de deux lignes principaux :

Ligne Sud (Trunkline sud + Flowline sud)

Ligne Nord (Trunkline nord + Flowline nord)

On trace la courbe de perte de charge totale pour chaque conduite.

On trace la courbe de perte de charge équivalente entre les conduites,

Si les conduites sont en parallèle // on a :

$$Q_{v_{eq}} = Q_{v_1} + Q_{v_2}$$

$$H_{eq} = H_1 = H_2$$

Si les conduites sont en série on a :

$$Q_{v_{eq}} = Q_{v_1} = Q_{v_2}$$

$$H_{eq} = H_1 + H_2$$

On Trace la courbe équivalente de perte de charge pour les deux lignes principales.

Pour trace la courbe de charge totale en doit connaître la hauteur géométrique, et la constant **A** qui est calculé à partir de la valeur de perte de charge totale de la conduite et le débit qui le traverse en utilisons la relation :

$$A = \Delta H_m / Q_v^2$$

On calcule la constante **A** pour toutes les conduites.

Les résultats du calcul de la constant **A** sont bien illustré dans le tableau suivant :

Tableau 34: la hauteur géométrique et la constante A de chaque conduite

Sat	Puits injecteur	Hg [m]	Qv [m3/h]	ΔH [m]	A
1	QB 89	36,12	30,91	1,251	0,00130
1	QB 47	40,04	39,258	2,379	0,00154
1	QB 20	40,68	40,051	2,427	0,00151
1	QB 56	46,27	41,118	2,625	0,00155
1	QB 76	48,59	43,987	3,210	0,00165
1	QB 38	49,37	45,786	3,774	0,00180
1	QB 70	52,62	81,7483	18,998	0,00284
1	QB 35	54,81	97,86	32,805	0,00342
1	QB MLNE1	58,49	151,263	107,788	0,00471
3	QB 48	23	36,003	2,150	0,00165
3	QB 58	25,36	38,554	3,527	0,00237
3	QB 51	25,58	44,288	3,281	0,00167
3	QB 18	28,69	83,145	22,473	0,00325

4	QB 7	9,46	89,342	25,842	0,00323
4	QB 88	9,77	98,282	31,911	0,0033
4	QB 73	13,91	116,082	52,055	0,00386
5	QB 92	17,25	83,752	20,658	0,00294
5	QB 104	17,83	110,178	47,085	0,0038
5	QB 105	19,09	117,745	58,763	0,00423
6	QB 94	6,27	41,068	2,615	0,00155
6	QB 78	6,9	51,514	4,933	0,00185
6	QB 39	8,44	55,476	7,251	0,00235
6	QB 50	8,59	97,262	26,414	0,00279
6	QB 21	9,66	104,469	40,879	0,00374
6	QB 79	9,91	158,133	129,022	0,00515
7	QB 103	9,46	36,89	1,899	0,00139
7	QB 90	10,83	62,18	22,427	0,0058
7	QB 97	11,72	97,49	40,467	0,00425
CPF	Té 1 S	0	1093,25	29,41	$2,46*10^{-05}$
Té 1 S	Té 2 S	3	788,9503	9,96	$1,6*10^{-05}$
Té 1 S	Sat 4	3,26	308,706	0,419	$4,4*10^{-06}$
Té 2 S	Sat 3	8,43	206,99	0,305	$7,12*10^{-06}$
Té 2 S	Sat 1	23,47	581,9603	14,940	$4,41*10^{-05}$
CPF	Té 1 N	0	1093,25	41,40211585	$3,46*10^{-05}$
Té 1 N	Té 2 N	4	728,482	7,041452	$1,32*10^{-05}$
Té 1 N	Sat 5	13.12	322,675	0,244917	$2,35*10^{-06}$
Té 2 N	Sat 7	5.64	204,56	1,611274	$3,85*10^{-05}$
Té 2 N	Sat 6	5.8	523,922	9,027638	$3,28*10^{-05}$

Nous avons calculé la valeur de la perte de charge, par remplacer des valeurs variant de débit dans l'équation de la courbe de perte de charge totale pour but de tracer l'évolution de la perte pour chaque conduite

On trace la courbe de perte de charge pour tous les conduites Flowline et Trunkline du côté sud et nord pour trouver la courbe équivalente de la perte de charge totale pour les réseaux du côté sud et du côté nord.

3.1 Courbes des pertes de charge totales dans les conduites sud :

Nous avons renommé les conduites et les conduites équivalentes pour bien travailler

Cette méthode nous permet de trouver plus facilement la courbe de la perte de charge totale équivalente aux conduites sud (Trunkline et Flowline), Le tableau suivant montre les noms utilisés pour chaque conduite :

Tableau 35: noms utilisés pour conduites équivalente sud

Nom précédent de la Conduite équivalente	Nom utilisé
Sat 1- Qb	F 1
Té 2s - Sat 1	F 2
Té 2s - Sat 1 – Qb	F 3
Sat 3 – Qb	F 4
Té 2s – Sat 3	F 5
Té 2s - Sat 3 – Qb	F 6
Té 2s - Sat1, Sat 3 - Qb	F 7
Sat4 – Qb	F 8
Té 1s – Sat 4	F 9
Té 1s – Sat 4 - Qb	F 10
Té 1s - Té 2s	F 11
Té 1s, Té 2s – Sat 4- Qb	F 12
Cpf - Té 1s	F 13
Té 1s, 2s – Sat 4,3,1- Qb	F 14
Linge equivalente sud	CPF- SAT SUD

Courbe de perte de charge totale pour les conduites qui relie le **SAT1** avec les neuf (09) puits d'injection d'eau ou bien les **QB** :

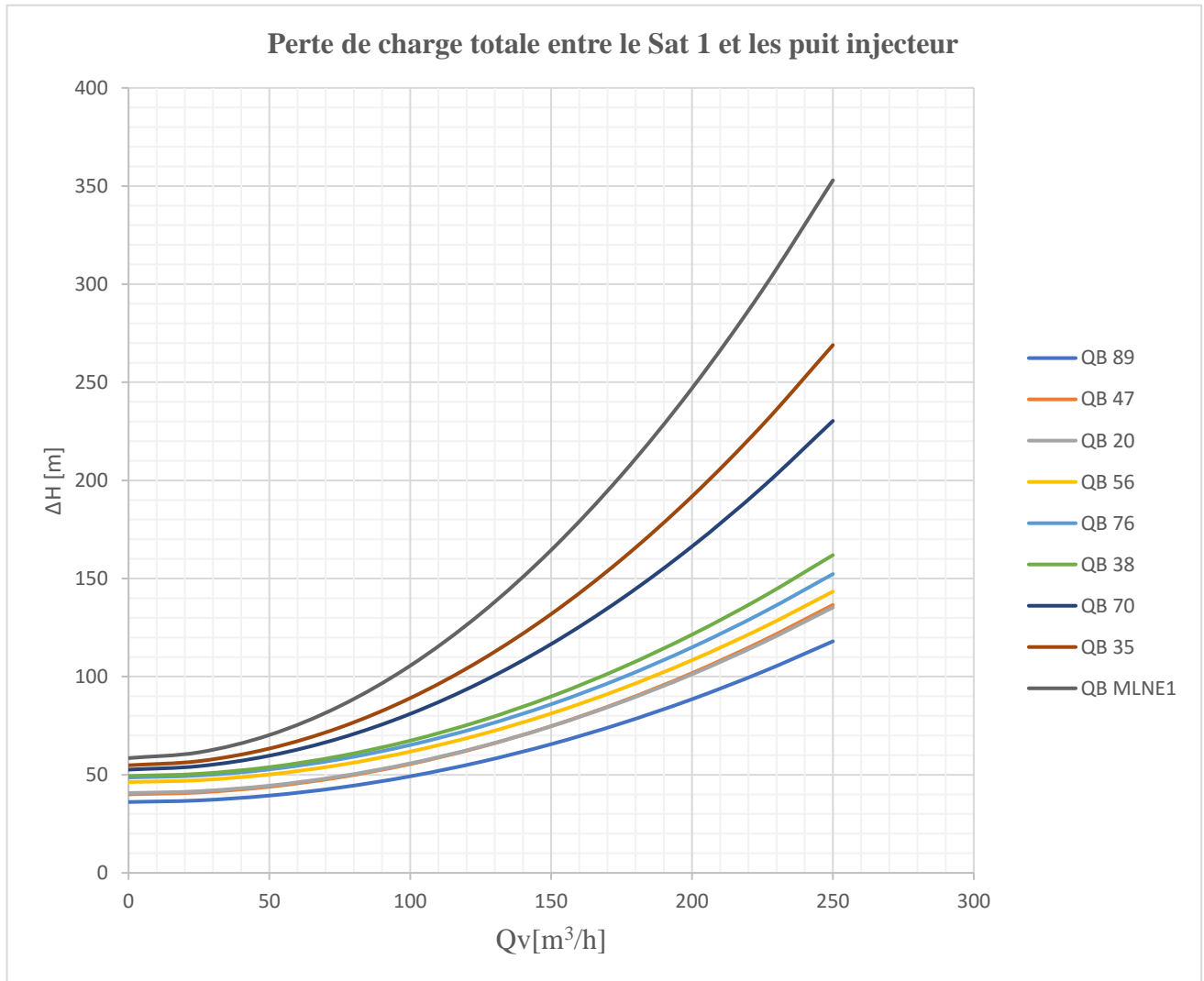


Figure 47 : Perte de charge totale entre le Sat1 et les puits injecteur

Courbe équivalente F 1 :

F1 est La courbe équivalente de la perte de charge totale entre le **Sat 1** et les neuf (09) puits injecteurs d'eau, les conduites entre le **sat1** et les puits **QB** sont en parallèle //.

Donc :

$$[H_{F1} = h_1 = h_2 = h_3 = h_4 = h_5 = h_6 = h_7 = h_8 = h_9]$$

$$[Q_{vF1} = Q_{v1} + Q_{v2} + Q_{v3} + Q_{v4} + Q_{v5} + Q_{v6} + Q_{v7} + Q_{v8} + Q_{v9}].$$

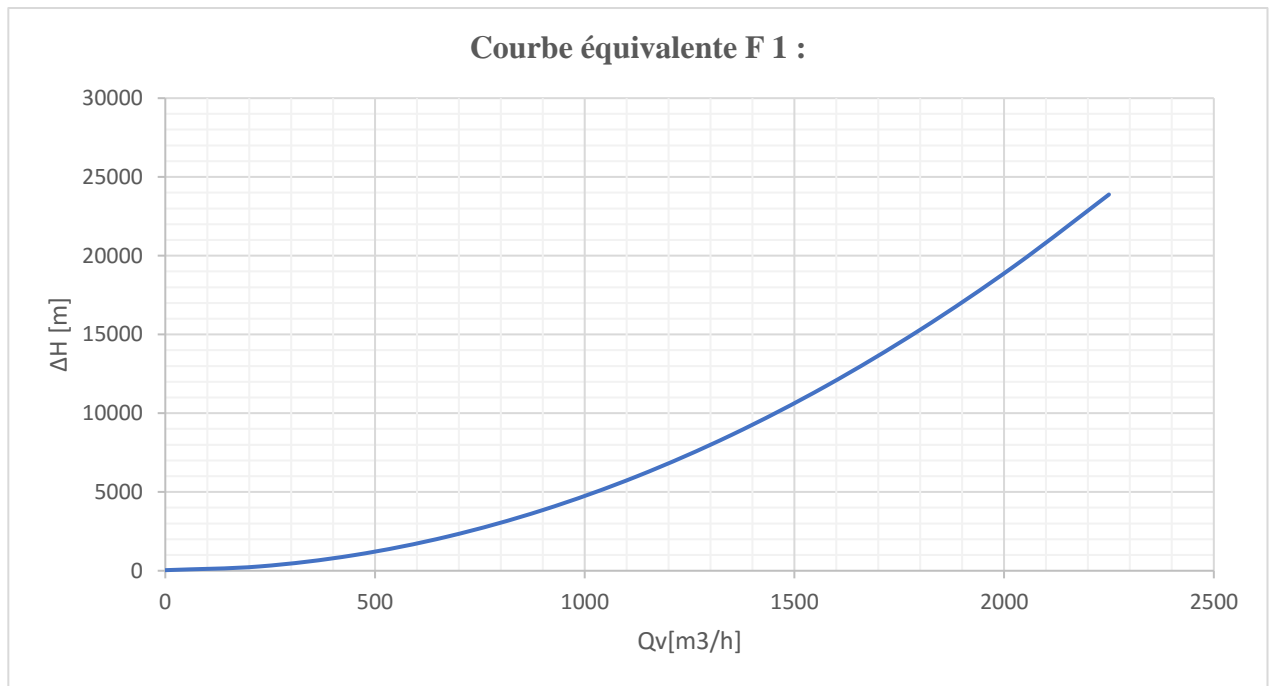


Figure 48 : Courbe équivalente F 1

Courbe de perte de charge totale pour les conduites qui relie le **SAT3** avec les quatre (04) puits d'injection d'eau QB

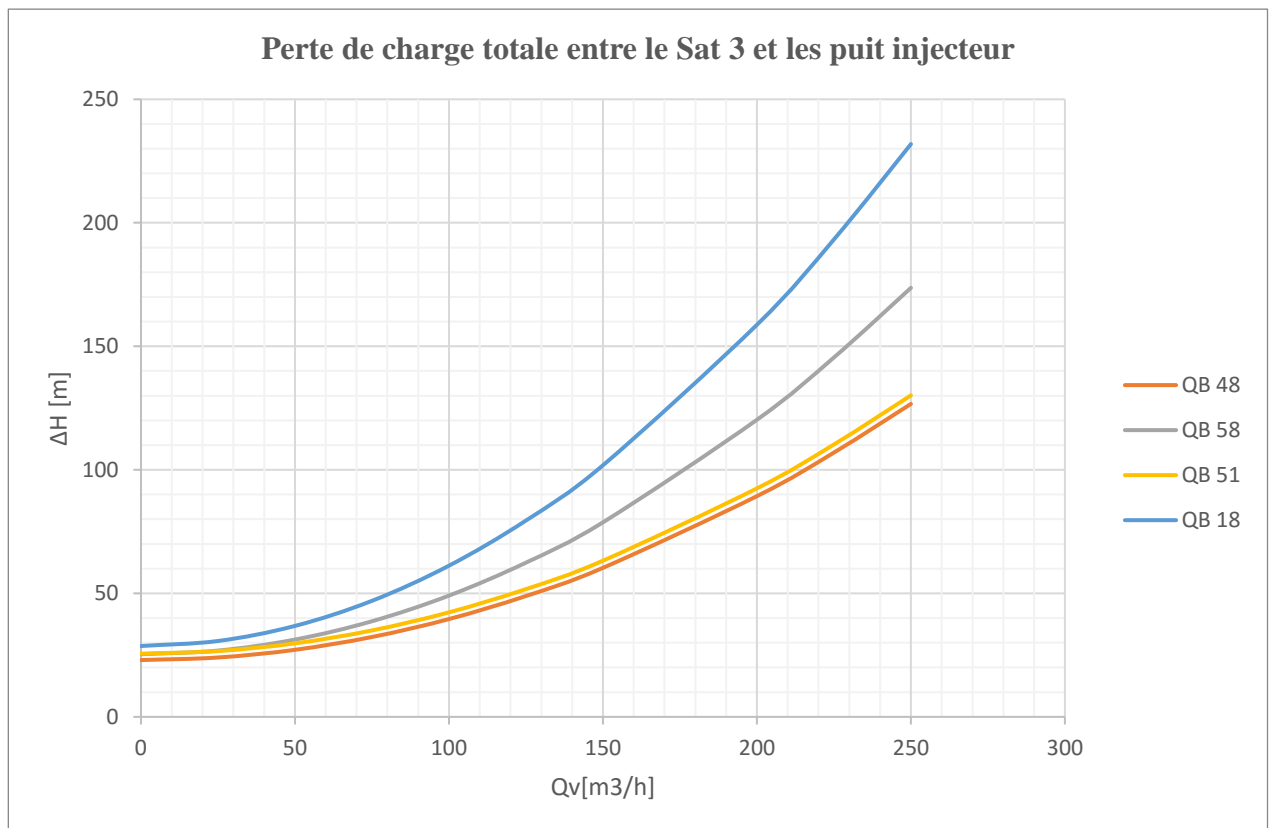


Figure 49 : Perte de charge totale entre le Sat 3 et les puits injecteurs

Courbe équivalente F 4 :

F4 est la courbe équivalente de perte de charge totale entre le **Sat 3** et les quatre (**04**) puits injecteurs d'eau, les conduites qui relient le **Sat 3** avec les puits sont en parallèle //.

Donc : $[H_{F4} = h_1 = h_2 = h_3 = h_4]$.

$[Q_{VF4} = Q_{V1} + Q_{V2} + Q_{V3} + Q_{V4}]$.

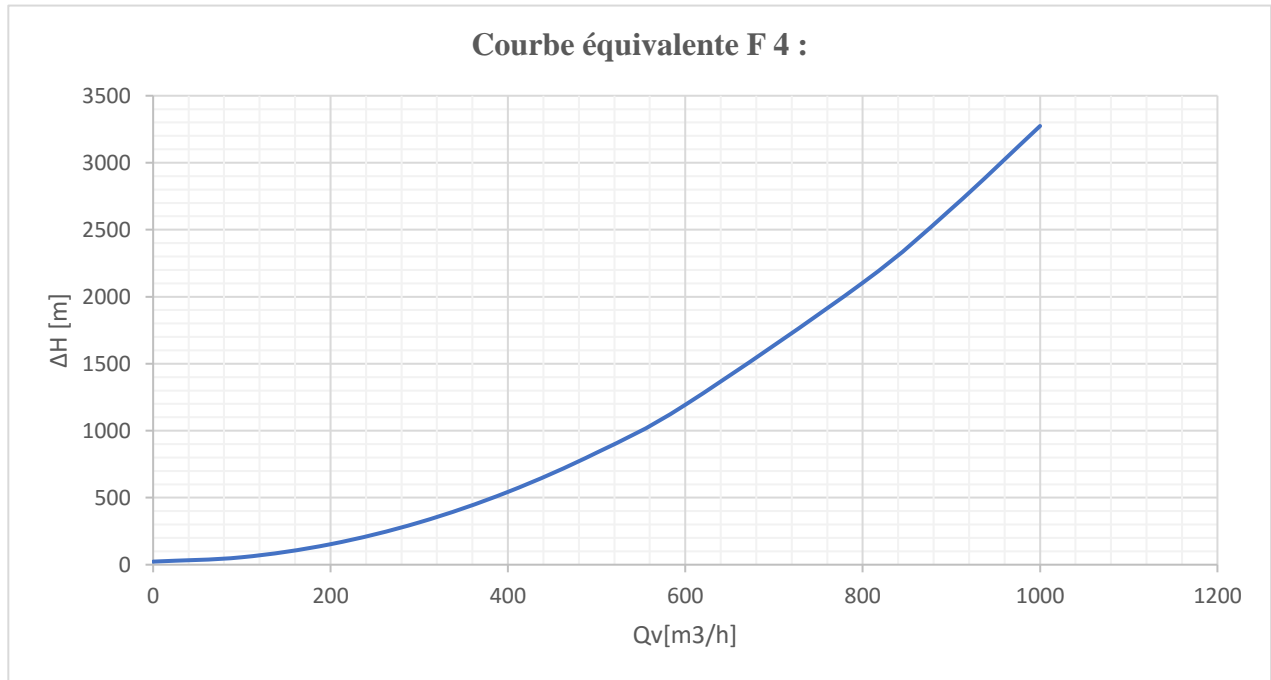


Figure 50 : Courbe équivalente F 4

Courbe de perte de charge totale pour les conduites qui relient le **SAT4** avec les trois (**03**) puits d'injection d'eau.

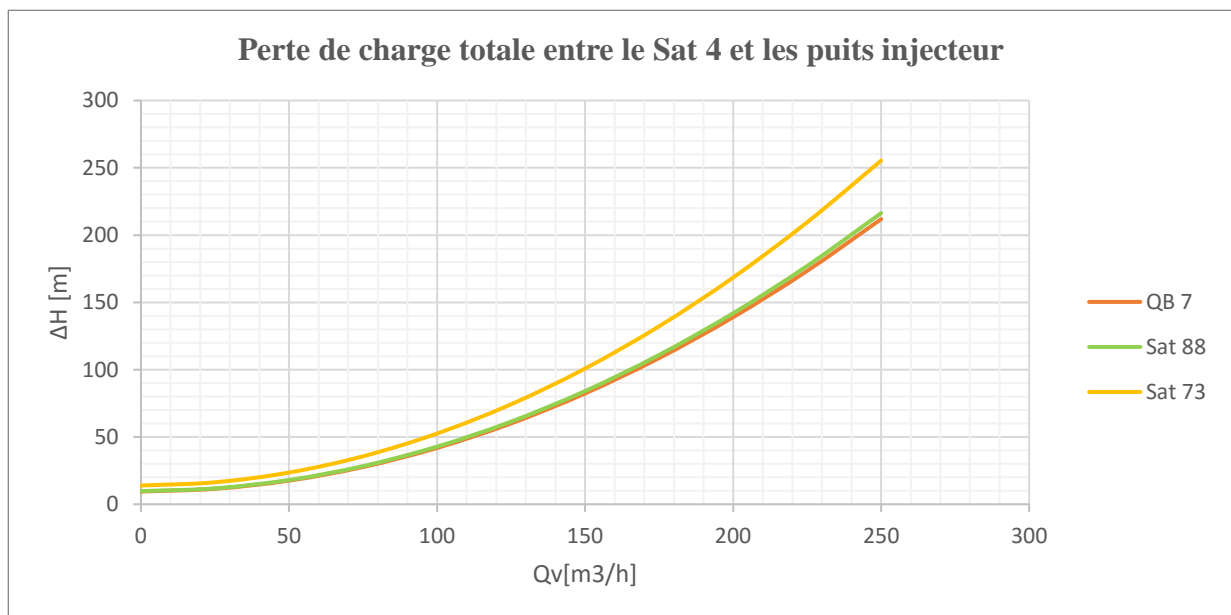


Figure 51 : Perte de charge totale entre le Sat4 et les puits injecteur

Courbe équivalente F 8 :

F8 est la courbe équivalente de la perte de charge totale entre le **Sat 4** et les trois (**03**) puits, les conduites relient le **sat4** avec les puits sont en parallèle //. Donc :

$$[H_{F8} = h_1 = h_2 = h_3]$$

$$[Q_{VF8} = Q_{v1} + Q_{v2} + Q_{v3}].$$

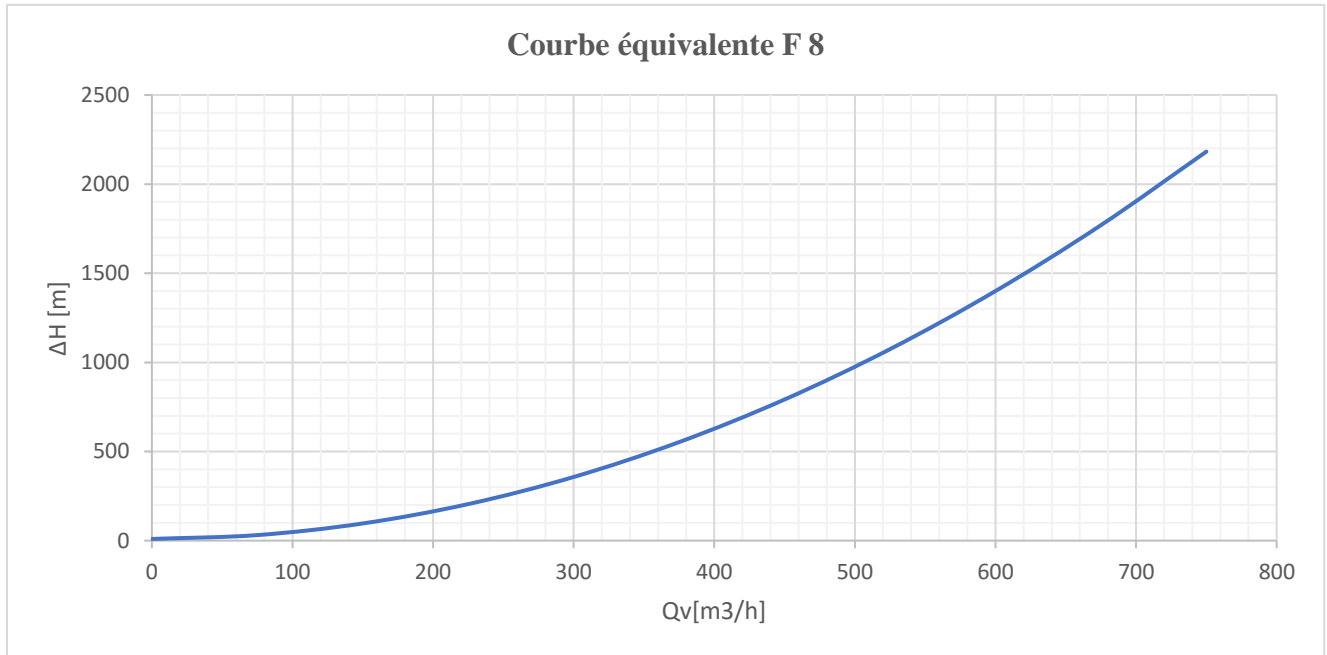


Figure 52 : Courbe équivalente F 8

Courbe équivalente F 2 :

F2 est la courbe de la perte de charge dans conduite qui existe entre le **Té2S** et le **Sat 1**.

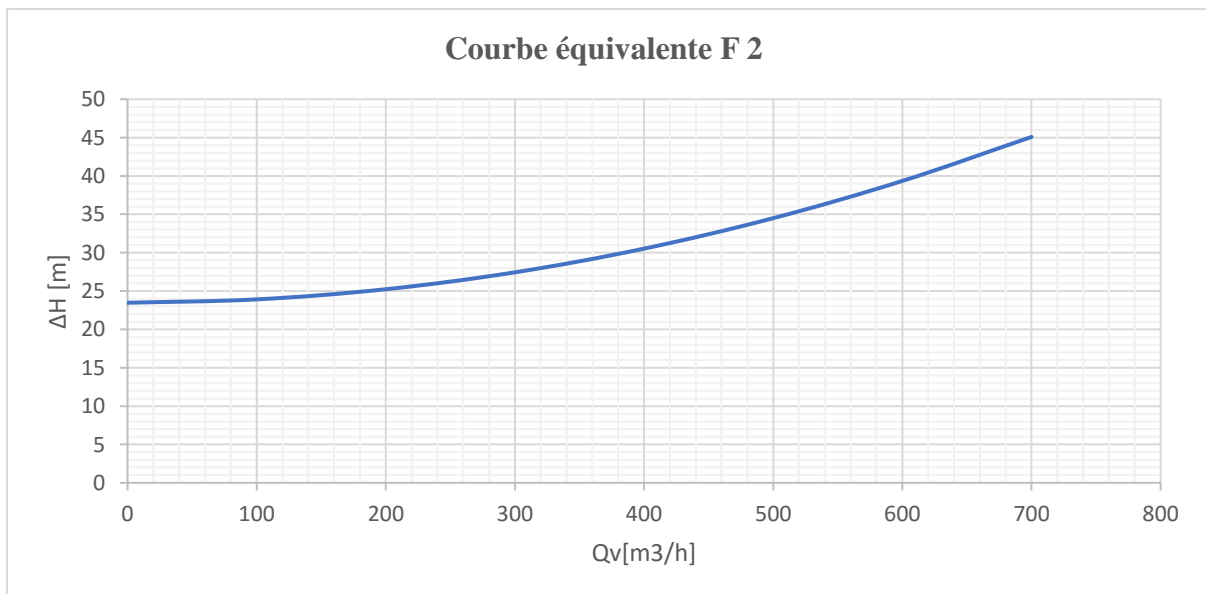


Figure 53: Courbe équivalente F 2

Courbe équivalente F 3 :

F3 est la courbe équivalente de la perte de charge entre F1 et F2 qui sont en série, donc :

On va faire la somme des pertes [$H_{F3} = h_{F1} + h_{F2}$]

On conserve le même débit [$Q_{VF3} = Q_{VF1} = Q_{VF2}$].

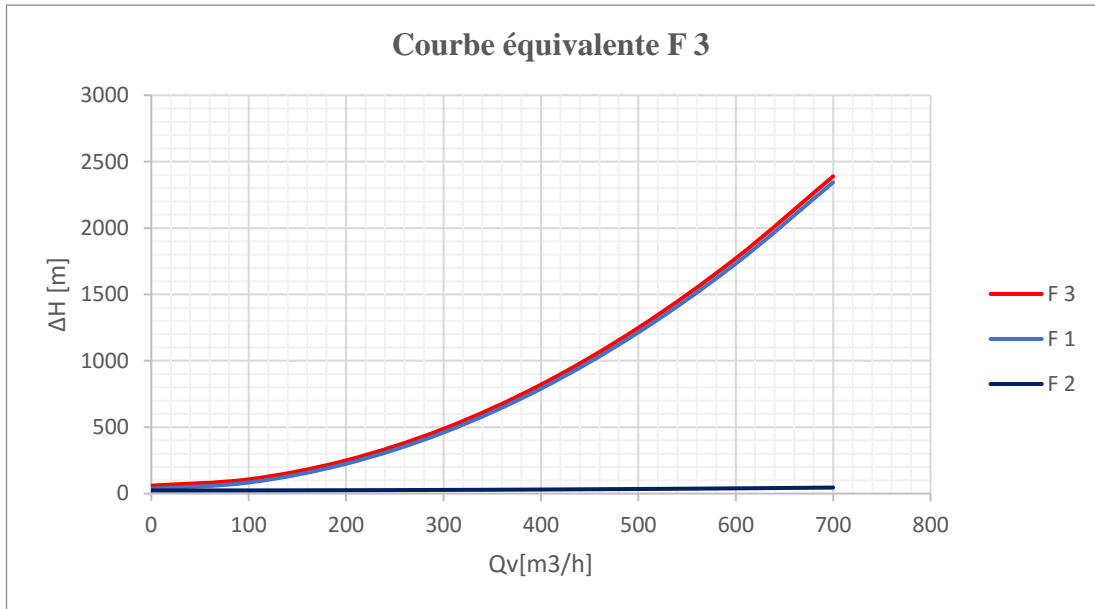


Figure 54 : Courbe équivalente F 3

Courbe équivalente F 5 :

F5 est la courbe de la perte de charge dans la conduite qui existe entre le **Té2S** et le **Sat 3**.

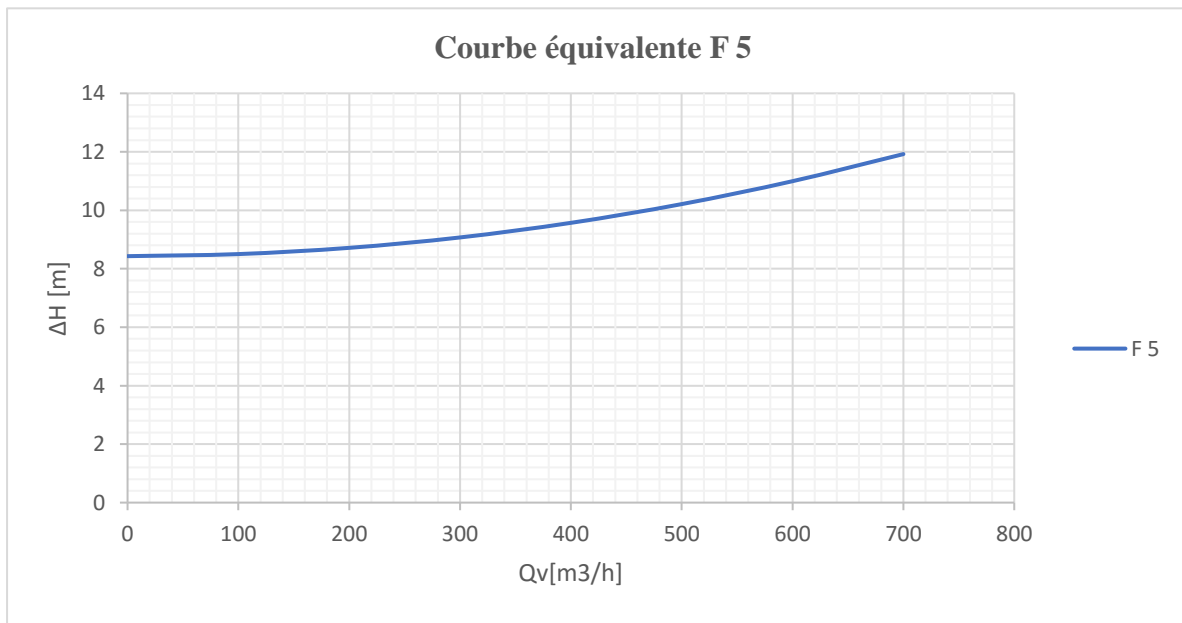


Figure 55 : Courbe équivalente F 5

Courbe équivalente F 6 :

F6 est la courbe équivalente de la perte de charge entre **F5** et **F4** qui sont en série, donc :

On va faire la somme des pertes [$H_{F6} = h_{F4} + h_{F5}$]

On conserve le même débit [$Q_{VF6} = Q_{VF5} = Q_{VF4}$].

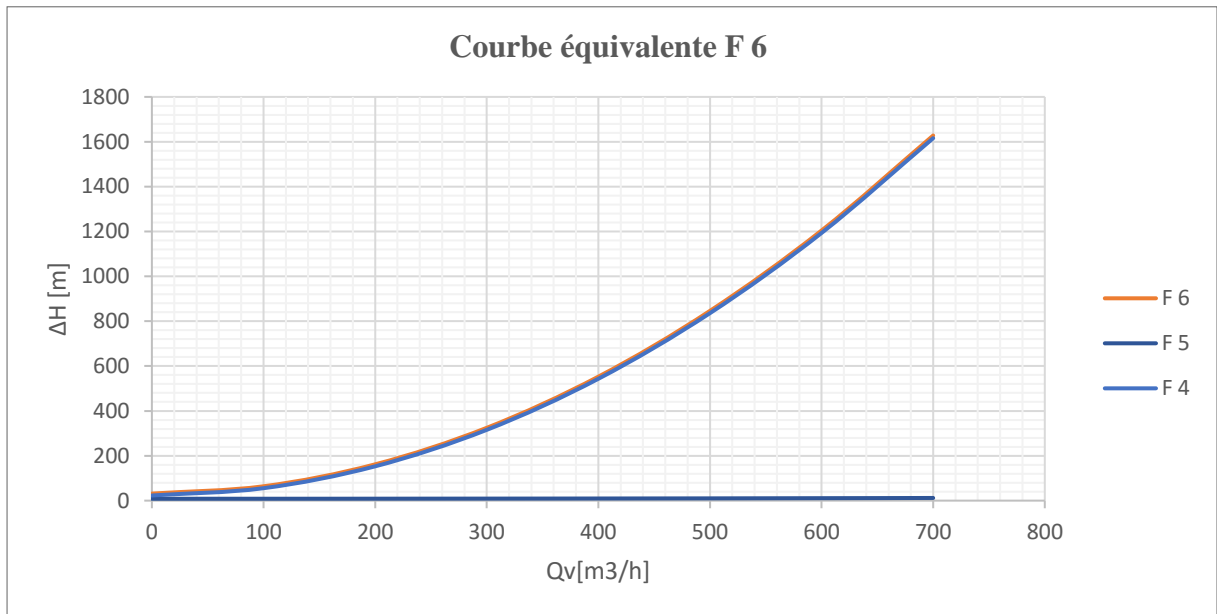


Figure 56 : Courbe équivalente F 6

Courbe équivalente F 7 :

F7 est la courbe équivalente de la perte de charge totale entre **F3** et **F6** qui sont en parallèle donc, On conserve la même perte [$H_{F7} = h_{F3} + h_{F6}$]

On va faire la somme des débits [$Q_{VF7} = Q_{VF3} + Q_{VF6}$].

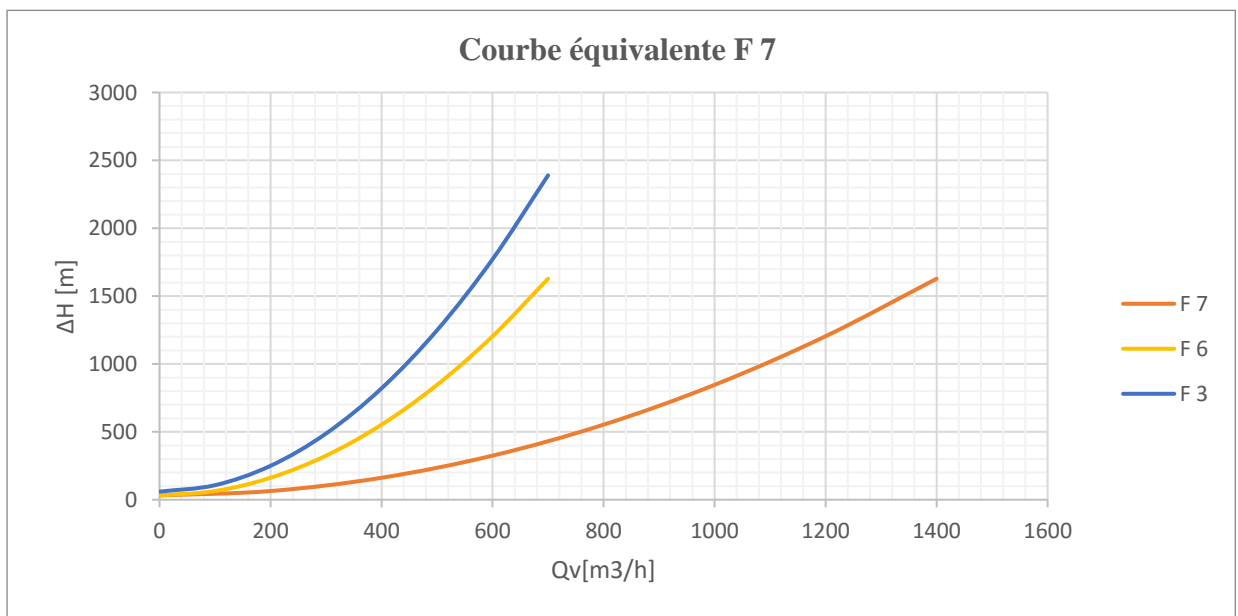


Figure 57: Courbe équivalente F 7

Courbe équivalente F 9 :

F9 est la courbe de la perte de charge dans la conduite qui existe entre le **Té1S** et le **Sat 4**.

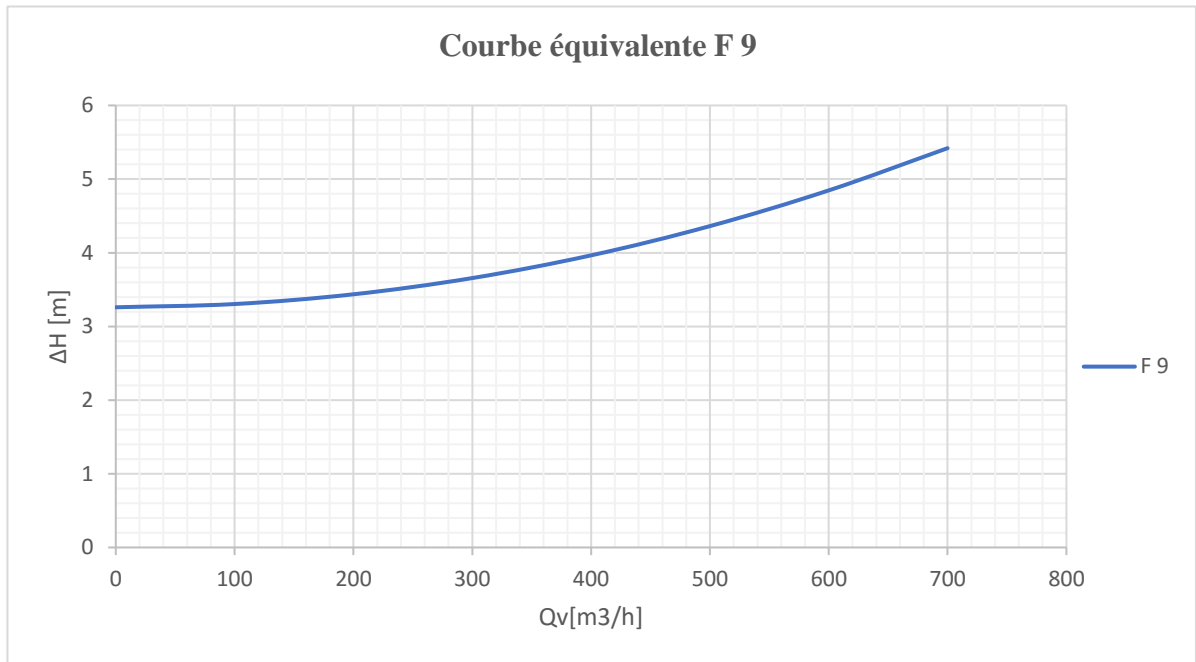


Figure 58: Courbe équivalente F 9

Courbe équivalente F 10 :

F10 est la courbe équivalente de la perte de charge entre **F9** et **F8** qui sont en série, donc :

On va faire la somme des pertes [$H_{F10} = h_{F9} + h_{F8}$]

On conserve le même débit [$Q_{VF10} = Q_{VF9} = Q_{VF8}$].

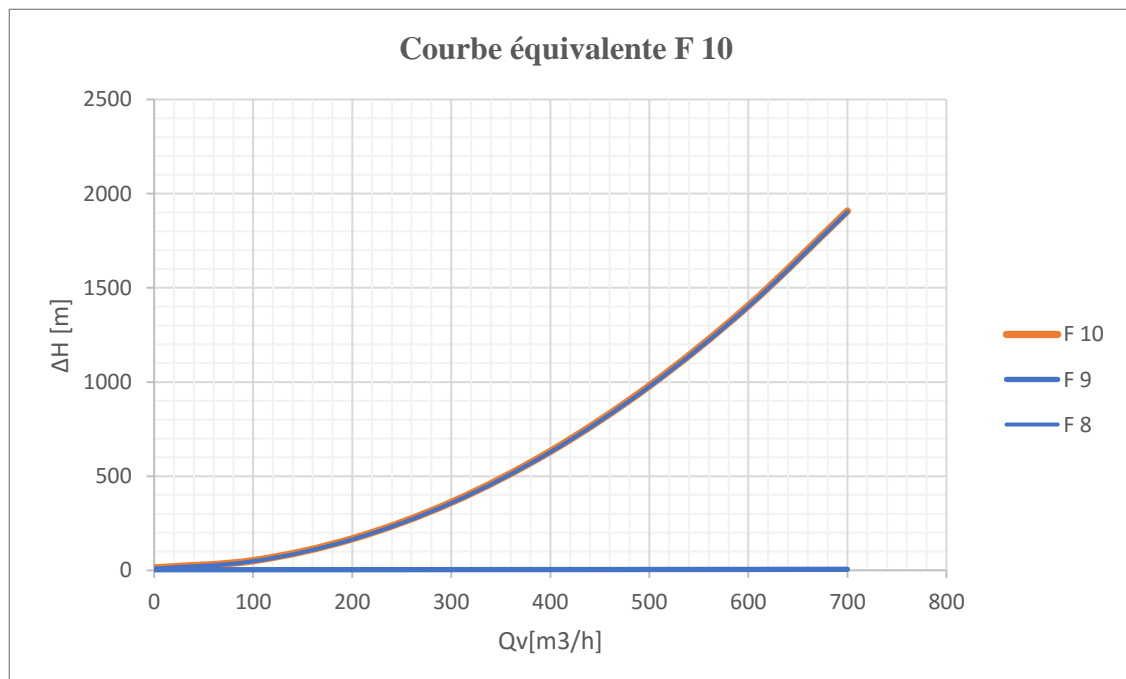


Figure 59: Courbe équivalente F 10

Courbe équivalente F 11 :

F11 est la courbe de la perte de charge dans la conduite qui existe entre le **Té1S** et le **Té1S**.

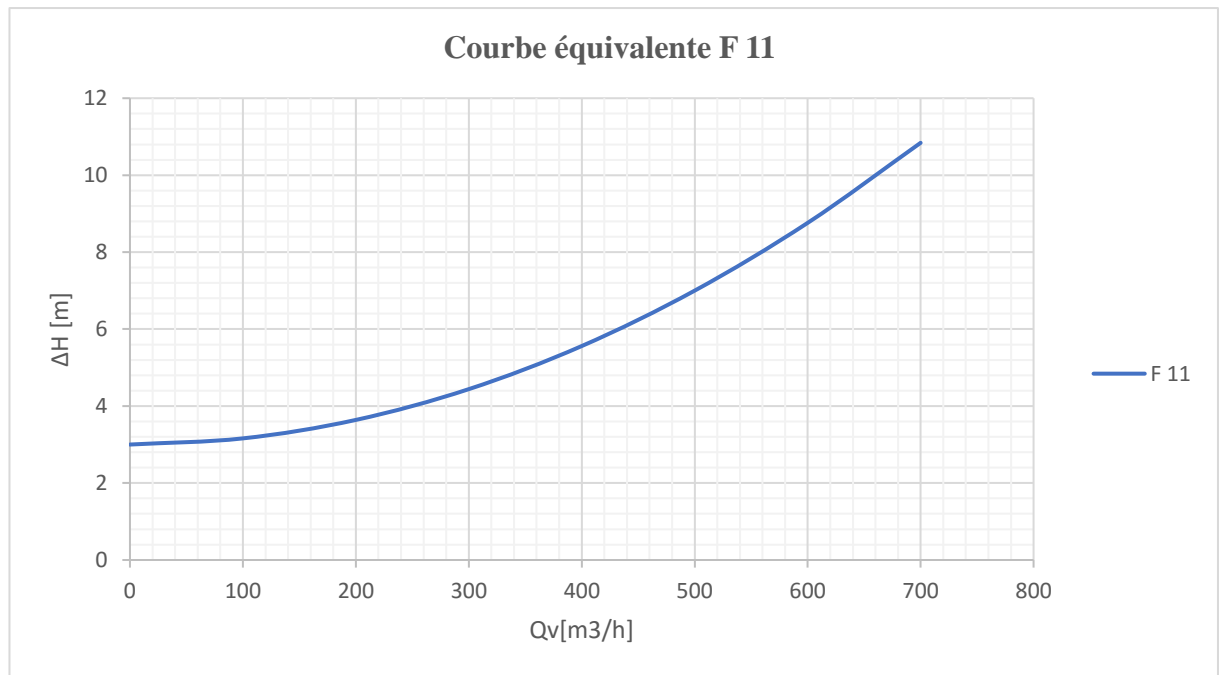


Figure 60 : Courbe équivalente F 11

Courbe équivalente F 12 :

F12 est la courbe équivalente de la perte de charge entre **F10** et **F11** qui sont en parallèle, donc :

On conserve les mêmes pertes [$H_{F12} = h_{F10} = h_{F11}$]

On va faire la somme des débits [$Q_{vF12} = Q_{vF10} + Q_{vF11}$]

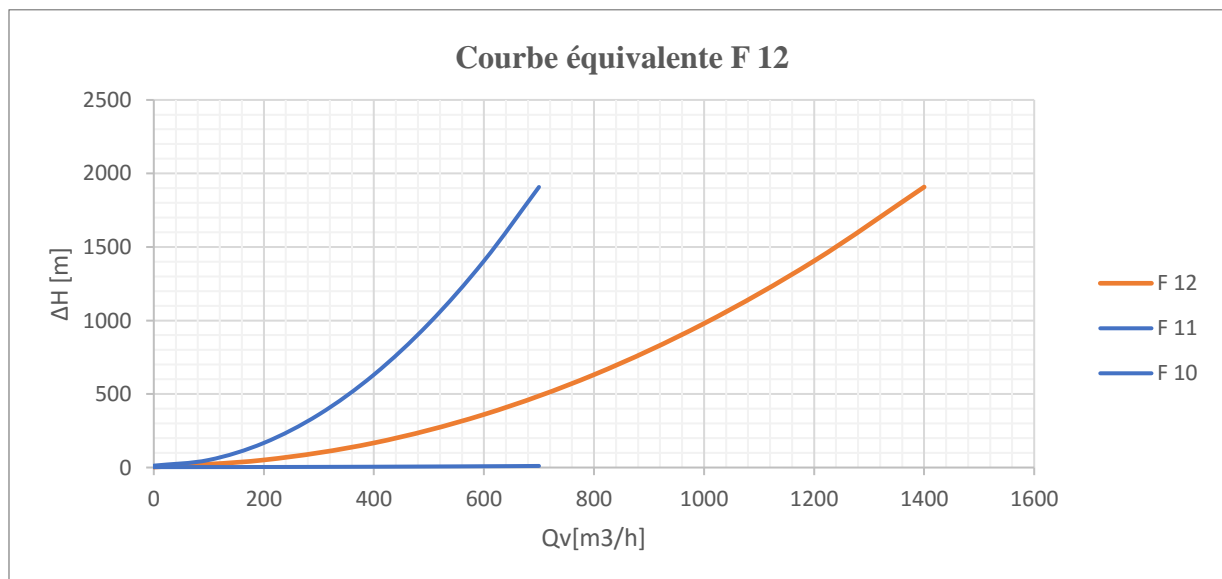


Figure 61: Courbe équivalente F 12

Courbe équivalente F 13 :

F13 est la courbe de la perte de charge dans la conduite qui reliait la **CPF** et le **Té1S**

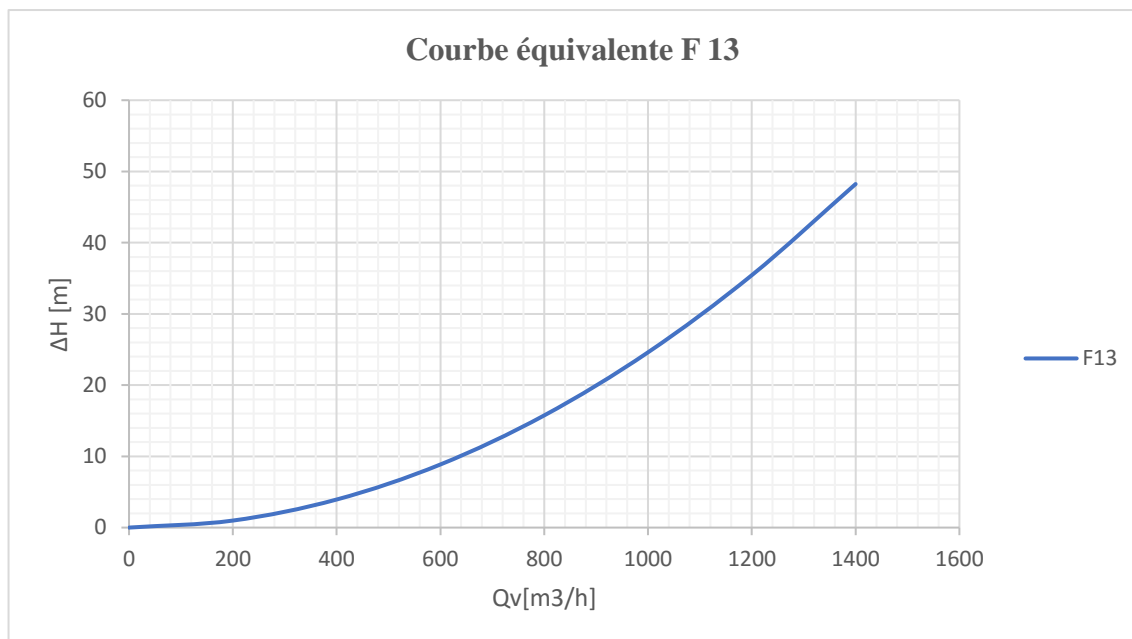


Figure 62: Courbe équivalente F 13

Courbe équivalente F 14 :

F14 est la courbe équivalente de la perte de charge entre **F7** et **F12** qui sont en série, donc :

On va faire la somme des pertes [$H_{F14} = h_{F7} + h_{F12}$]

On conserve le même débit [$Q_{VF14} = Q_{VF12} = Q_{V7}$].

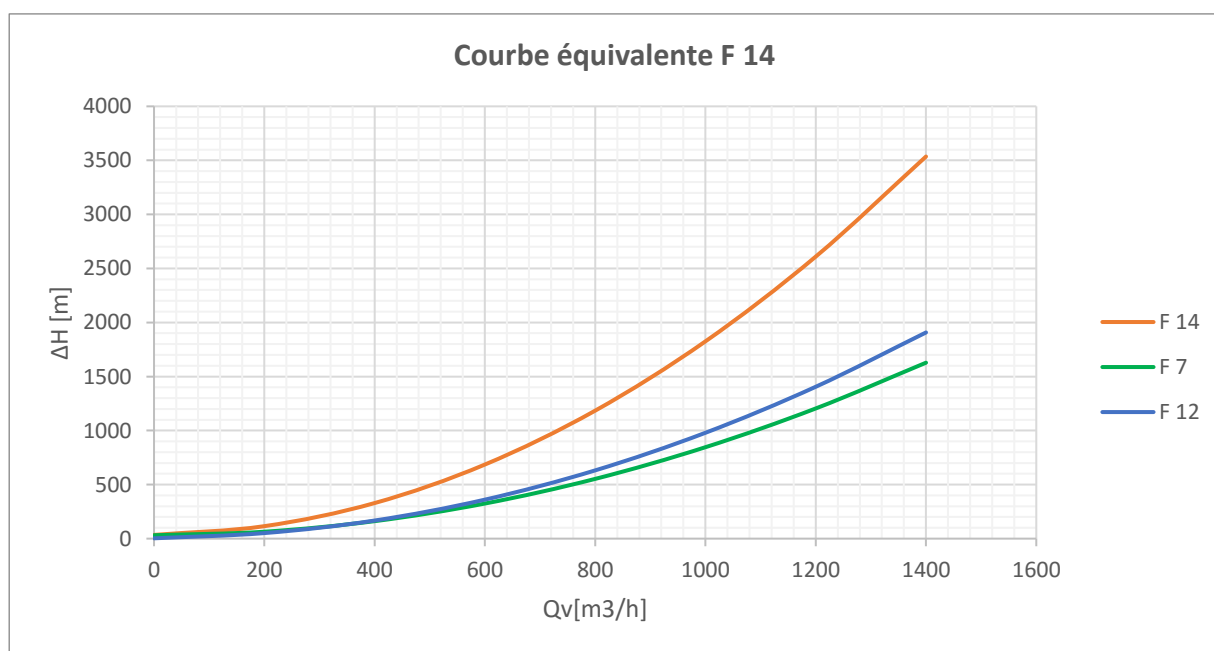


Figure 63: Courbe équivalente F 14

Courbe équivalente CPF-SAT SUD :

C'est la courbe équivalente de la perte de charge entre les deux conduites **F14** et **F13** qui sont en série, donc :

On va faire la somme des pertes [$H_{\text{FCPF-SAT-SUD}} = h_{\text{F13}} + h_{\text{F14}}$]

On conserve le même débit [$Q_{\text{V CPF-SAT-SUD}} = Q_{\text{V F13}} = Q_{\text{V F14}}$].

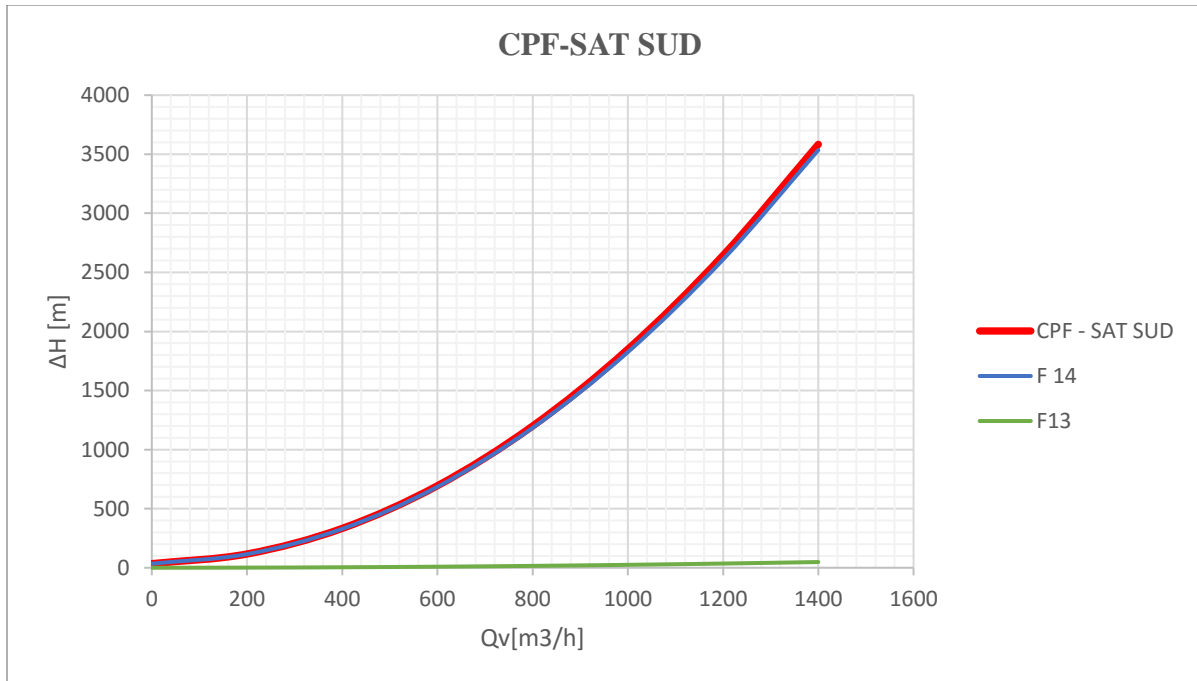


Figure 64 : courbe équivalente CPF-SAT SUD

La courbe équivalente **CPF-SAT SUD** représente la résistance de passage d'eau entre la station de pompage et le côté sud du réseau d'injection d'eau. Grâce à cette courbe, on peut déterminer le point de fonctionnement des conduites sud.

3.2 Courbe des pertes de charge totales dans les conduites Nord :

Nous avons travaillé avec la même méthode utilisée pour les conduites sud

Le tableau suivant montre les noms utilisés pour chaque conduite :

Nome précédent de la Conduite équivalent	Nome utilisé
Sat 6 - Qb	N1
Té 2n - Sat 6	N2
Té 2n - Sat 6 - Qb	N 3
Sat 7 - Qb	N 4
Té 2n - Sat 7	N 5
Té 2n - Sat 7 - Qb	N 6
Té 2n - Sat6, Sat 7 - Qb	N 7
Sat5 - Qb	N 8
Té 1n - Sat 5	N 9
Té 1n - Sat 5 - Qb	N 10
Té 1n - Té 2n	N 11
Té 1n, Té 2n - Sat 5- Qb	N 12
Cpf - Té 1n	N 13
Té 1n, 2n - Sat 5,6,7- Qb	N 14
Linge equivalent nord	Cpf- SAT Nord

Tableau 36 : noms utilisés pour conduites équivalente nord

Courbe de perte de charge totale pour les conduites qui relie le **SAT** avec les six (06) puits d'injection d'eau ou bien les **QB** :

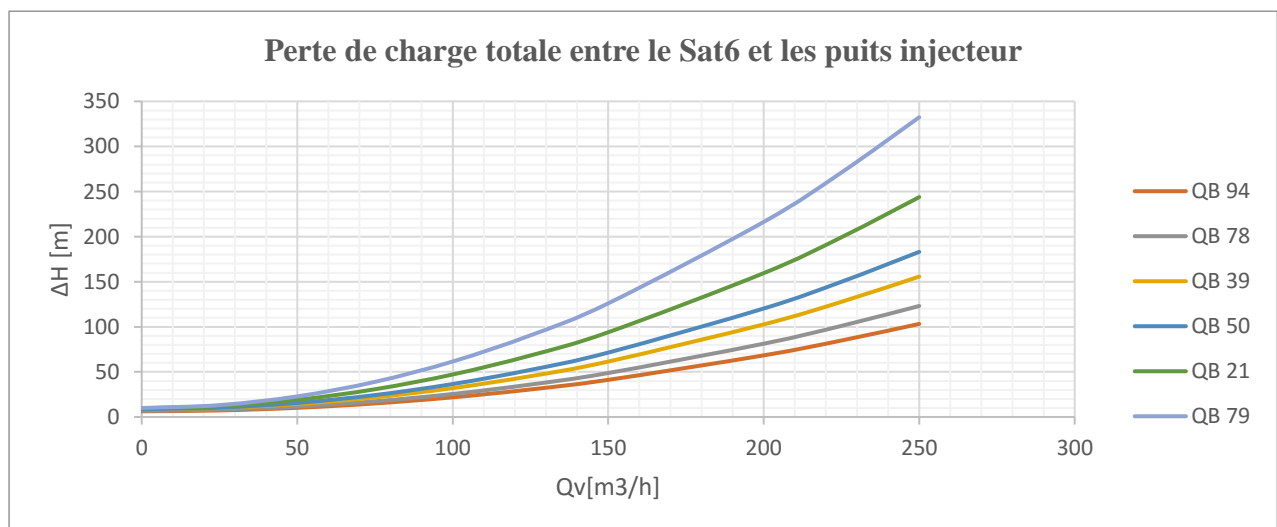


Figure 65 : Perte de charge totale entre le Sat6 et les puits injecteur

Courbe équivalente N1 :

N1 est La courbe équivalente de la perte de charge totale entre le **Sat 6** et les six (06) puits injecteurs d'eau, les conduites entre le **Sat6** et les puit **QB** sont en parallèle //.

Donc :

$$[H_{N1} = h1 = h2 = h3 = h4 = h5 = h6]$$

$$[Q_{vN1} = Q_{v1} + Q_{v2} + Q_{v3} + Q_{v4} + Q_{v5} + Q_{v6}].$$

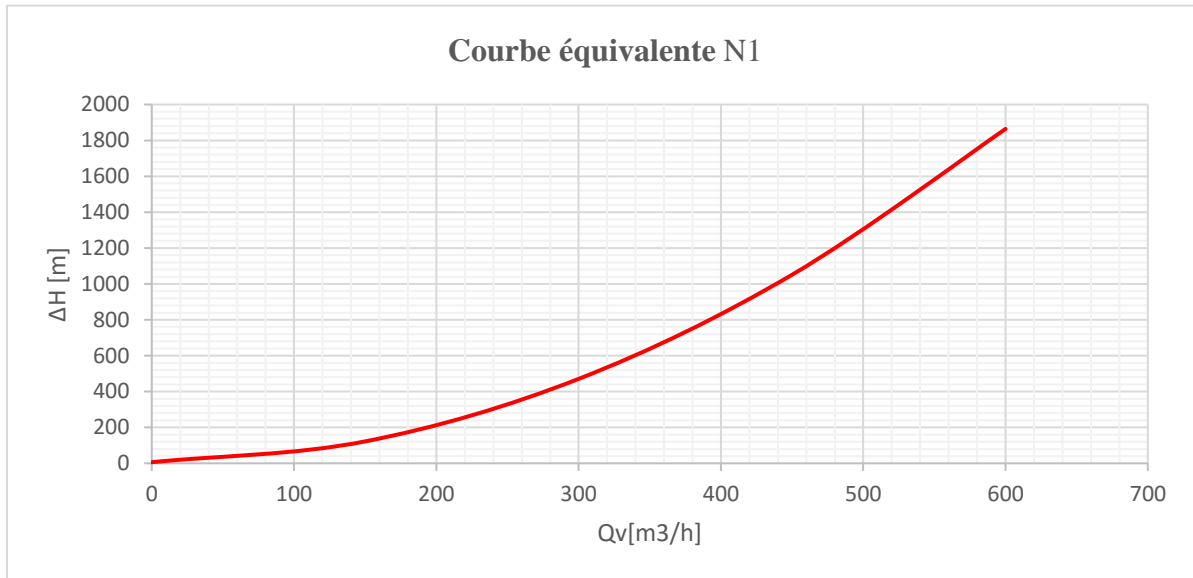


Figure 66: Courbe équivalente N 1

Courbe de perte de charge totale pour les conduites qui relie le **SAT 7** avec les Trois (03) puits d'injection d'eau QB

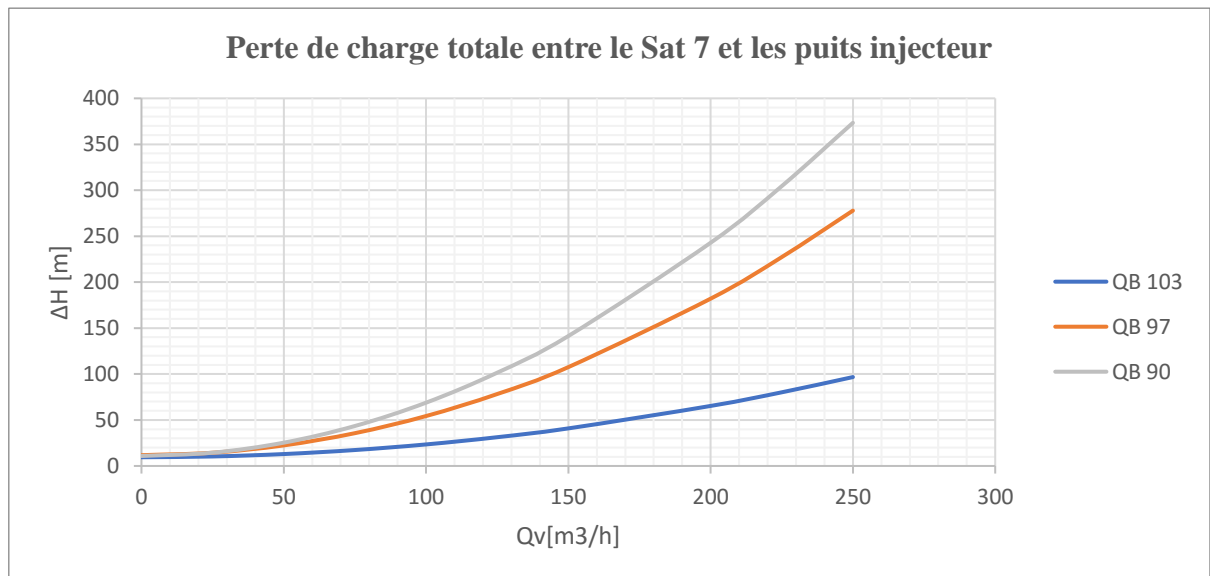


Figure 67: Perte de charge totale entre le Sat7 et les puits injecteur

Courbe équivalente N4 :

N4 est La courbe équivalente de la perte de charge totale entre le **sat 7** et les trois (**03**) puits injecteurs d'eau, les conduites entre le **sat7** et les puit **QB** sont en parallèle //. Donc :

$$[H_{N4} = h_1 = h_2 = h_3]$$

$$[Q_{vN4} = Q_{v1} + Q_{v2} + Q_{v3}].$$

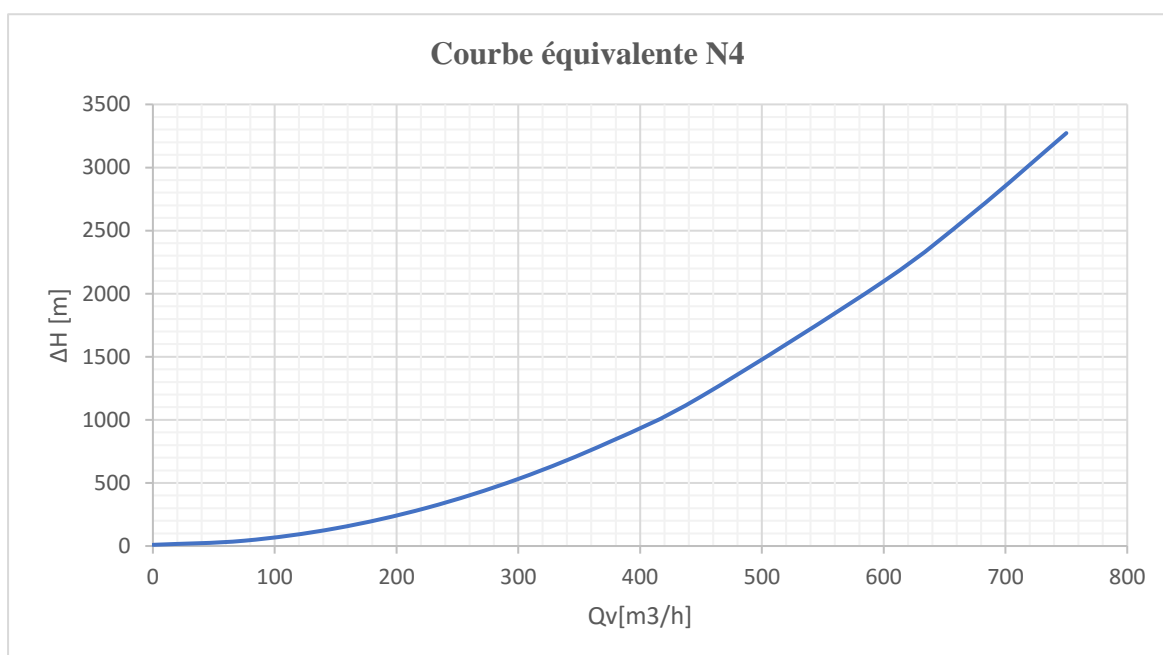


Figure 68: Courbe équivalente N 4

Courbe de perte de charge totale pour les conduites qui relie le **SAT 5** avec les trois (**03**) puits d'injection d'eau ou bien les **QB** :

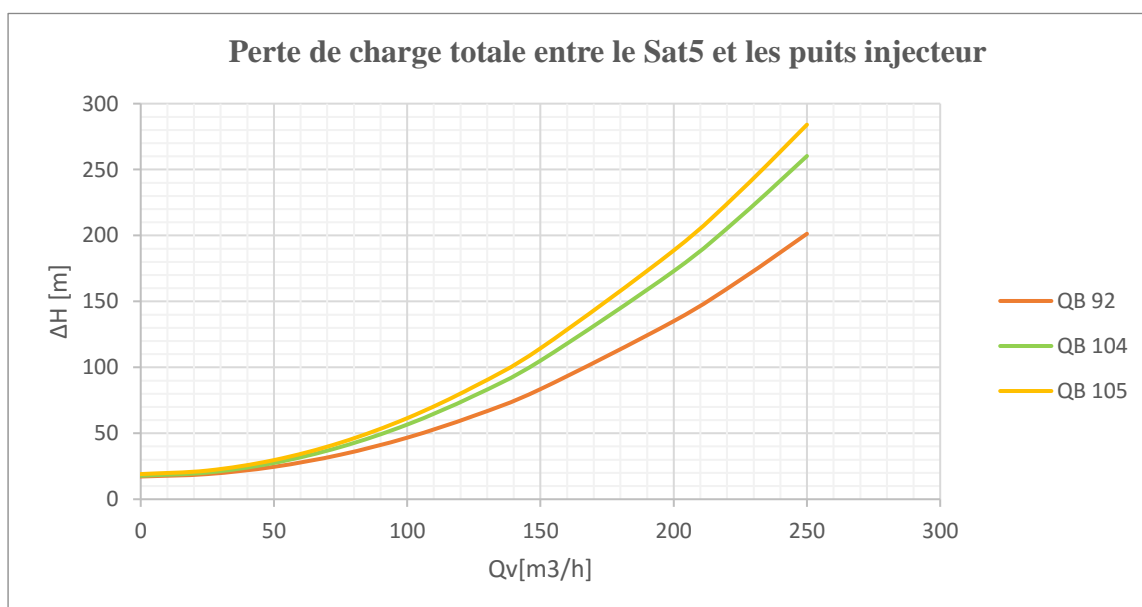


Figure 69: Perte de charge totale entre le Sat 5 et les puits injecteurs

Courbe équivalente N8 :

N8 est La courbe équivalente de la perte de charge totale entre le **Sat** et les trois (**03**) puits injecteurs d'eau, les conduites entre le **Sat5** et les puit **QB** sont en parallèle //. Donc :

$$[H_{N8} = h_1 = h_2 = h_3].$$

$$[Q_{vN8} = Q_{v1} + Q_{v2} + Q_{v3}].$$

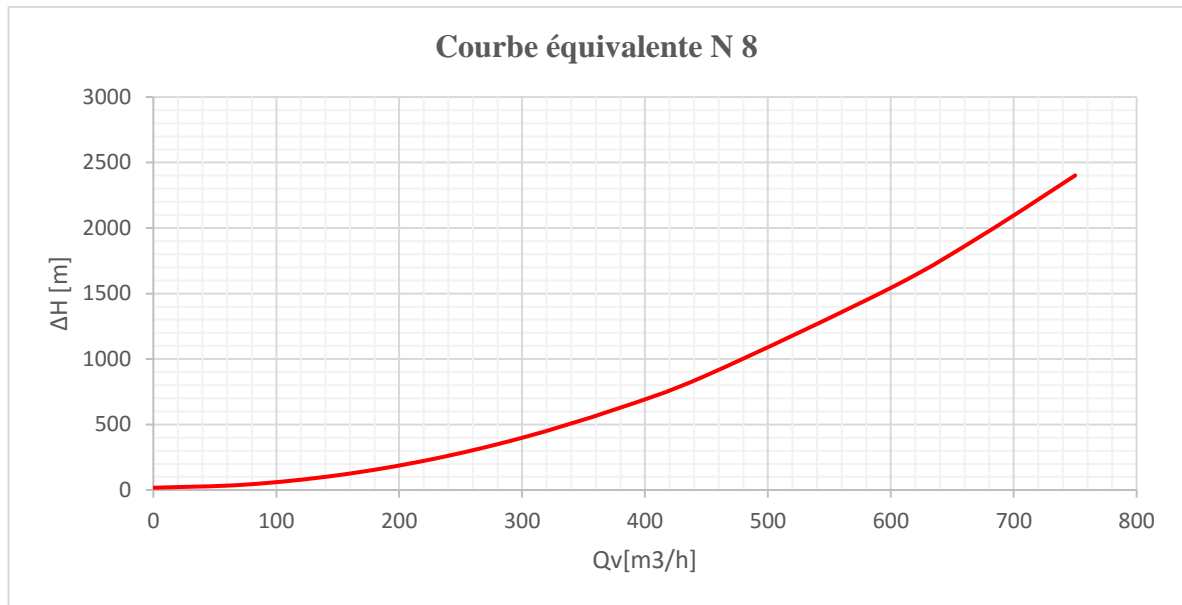


Figure 70 : Courbe équivalente N 8

Courbe équivalente N2 :

N2 est la courbe de la perte de charge dans la conduite qui reliait la Té 2n et le Sat 6

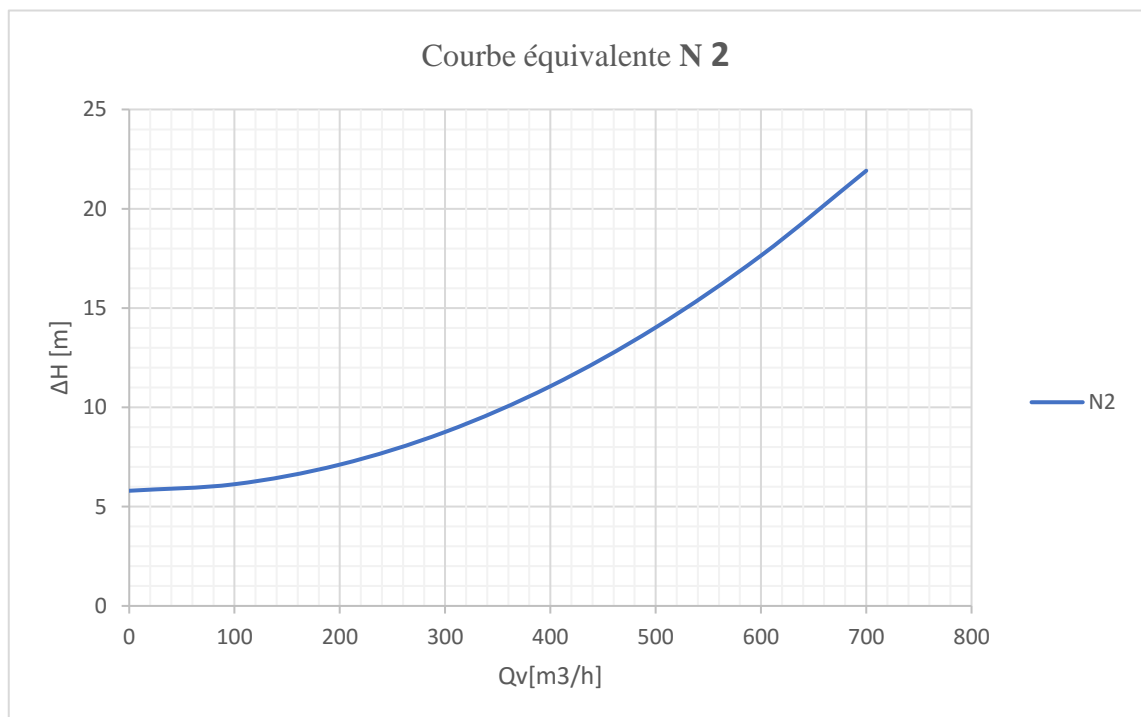


Figure 71: Courbe équivalente N 2

Courbe équivalente N3 :

N3 est la courbe équivalente de la perte de charge entre **N1** et **N2** qui sont en série, donc :

On va faire la somme des pertes [$H_{N3} = h_{N1} + h_{N2}$]

On conserve le même débit [$Q_{VN3} = Q_{VN1} = Q_{VN2}$].

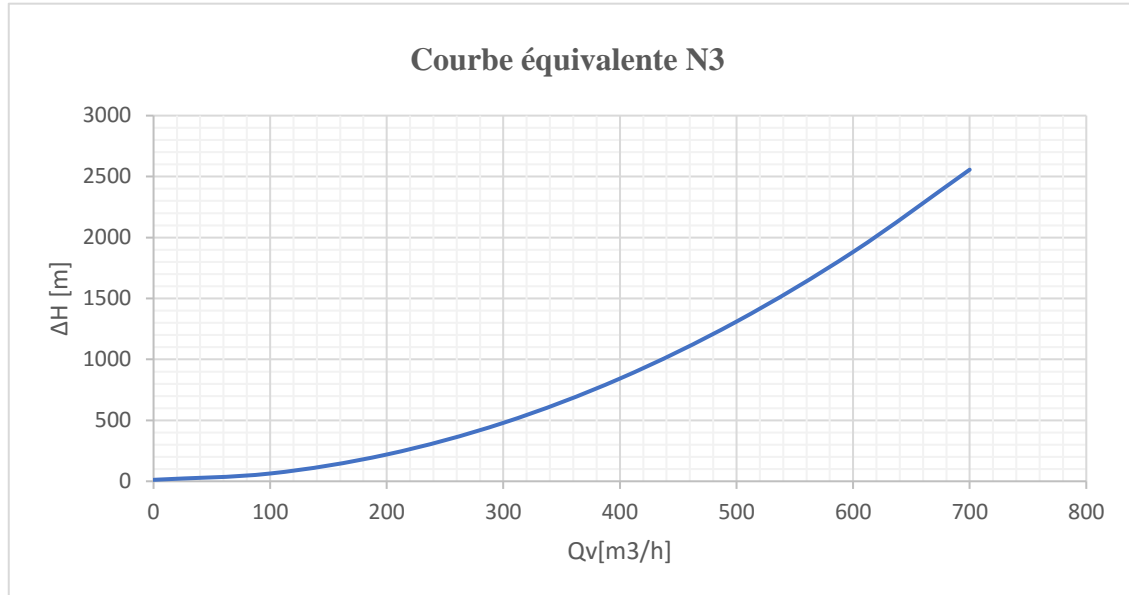


Figure 72: Courbe équivalente N 3

Courbe équivalente N5 :

N5 est la courbe de la perte de charge dans la conduite qui reliait la Té 2n et le Sat 7

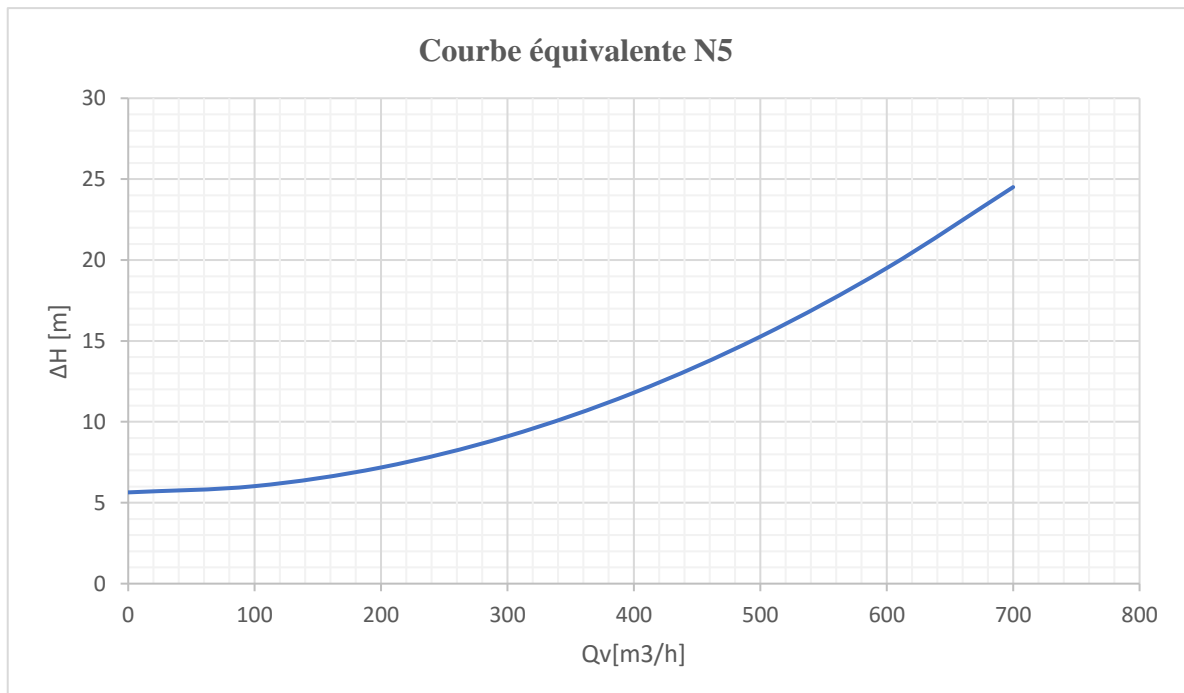


Figure 73: Courbe équivalente N 5

Courbe équivalente N6 :

N6 est la courbe équivalente de la perte de charge entre N5 et N4 qui sont en série, donc :

On va faire la somme des pertes [$H_{N6} = h_{N4} + h_{N5}$]

On conserve le même débit [$Q_{vN6} = Q_{vN5} = Q_{vN4}$].

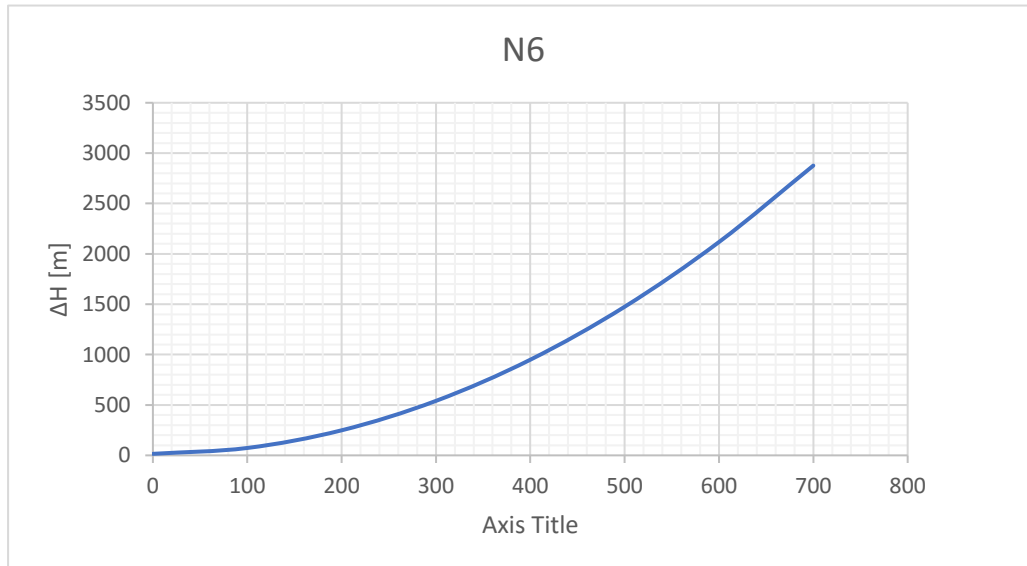


Figure 74: Courbe équivalente N 6

Courbe équivalente N7 :

N7 est la courbe équivalente de la perte de charge entre N6 et N3 qui sont en parallèle, donc :

On conserve les mêmes pertes [$H_{N7} = h_{N3} = h_{N6}$]

On va faire la somme des débits [$Q_{vN7} = Q_{vN6} + Q_{vN3}$].

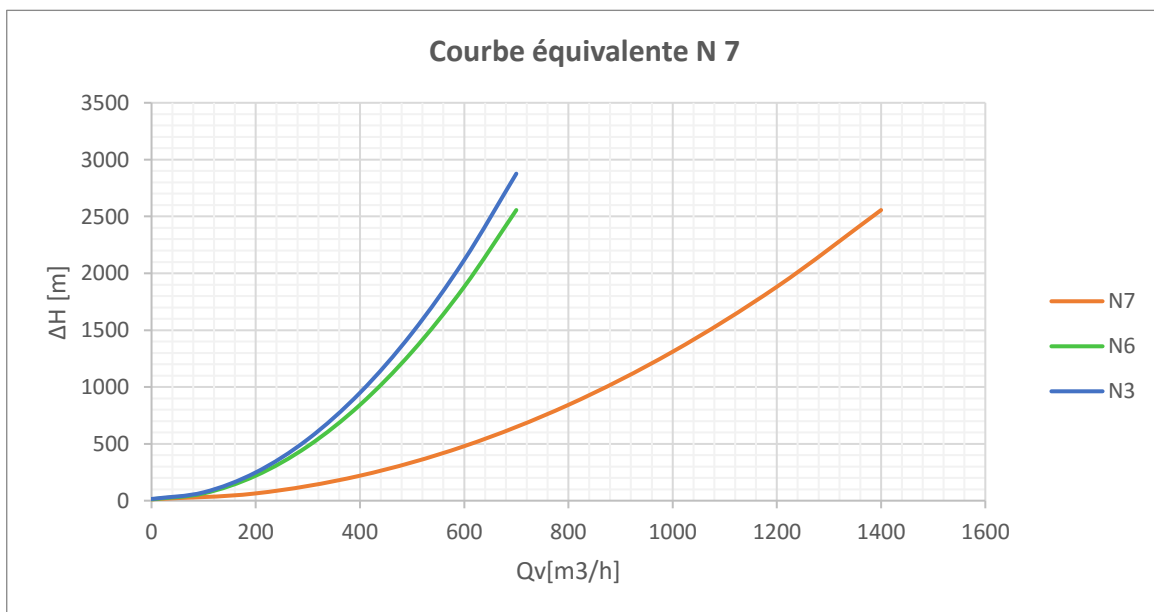


Figure 75: Courbe équivalente N 7

Courbe équivalente N9 :

N9 est la courbe de la perte de charge dans la conduite qui reliait la Té 1n et le Sat 5

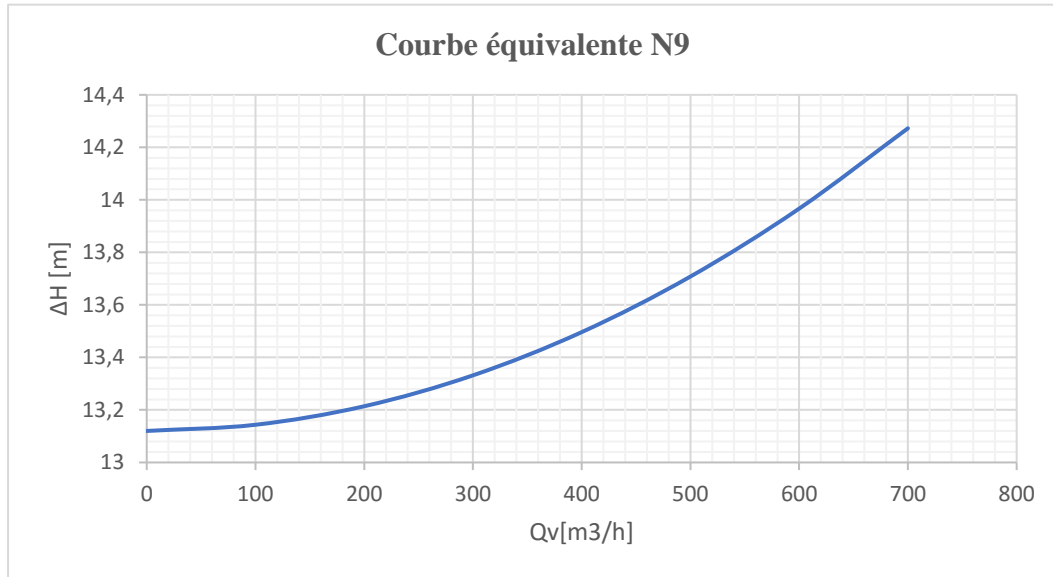


Figure 76: Courbe équivalente N 9

Courbe équivalente N10 :

N10 est la courbe équivalente de la perte de charge entre N8 et N9 qui sont en série, donc :

On va faire la somme des pertes [$H_{N10} = h_{N8} + h_{N9}$]

On conserve le même débit [$Q_{vN10} = Q_{vN8} = Q_{vN9}$].

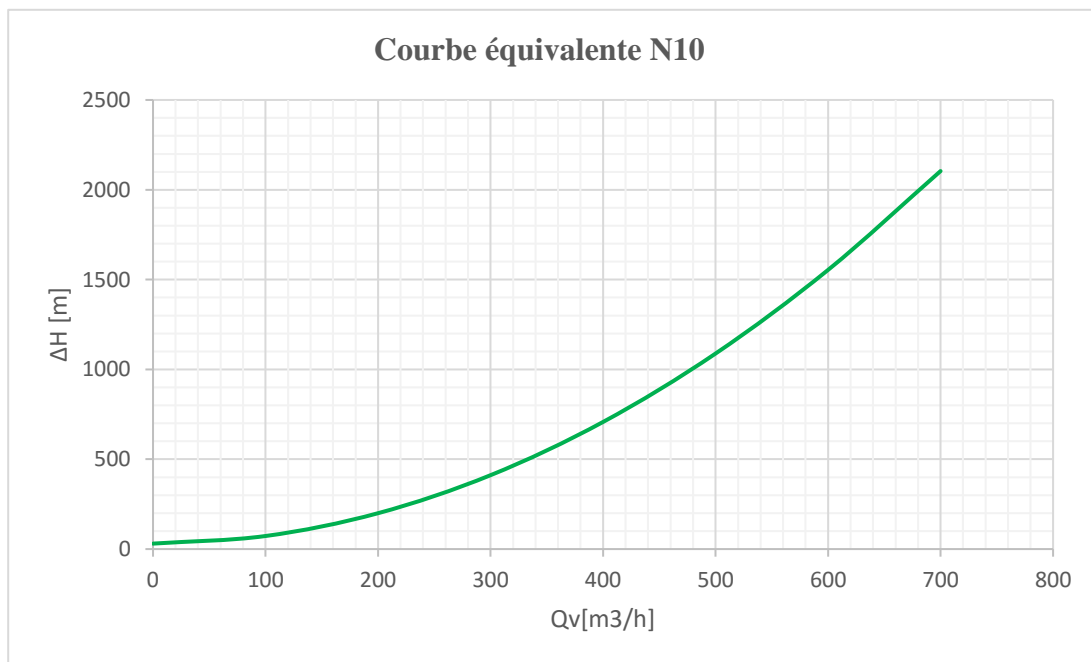


Figure 77 : Courbe équivalente N 10

Courbe équivalente N11 :

N11 est la courbe de la perte de charge dans la conduite qui reliait la **Té 1n** et **Té 2n**

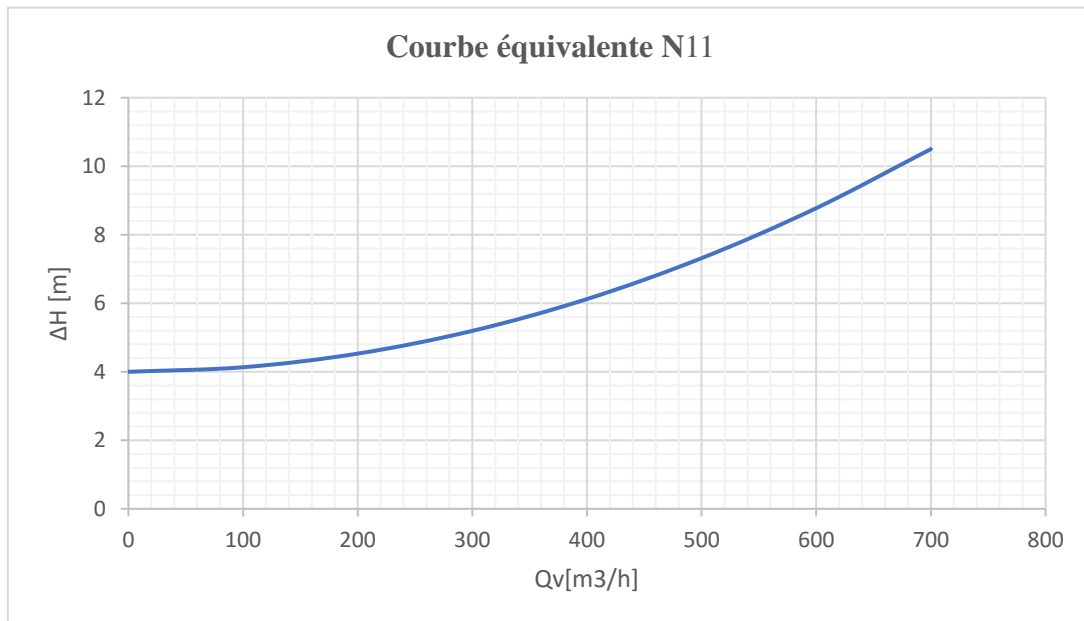


Figure 78 : Courbe équivalente N 11

Courbe équivalente N12 :

N12 est la courbe équivalente de la perte de charge entre **N10** et **N11** qui sont en parallèle, donc on conserve les mêmes pertes [$H_{N12} = h_{N10} = h_{N11}$]

On va faire la somme des débits [$Q_{vN12} = Q_{vN10} + Q_{vN11}$].

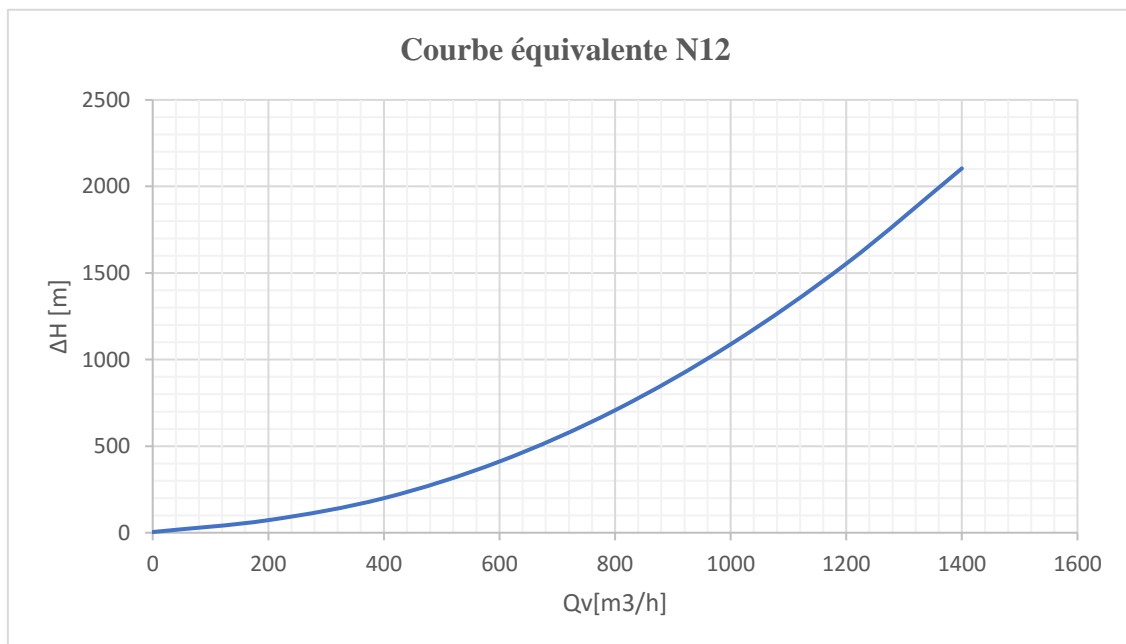


Figure 79: Courbe équivalente N 12

Courbe équivalente N13 :

N13 est la courbe de la perte de charge dans la conduite qui reliait la **CPF** et le **Té 1n**

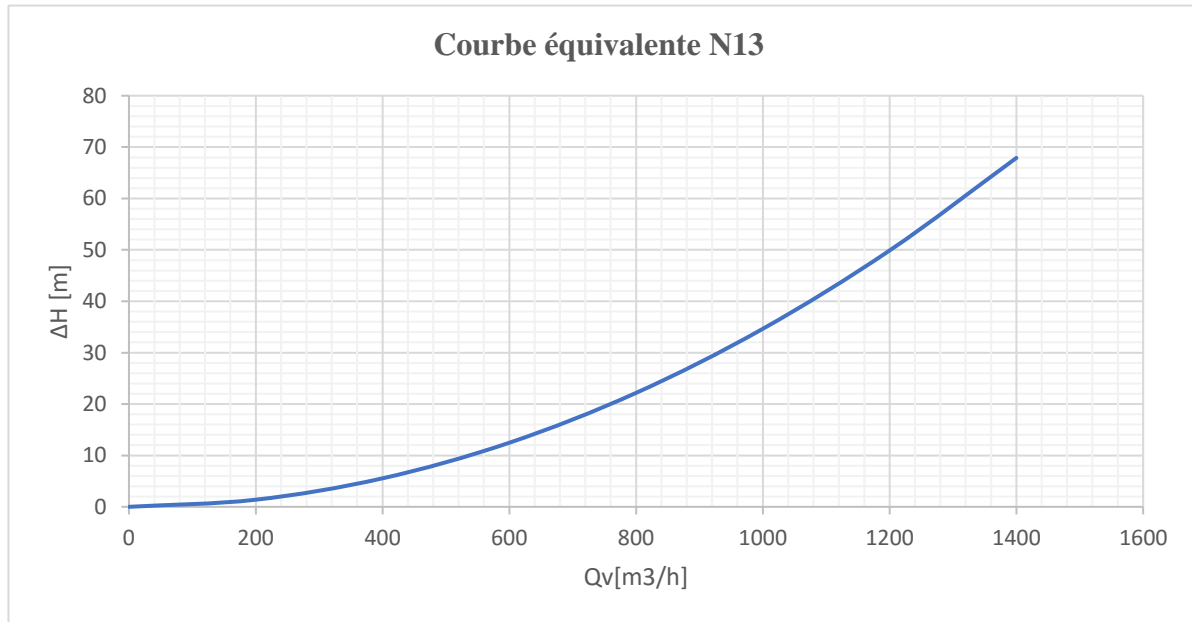


Figure 80 : Courbe équivalente N 13

Courbe équivalente N 14 :

N4 est la courbe équivalente de la perte de charge entre **N7** et **N12** qui sont en série, donc :

On va faire la somme des pertes [$H_{N14} = h_{N7} + h_{N12}$]

On conserve le même débit [$Q_{vN14} = Q_{vN12} = Q_{vN7}$].

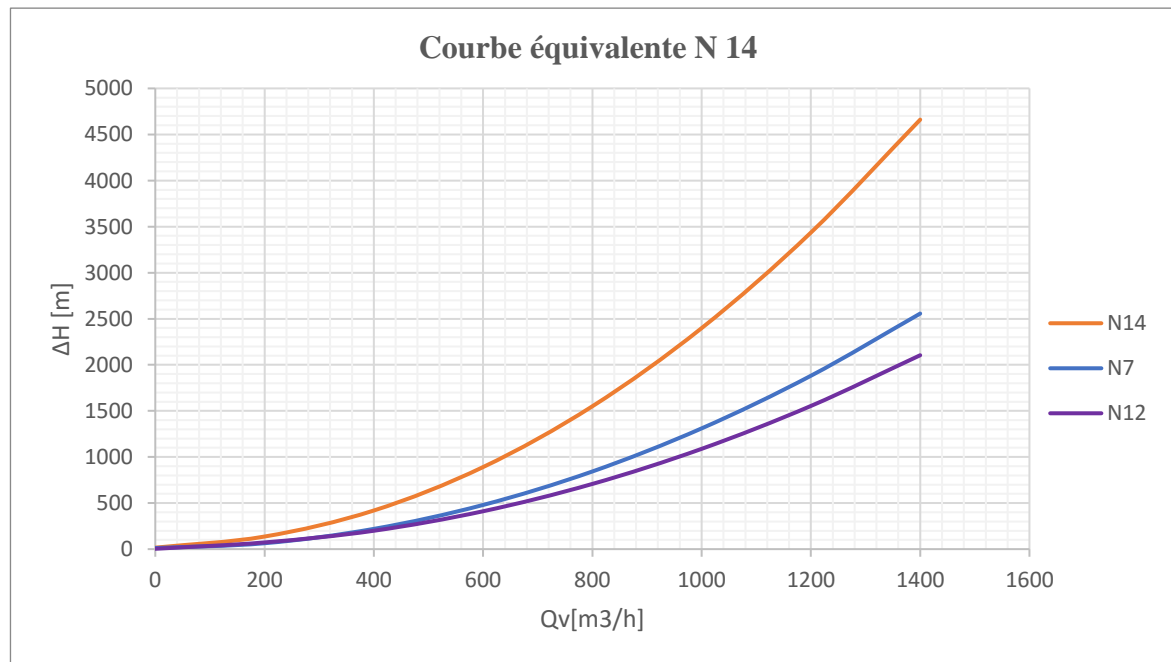


Figure 81: Courbe équivalente N 14

Courbe équivalente CPF-SAT NORD :

C'est la courbe équivalente de la perte de charge entre les deux conduites N14 et N13 qui sont en série, donc :

On va faire la somme des pertes [$H_{\text{CPF-SAT-NORD}} = h_{\text{N13}} + h_{\text{N14}}$]

On conserve le même débit [$Q_{\text{V CPF-SAT-NORD}} = Q_{\text{VN13}} = Q_{\text{VN14}}$].

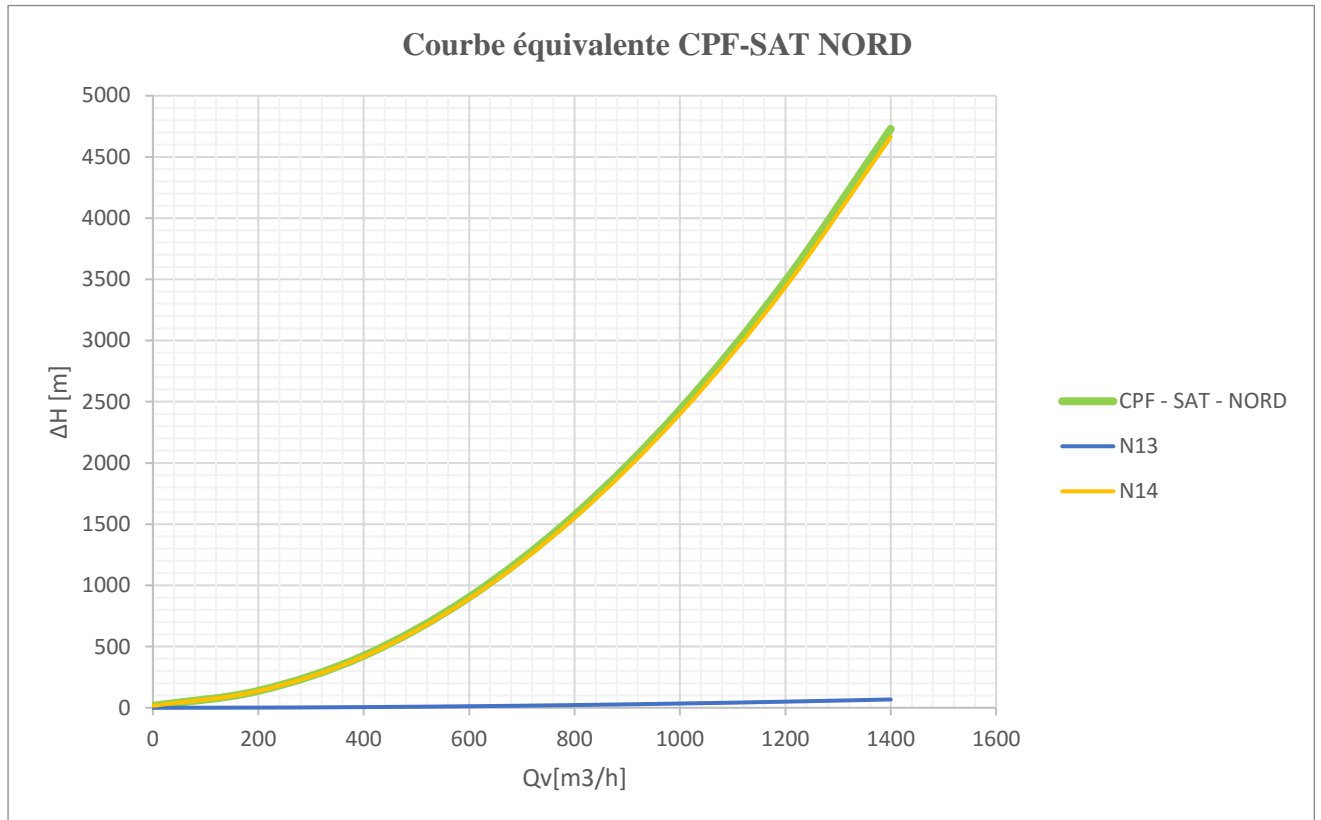


Figure 82 : Courbe équivalente CPF-SAT NORD

On utilise La courbe équivalente CPF- SAT NORD de la perte de charge totale pour déterminer le point de fonctionnement du réseau de pompage d'eau côté sud

4 Présentation des courbes caractéristiques des pompes d'injection d'eau :

4.1 Courbe caractéristique hauteur débit :

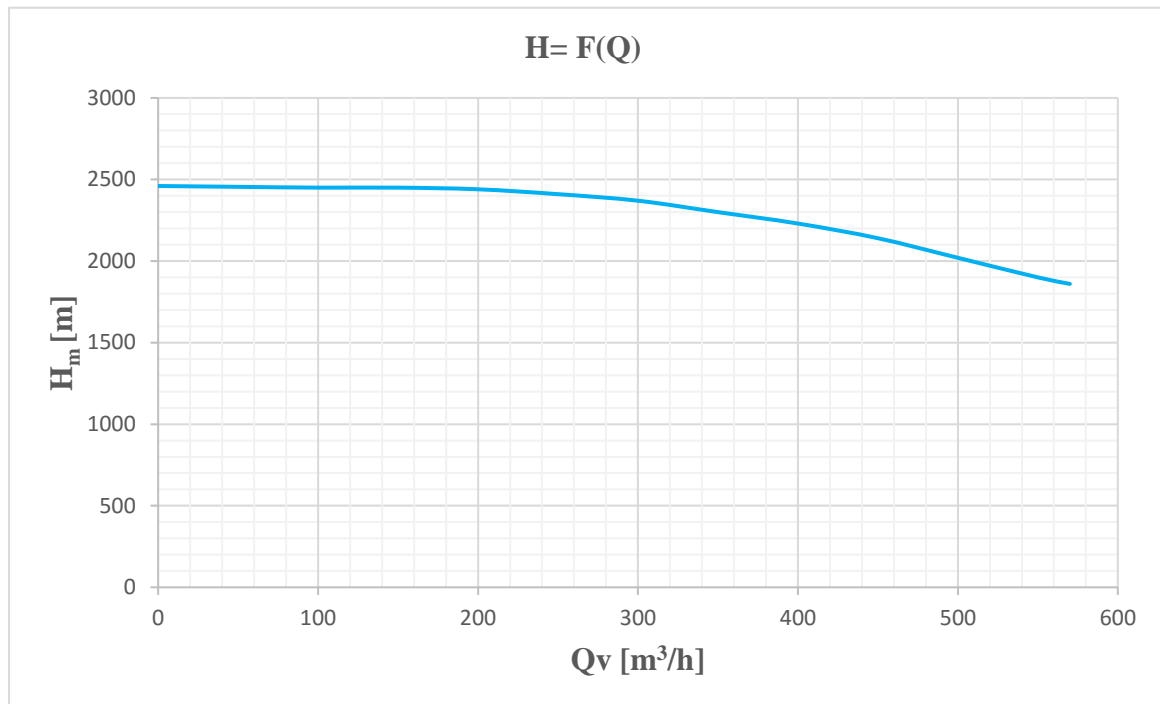


Figure 83 : Courbe caractéristique hauteur - débit de la pompe d'injection

4.2 Courbe de puissance :

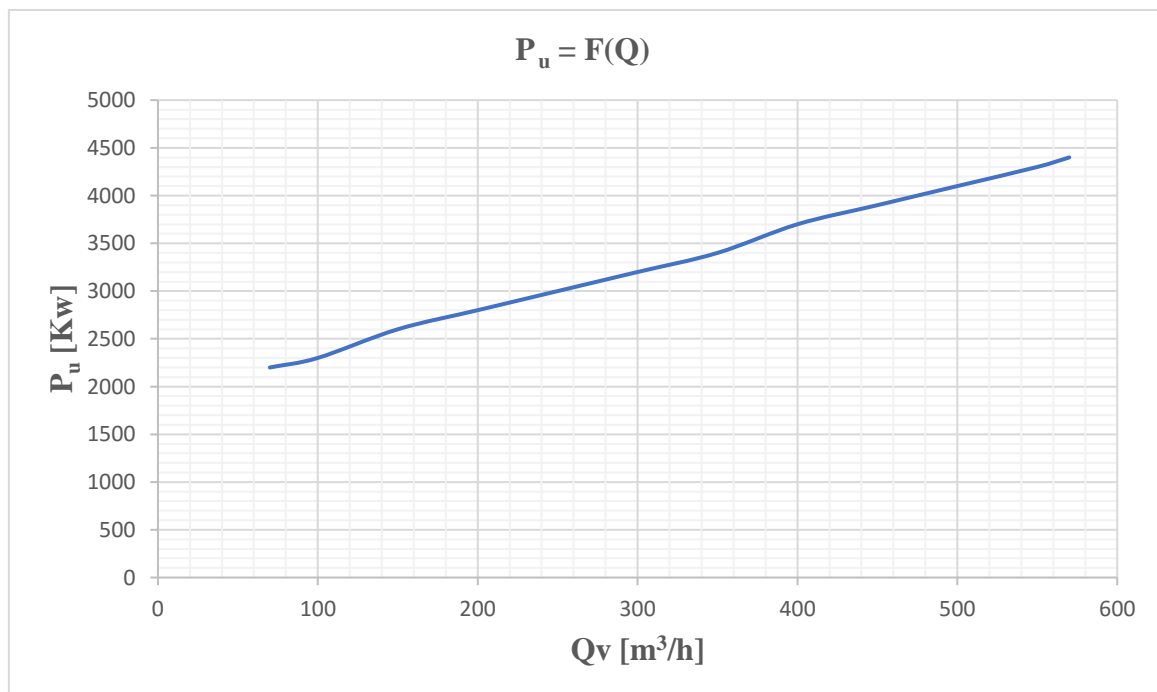


Figure 84: Courbe de puissance de la pompe d'injection
de la pompe d'injection

4.3 Courbe de rendement η :

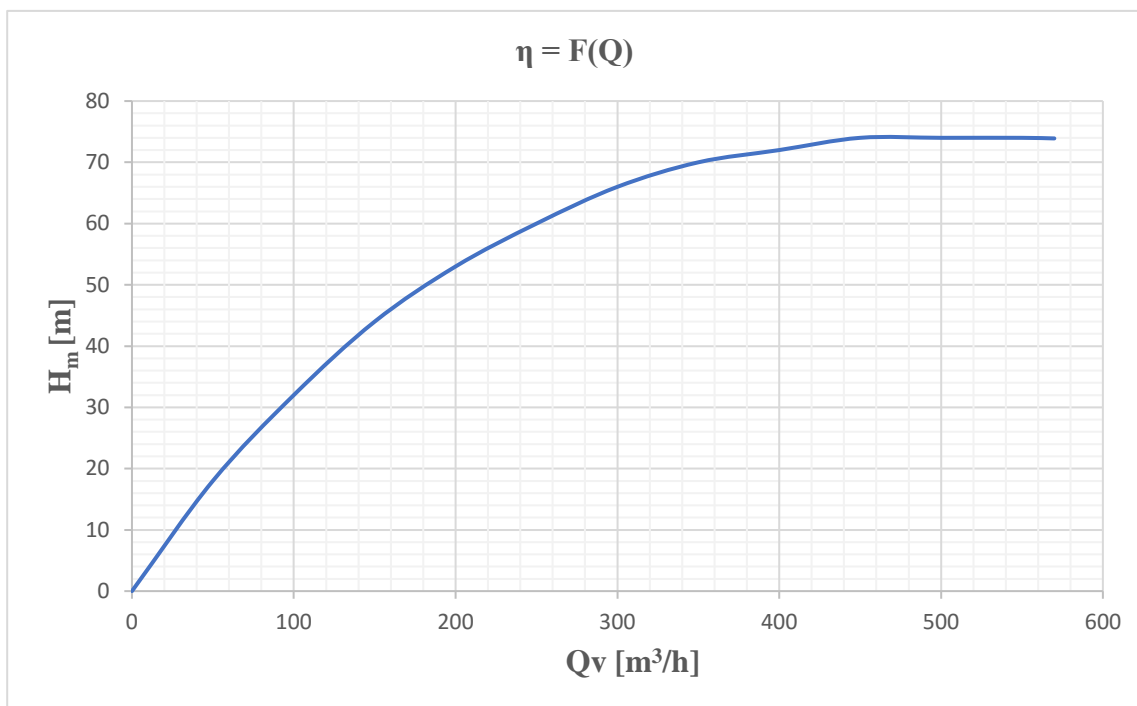


Figure 85: Courbe de rendement de la pompe d'injection

4.4 Courbe caractéristique pour les six (06) pompes :

Le point de fonctionnement est déterminé par l'intersection de la courbe de réseau et la courbe caractéristique du six pompes, les pompes centrifuges fonctionnant en parallèle chaque pompe délivre le même débit

Nous avons tracé la courbe caractéristique correspond aux six pompes en multiplie le débit par 06 et en gardant la même hauteur.

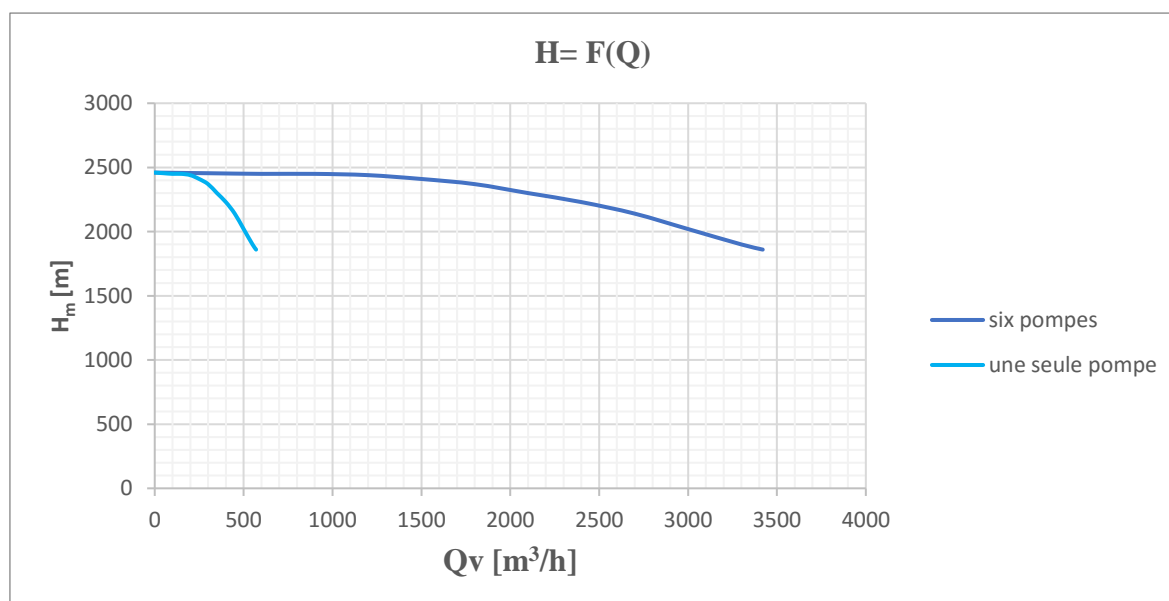


Figure 86: Courbe caractéristique pour les six (06) pompes

5 Détermination du point de fonctionnement de la ligne A nord :

On a déterminé le point de fonctionnement de la ligne A (nord), par l'intersection de la courbe équivalente de la perte de charge totale pour cette ligne avec la courbe caractéristique des six pompes.

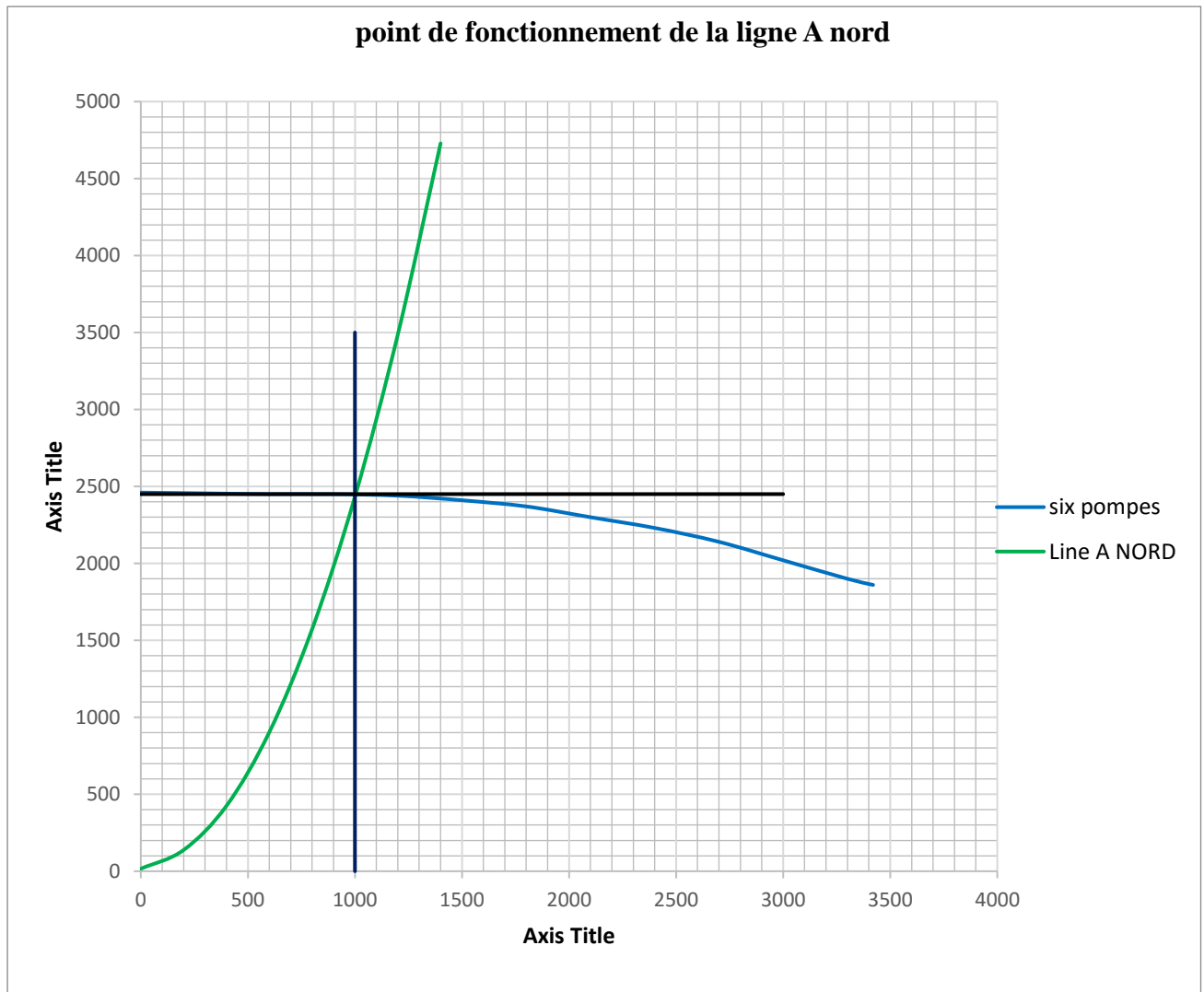


Figure 87 : point de fonctionnement de la ligne A nord

D'après notre résultat graphique Point de fonctionnement de la ligne A nord

Le débit de fonctionnement : **$Q_v = 1000 \text{ m}^3/\text{h}$**

La hauteur développée : **$H_m = 2460 \text{ m}$**

6 Détermination du point de fonctionnement de la ligne B sud :

On a déterminé le point de fonctionnement de la ligne B (sud), par l'intersection de la courbe équivalente de la perte de charge totale pour cette ligne avec la courbe caractéristique du six pompes.

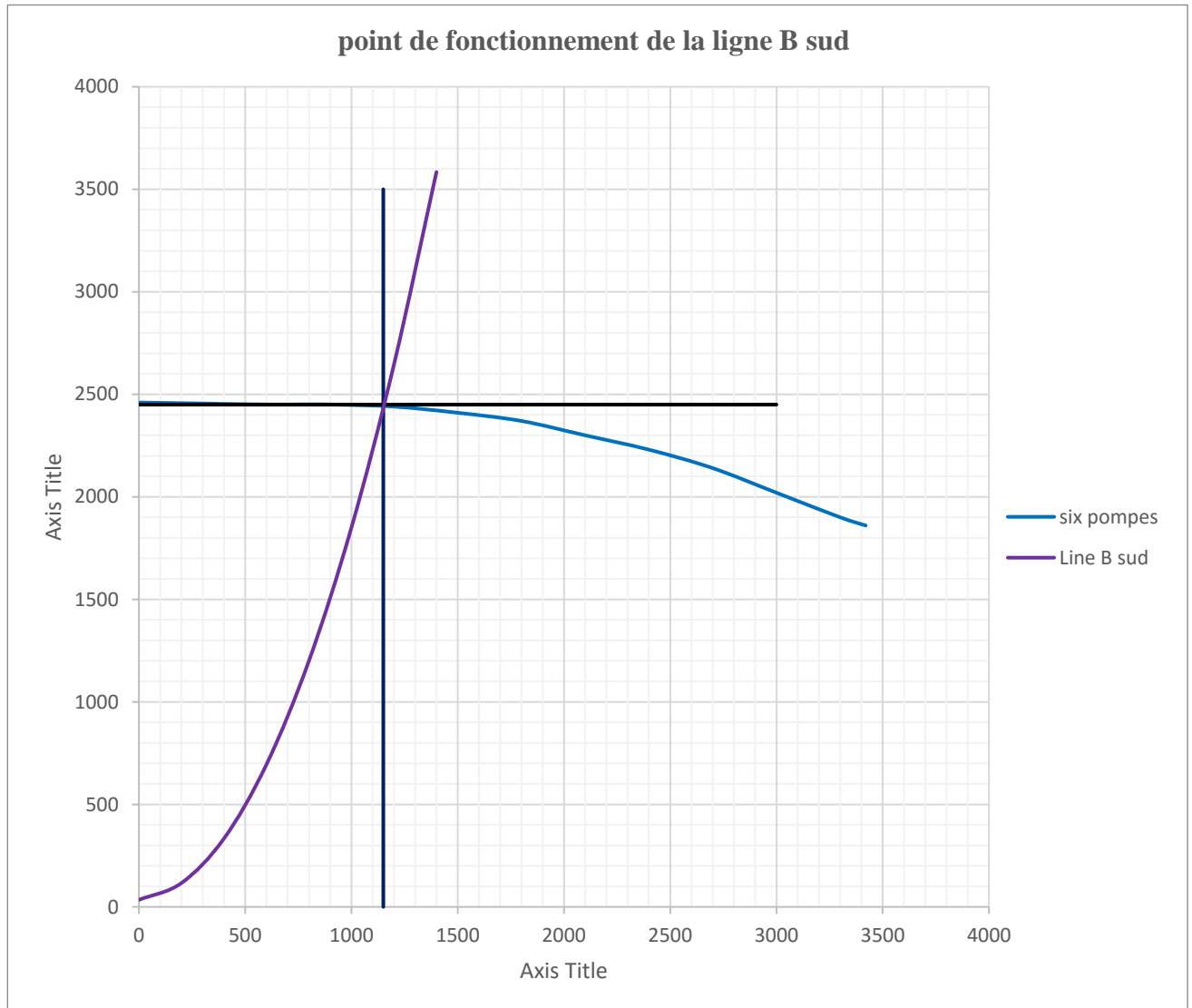


Figure 88: point de fonctionnement de la ligne A nord

D'après notre résultat graphique Point de fonctionnement de la ligne A nord

Le débit de fonctionnement : **$Q_v = 1150 \text{ m}^3/\text{h}$**

La hauteur développée : **$H_m = 2460 \text{ m}$**

7 Détermination du point de fonctionnement de la station de pompage :

On a déterminé le point de fonctionnement de la station de pompage par l'intersection de la courbe équivalente de la perte de charge totale dans le réseau global avec la courbe caractéristique du six pompes.

On a tracé la courbe de perte de charge totale dans le réseau global.

On note que les deux lignes principale (line A et Line B) sont en parallèle donc le débit s'ajoute et la hauteur reste la même.

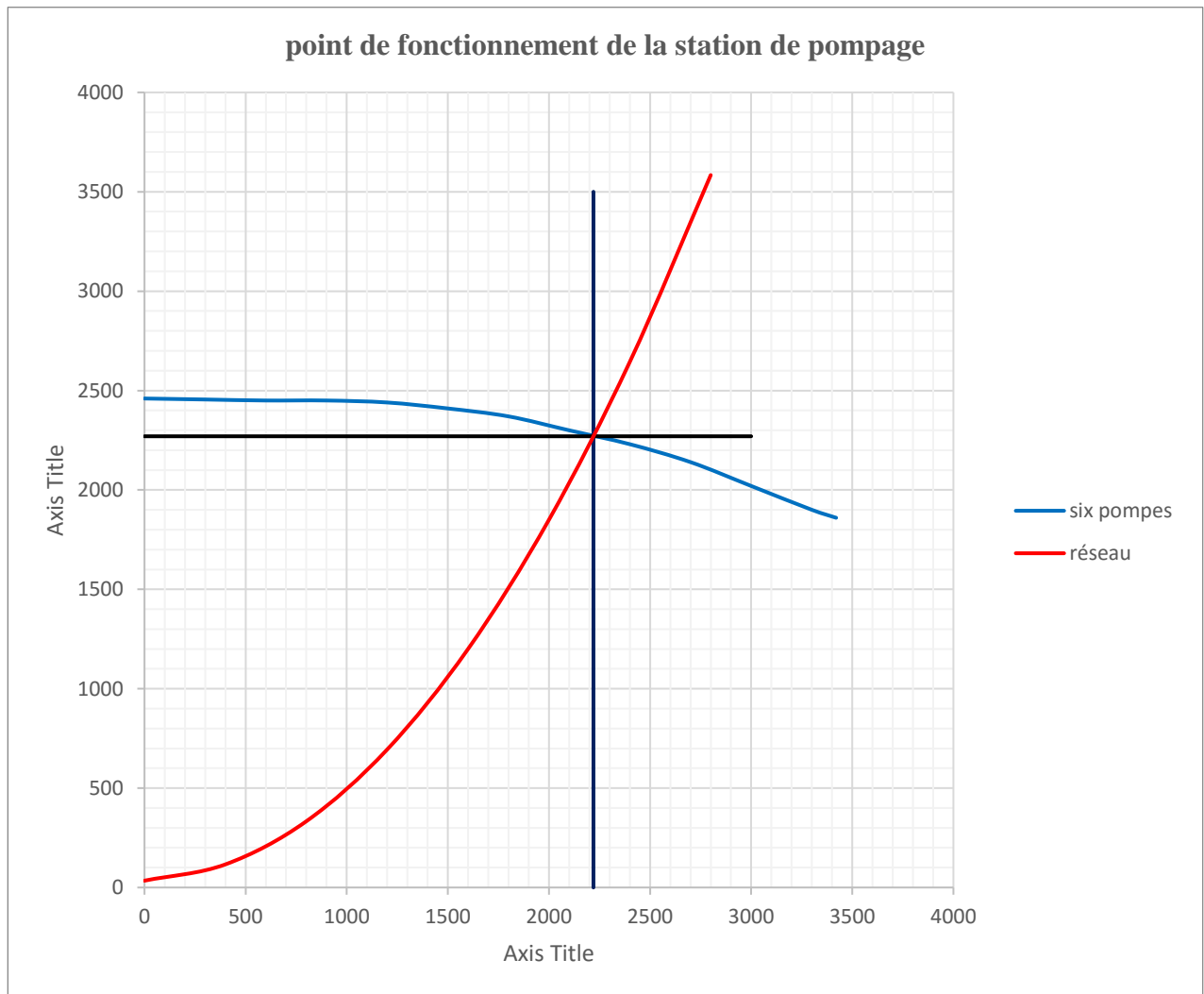


Figure 89 : point de fonctionnement de la station de pompage

D'après notre résultats graphique, le point de fonctionnement de la station de pompage correspondant à :

Un débit de fonctionnement : **$Q_v = 2200 \text{ m}^3/\text{h}$**

Une hauteur développée : **$H_m = 2270 \text{ m}$**

8 Discussion des résultats :

D'après les résultats des calculs obtenus nous avons constaté ce qui suit :

Au niveau des conduits d'aspirations et refoulements des pompes, les pertes de charge sont négligeables puisque la longueur est courte.

Les pertes singulières comptent des valeurs faibles.

Les pertes linéaires ont des valeurs importantes car, la distance est grande pour les Trunkline et les Flowline.

La grande distance et le petit diamètre pour les Flowline provoque des pertes de charge linéaires importantes précisément dans certains puits qui reçoivent des débits élevés.

Il existe un écart relatif de différence entre les pertes de charge réelles calculées par l'application de théorème de Bernoulli avec celle-ci trouvées moyennant de diagramme de Moody. La différence entre les résultats est apparente mieux dans l'intervalle [0,32 m - 33,42 m]. Cet écart est due à l'influence de la hauteur géométrique sur la valeur de perte de charge

On constate que le débit de fonctionnement de la station de pompage déterminé graphiquement et proche du débit réel délivré par les six (06) pompes.

Conclusion :

Dans ce chapitre nous avons déterminé les pertes de charge totales de chaque tronçon composant le réseau de pompage d'injection, en fonction du débit. Ce qui nous a permis de tracer graphiquement les courbes de pertes de charge totales, dans un premier temps pour chaque tronçon et dans le deuxième temps les pertes de charge totales équivalentes selon que les tronçons soient placés en série ou placés en parallèle ; ceci pour la ligne A (côté sud).

Le même processus de calcul est appliqué pour la ligne B (côté nord), placée en parallèle à ligne A

Les pertes de charge totales équivalentes de tout le réseau de pompage des deux lignes A et B est aussi tracé graphiquement.

La caractéristique équivalente des six pompes d'injection est aussi tracé graphiquement.

Le point de fonctionnement de toute la station de pompage, déterminé par le point d'intersection des deux courbes équivalentes (courbe équivalente du réseau de conduites avec courbe équivalente du réseau de pompes), permet d'obtenir le débit de pointe injecté d'eau et la pression d'injection du pétrole.

Le diagramme de Moody nous a permis pour chaque conduite de réseau de pompage, en le même temps on a déterminé le point de fonctionnement pour les deux lignes équivalentes du cotés sud est nord et le point de fonctionnement globale de la station de pompage.

Conclusion Générale

Le calcul des pertes de charge totales du réseau hydraulique de la station de pompage d'injection d'eau a été effectué selon la méthode classique en utilisant les formules de calcul et en utilisant le diagramme de Moody en fonction du coefficient de pertes de charge et la rugosité relative pour des nombres de Reynolds importants.

Les résultats numériques et graphiques présentés dans le chapitre III ont montré que les pertes de charge linéaires et singulières sont très importantes dans les deux lignes de réseaux de conduites - côtés sud (A) et côté nord (B) - du réseau de pompage d'injection d'eau.

Le débit de pointe, trouvé graphiquement, correspond bien avec le débit de fonctionnement de la station de pompage.

On recommande, pour minimiser les pertes et pour augmenter le débit de pointe

- d'augmenter le diamètre des impulseurs des pompes d'injection
- d'installer une septième pompe d'injection, en parallèle
- d'optimiser l'injection des produits chimiques pour limiter la corrosion
- de veiller au suivi et à la maintenance des vannes existantes dans les SAT
- de veiller aux fuites d'eau et minimiser les obstacles (organes de robinetterie, coudes, changement de section, hauteur géométrique, ...) installés dans les réseaux de conduites

pourra faire l'objet d'un projet pour améliorer davantage les performances des pompes d'injection d'eau actuelles et par conséquent, satisfaire aux besoins d'injection qui ne cesse d'augmenter.

Perspectives : On propose un sujet traitant le choix des pompes d'injection d'eau en adéquation avec la quantité d'eau stockée de séparation puisée des puits du pétrole et le nombre de puits à exploiter, en même temps, pour satisfaire aux besoins croissants d'injection d'eau.

Bibliographie

- [1] BENCHEIKH Djamel Eddine & BOUHANIA Mohammed : ESSAIS D'INTERFERENCE ET METHODE D'INTERPRETATION : Application au champ OURHOUD, Université Ouargla 2016 ;
- [2] MelleTAZARART Thiziri : Etude d'élimination des sels dans le pétrole brut d'Ourhoud (Hassi-Messaoud), Université de Bejaia 2013 ;
- [3] ALIA KHAOULA : Optimisation des paramètres d'inhibition des sels insolubles au niveau des installations industrielles et des puits pétroliers de la région Ourhoud, Université d'El Oued 2014 ;
- [4] Bouguennour Mohammed Amine : Description du système de sécurité des installations de surface des puits, Institut Algérien du Pétrole 2017 ;
- [5] DERDAR Hodhaifa : Suivi de traitement de pétrole brut par analyses chimiques « Sonatrach-organisation Ourhoud-hassi mesaoud », Université de Mostaganem 2014 ;
- [6] BENLAGHA Mohammed Issam : L'IMPACT DE MODIFICATION DES PARAMÈTRES OPÉRATOIRES D'UN DESSALEUR, Université Ouargla 2020 ;
- [6] HELHOULI Ilyes, TAOULI Mohammed : Etude et estimation des pertes de charge de la ligne d'expédition de brute du champ de Hassi Guettar West vers Hassi Messaoud, Université Tlemcen 2020 ;
- [7] HAMEL Mustapha : Rénovation de la station de pompage de l'hôtel Stambouli – Calcul du point de fonctionnement, Université Tlemcen 2018 ;
- [8] BENTATA O. : Cours Turbomachines A Fluides incompressibles, Université d'Oran 2018
- [9] Daniel BOUGEARD : Energétique des machines à fluide incompressible - Pompes, ventilateurs, turbines hydrauliques, éoliennes, réseaux, problèmes d'exploitation Ecole d'Ingénieurs, Lille 2018
- [10] J. LIGEN-M. LE GUAY ; LE BOUSSICAUD : Pertes de charge

تلخيص

استغلال النفط مرتبط بالانخفاض المستمر لضغط باطن حقل أورهود بعد سنوات عديدة من الاستغلال . للتعامل مع هذه الظاهرة، يتم حقن الخزان بالماء في الطبقة التي تهدف إلى زيادة الضغط وتحسين الاسترداد من خلال الحفاظ على ضغط الترسيبات. يخضع تدفق الماء المحقون لانخفاض ضغط في شبكة الضخ مما يؤثر سلبا على الانتاج في هذا الموضوع ، قمنا بحساب انخفاضات الضخ وتحديد نقطة تشغيل محطة الضخ، كذلك اقترحنا حلول مناسبة للتقليل من انخفاض ضغط الماء في شبكة الضخ .

الكلمات المفتاحية : حقل أورهود ، بترول ، خام ، ضغط ترسيب ، هبوط ضغط ، ضخ.

Abstract

Oil recovery is relying on the pressure reservoir pressure which is being decreased due to the maturity of the Ourhoud field
Thus , in order deal with the reservoir depletion , water is injected in dedicated zones to maintain the pressure of the reservoir
Unfortunately , the injected water is subject to a pressure drop in the pumping network.
Through this research thesis, we have calculated the pressure drop , determined the operating point of the pumping station of suggest solutions to mitigate the pressure drop on the water injrection loop

Key words: Ourhoud field, oil, crude oil, reservoir pressure, pressure drop, pumping.

Résumé

La récupération du pétrole est impactée par la diminution progressive de la pression du réservoir suite à la maturité du Champ Ourhoud .Par conséquent , et afin de pallier à cette déplétion, le gisement est exploité avec injection en continue d'eau dans les zones spécifiques pour assurer un maintien de pression du gisement.
Malheureusement , Le débit d'eau injecté est soumis à des pertes de charge dans le réseau de pompage.
Dans ce thème de recherche , nous avons calculé les pertes de charge , déterminé le point de fonctionnement de la station de pompage et proposé des solutions pour essayer de minimiser davantage les pertes de charges dans le circuit d'injection d'eau .

Mots clés : Champ Ourhoud, pétrole, brut, pression de gisement, perte de charge, pompage.