

**République Algérienne démocratique et populaire**  
**Ministère de l'enseignement supérieur et la recherche**  
**scientifique**

**Université Abou bekr Belkaid – Tlemcen**  
**Département de Génie mécanique**  
**Génie thermique et énergies renouvelables**



**Mémoire**  
**Pour l'obtention du diplôme**  
**de Mastère en Génie Mécanique**



**Option:**  
**Génie thermique et énergies renouvelables**

**Thème:**  
**CALCUL DE LA STATION DE POMPAGE DE DESSALEMENT D'EAU**  
**DE MER DE CHELIFF DE MOSTAGANEM**

Présenté par :

Mr KHEDIM AMIR

Devant les membres de jury composé de :

Mr GHERNAOUT MEA.

Mr ALIANE K.

Mr GUELIL H.

Mr SEBBANE O.

Président.

Examineur.

Examineur.

Encadreur.

Année universitaire : 2013/2014

## REMERCIEMENTS

Toute ma gratitude et grâce à Allah le plus puissant qui m'a donné la force, et la volonté pour élaborer ce travail.

A celui qui m'a indiqué la bonne voie en me rappelant que la volonté fait toujours les grands hommes, A mon Père

A mon orage de printemps celle qui m'a donné un magnifique modèle de labeur et de persévérance qui m'a guidé vers le chemin que je mène et qui a toujours attendu le fruit de son éducation, A mon honorable Mère

Qu'ils trouvent l'expression de tout mon tendre amour.

A toutes mes sœurs, a mon frère avec ma plus tendre affection.

A Monsieur HAFSI Azzedine qui m'a aidé à élaborer ce travail et qui n'a lésiné sur aucun moyen me permettant d'accéder à des connaissances de haute qualité et à qui je ne saurai exprimer ma gratitude.

A mes camarades présents dans les pires et meilleurs moments.

A monsieur SEBBANE Omar, qui a aimablement accepté de m'encadrer et qui a veillé à me prodiguer les meilleures conditions d'apprentissage, je le remercie pour son excellent encadrement et sa disponibilité malgré ses nombreuses charges de travail.

Mes remerciements vont aussi aux membres du jury :

Monsieur GHERNAOUT Mohamed El Amine de présider mon travail et

Messieurs ALIANE Khaled et GUELIL Hocine d'avoir examiné mon travail.

Je les remercie pour avoir accepté de siéger dans ce jury, pour leur expérience et le regard critique qu'ils voudront bien porter sur mon travail.

## résumé

Le présent travail consiste à faire les calculs de prédimensionnement des réseaux de conduites et des pompes pour les bonnes conditions de la station de pompage d'eau de mer de Cheliff de Mostaganem.

Le calcul de la station de pompage nécessite quelques notions de mécanique des fluides, Une documentation sur les station de pompage qui permet de faire le choix des réseaux de conduites et des pompes ainsi que les équipements hydrauliques nécessaires et d'instrumentations et de régulation et de contrôle.

Ce travail est réservé aux étudiants intéressés par le calcul des stations de pompage et l'instrumentation, régulation et contrôle.

## ABSTRACT

The present work is for calculating and pre dimensioning the installation of pipes and pumps for good conditions in the station of seawater pumping "Cheliff Mostaganem". The calculation of the pumping station requires some knowledge of fluid mechanics, documentation on pumping station which allows the selection of piping systems, pumps, hydraulic equipment and necessary instrumentation and control equipments.

This work is for students interested by the calculation of pumping stations and instrumentation, regulation and control.

## ملخص

مفهوم العمل التالي هو حساب الابعاد المسبقة لشبكات الانابيب و المضخت لضمان السير الاحسن لمحطة ضخ مياه البحر شليف مستغام.

حسابات محطة الطخ تتطلب إلى بعض المعارف الاساسية لمكانيك السوائل و إلى وثائق محطة الضخ والتي تسمح بإختيار نظم الانابيب و المضخات والمعدات الهيدروليكية و أجهزة القياس و تحكم الازمة .

هذا العمل موجه للطلاب الراغبين في حساب محطات الطخ والأجهزة و التنضيم والرقابة .

# SOMMAIRE

Chapitre I : DESSALEMENT D'EAU DE MER.....	1
I.1. Introduction.....	2
I.2 eau de mer (eau potable).....	2
I.2.1.1. Salinité.....	3
I.2.1.2. Température.....	3
I.2.1.3. Teneur en matières en suspension.....	4
I.2.2. Qualité de l'eau potable.....	4
I.2.2.1. Critères de potabilité.....	4
I.2.2.2. Contraintes du réseau de distribution d'eau .....	5
I.3. Les techniques de dessalement d'eau de mer.....	5
I.3.1. Osmose inverse.....	5
I.3.1.1. Pression osmotique et pression de fonctionnement.....	5
I.3.1.2. Eléments de base d'une unité d'osmose inverse.....	7
I.3.1.3. Membrane d'osmose inverse.....	7
I.4. Hygiène, sécurité et environnement.....	8
CHAPITRE II : PROGRAMME NATIONALE DE DESSALEMENT D'EAU DE MER ET PRESENTATION DE L'USINE DE DESSALLEMENT DE MOSTAGANEM .....	9
II.1. Introduction	
II.2. Présentation de Algerian energy company société par action (A E C).....	10
II.2. Programme National de Dessalement d'Eau de Mer à la charge de Algerian energy company société par action ( SPA, AEC ).....	11
II.3. Présentation de l'usine de dessalement d'eau de mer de Mostaganem.....	12
II.3.1. Description et fonctionnement normal des installations du process.....	12

II.3.1.1. Captage et pompage de l'eau de mer.....	12
II.3.1.2. Système de prétraitement.....	16
II.3.1.3. Système d'osmose inverse.....	20
II.3.2. Système de pompage haute pression, pompes Booster et récupérateurs d'énergie.....	20
II.3.3. Système de reminéralisation et conditionnement de l'eau.....	21
II.3.4. Stockage et impulsion de l'eau produite.....	22
II.3.5. Réseau Externe de Transport de l'eau.....	23
II.3.6. Autres systèmes auxiliaires.....	24
II.3.6.1. Système de vidange des saumures et des déchets.....	24
II.3.6.2. Système d'eau de service.....	25
CHAPITRE III : THEORIE SUR LES STATION DE POMPAGE.....	26
III.1. Introduction.....	27
III.2. Rappels de mécanique des fluides.....	27
III.2.1. Dynamique des fluides incompressibles.....	27
III.2.2. Équation de conservation de la masse ou équation de continuité.....	28
III.2.3. Théorème de Bernoulli pour un écoulement permanent d'un fluide parfait incompressible.....	30
III.2.4. Viscosité.....	33
III.2.5. Rugosité absolue et rugosité relative.....	35
III.2.6. Expression des pertes de charge.....	36
III.2.7. Les différents régimes d'écoulement nombre de Reynolds.....	38
III.2.8. Théorème de Bernoulli généralisé.....	41
III.3. Réseaux de pompes.....	42
III.3.1. Pompes volumétriques.....	43
III.3.2. Les pompes centrifuges.....	48

III.3.3. Théorie des pompes centrifuges.....	55
III.3.3. 1. Critères généraux de définition des pompes.....	55
III.3.3.2. Types des pertes dans la pompe centrifuge.....	55
III.3.3.3. Le rendement.....	56
III.3.3.4. Géométrie de l'écoulement du liquide dans la roue.....	58
III.3.3.5. Equation fondamentale des turbopompes.....	59
III.3.5. la cavitation.....	65
III.3.6. Courbes caractéristique de la pompe centrifuge.....	67
III.3.7. Couplage des pompes.....	70
III.3.8. Avantages et inconvénient des pompes centrifuge.....	72
III.4. Réseau de conduites.....	73
III.4.1. Définition d'une conduite simple.....	73
III.4.2. Pertes totales dans les conduites.....	73
III.4.3. Définition des Conduite mixtes.....	73
III.4.4. Définition des Conduites multiples.....	74
III.4.5. Les équipements dans un réseau hydraulique.....	74
III.4.5.1. Equipements en amont.....	75
III.4.5.2. Equipements en avale.....	76
III.4.6. Courbes caractéristique du réseau de conduites.....	78
III.5. Point de fonctionnement.....	79
 CHAPITRE IV : CALCUL DE LA STATION DE POMPAGE DE DESSALEMENT D'EAU DE MER DE MOSTAGANEM.....	 80
IV.1. Introduction.....	81
IV.2. Calcul de la station de pompage d'eau brute de l'usine de dessalement d'eau de mer de Mostaganem.....	82
IV.2.2 Calcul des pertes de charge du réseau de la station de pompage.....	84

IV.2.3. Courbes caractéristiques du réseau (Entre la sortie respective de la pompe et du système de filtration).....	89
IV.3. CONCLUSION.....	100

## LISTE DES FIGURES

Figure I.1. Mise en évidence de l’osmose inverse.....	6
Figure I.2. Unité élémentaire d’osmose inverse .....	7
Figure I.3. Module à enroulement spiral.....	8
Figure II.1. Présentation d’AEC.....	11
Figure II.2. Schémas du Système anti-méduses .....	14
Figure II.3. Schémas système d’amorçage des pompes de l’eau de mer .....	14
Figure II.4. Schémas du système de pompage d’eau de mer .....	15
Figure II.5. Filtration première étape coté sud .....	18
Figure II.6. Deux filtres de la filtration deuxième étape .....	18
Figure II.7. Système de micro filtration coté sud .....	19
Figure II.8. System d’osmose inverse coté sud .....	20
Figure II.9. Reminéralisations coté sud .....	22
Figure II.10. Système de pompage de l’eau produite .....	23
Figure III.1. Représentation d’un écoulement .....	29
Figure III.2. Profil de Vitesse sans frottements .....	30
Figure III.3. Ecoulement sans frottements .....	31
Figure III.4. Ecoulement avec échange d’énergie.....	32
Figure III.5. Profil de vitesse avec frottements .....	33
Figure III.6. Régimes d’écoulement.....	38
Figure III.7. Comparaison entre pompes volumétrique et hydrodynamique .....	43
Figure III.8. Pompe à palettes en coupe.....	44

Figure III.9. Pompe à vis .....	45
Figure III.10. Éclaté d'une pompe Moineau .....	45
Figure III.11. Pompe à engrenages internes.....	46
Figure III.12. Différentes pompes à lobe .....	46
Figure III.13. pompe à piston simple effet .....	47
Figure III.14. pompes à piston double effet .....	47
Figure III.15. Principe pompes à membranes.....	48
Figure III.16. Représentation schématique d'une pompe centrifuge .....	49
Figure III.17. Différentes roues d'une pompe centrifuge.....	49
Figure III.18. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge.....	50
Figure III.19. Différentes pompes selon la trajectoire du fluide .....	51
Figure III.20. Pompe centrifuge monocellulaire.....	52
Figure III.21. Vue en coupe d'une pompe multicellulaire .....	53
Figure III.22. Pompe à arbre horizontal.....	53
Figure III.23. Pompes à arbre vertical .....	54
Figure III.24. Schéma représentatif des directions des vitesses .....	59
Figure III.25. Triangles des vitesses .....	59
Figure III.26. Pompe d'aspiration à l'air libre et refoulement.....	63
Figure III.27. NPSH pour une pompe en charge .....	64
Figure III.28. Courbe NPSH requis en fonction du débit .....	65
Figure III.29. Roues endommagé par le phénomène de la cavitation .....	65
Figure III.30. Courbe hauteur-débit.....	68
Figure III.31. Courbe puissance-débit.....	68
Figure III.32. Courbe rendement-débit .....	69
Figure III.33. courbe NPSH requis débit .....	69
Figure III.34. Courbe rassemblée.....	70
Figure III.35. Pompes en série .....	70
Figure III.36. Courbe hauteur-débit pour deux pompes .....	71
Figure III.37. Pompes en parallèle .....	71
Figure III.38. Courbe équivalente de deux en parallèle .....	72
Figure III.39. Conduite mixtes .....	74
Figure III.40. Conduite multiples .....	74
Figure III.41. Courbe réseau .....	78
Figure III.42. Point de fonctionnement d'une pompe.....	79
Figure IV.1. Schéma de la station de pompage d'eau brute de l'usine de dessalement d'eau de mer de Mostaganem .....	83
<a href="#">Figure IV.A. Eargisement brusque</a> .....	86



Figure IV.B. Clapet de non retour .....	86
Figure IV.C. Robinets papillon .....	87
Figure IV.D. Arrondi .....	87
Figure IV.a. courbe réseau entre la sortie d'une pompe et la sortie du collecteur .....	93
Figure IV.b. courbe réseau entre les sorties des pompes et la sortie du collecteur .....	94
Figure IV.c. courbe réseau des trois parties .....	95
Figure IV.2. courbe réseau .....	96
Figure IV.3. courbe caractéristique de la pompe de captage d'eau de mer .....	97
Figure IV.4. courbe caractéristique équivalente des pompes de captage d'eau de mer .....	98
Figure IV.5. Point de fonctionnement .....	86

## LISTE DES TABLEAUX

Tableau .1.II La localisation des grandes stations de dessalement d'eau de mer en Algérie....(11)	
Tableau III.1. Influence de la température sur la viscosité ... ..	(35)
Tableau IV.1. B en fonction de.....(87)	
Tableau IV.2. c en fonction de $\alpha$ .....	(87)
Tableau IV.3. $H_1 = f(q_v)$ .....	(90)
Tableau IV.4. $H_{eq} = f(q_{v eq})$ .....	(90)
Tableau IV.5. $H_1 = f(q_v)$ .....	(90)
Tableau IV.6. $H_{eq2} = f(q_{v eq2})$ .....	(91)
Tableau IV.7. $H_f = f(q_{v eq2})$ .....	(91)
Tableau IV.8. $H_{eq} = f(q_{v eq})$ .....	(91)
Tableau IV.9. $H=f(q_v)$ .....	(92)
Tableau IV.10. $H=f(q_v)$ .....	(92)
Tableau IV.11. $H=f(q_v)$ .....	(92)

## Nomenclature

Grandeurs	Désignations	Dimensions
$\pi$	La pression osmotique	pa
$m_i$	Molalités	mol/kg
R	constante molaire des gaz	j /mol
T	Température	k ou c°
$q_m$	Débit massique	kg/s
$q_v$	Débit volumétrique	m <sup>3</sup> /s
$V_m$	vitesse moyenne	m/s
S	Section	m
$\rho$	la masse volumique de fluide	Kg/m <sup>3</sup>
$\mu$	Viscosité dynamique	N. s/m <sup>2</sup> ou Pascal .s
$\nu$	Viscosité cinématique	m <sup>2</sup> /s
D	Diamètre	m
$U_m$	vitesse moyenne	m/s
U	La vitesse d'entraînement	m/s
V	Vitesse de l'écoulement résultant (ou absolue)	m/s
n	La vitesse de rotation	tr/min
$\omega$	La vitesse angulaire	rad/s
$\eta$	Rendement	%
C	couple de torsion sur l'arbre de la pompe	N.m
$J_l$	Pertes de charge linéaire	m
$J_s$	Perte de charge singulière	m
$q_{vth}$	Débit théorique en circulation	m <sup>3</sup> /s
q	Débit de fuites	m <sup>3</sup> /s
Z	Hauteur géométrique	m
$p_a$	Pression d'aspiration	Pa

$p_r$	Pression de refoulement	Pa
-------	-------------------------	----

## Nomenclature

Grandeurs	Désignations	Dimensions
$J_f$	Pertes de charge par frottements	m
$J_c$	Pertes de charges par chocs	m
$J_s$	Perte de charges linaire	m
$J_L$	Pertes de charge singulière	m
$P_u$	Puissance utile	W
$P_{ab}$	Puissance absorbée	W
$P_H$	Puissance hydraulique	W
$P_e$	Puissance électrique	W
$J_M$	Pertes mécanique	m
HMT	Hauteur manométrique totale	m
$H_{th}$	Hauteur théorique	m
$U_1$	Vitesse tangentielle à l'entrée de la roue	m/s
$V_1$	Vitesse absolue à l'entrée de la roue	m/s
$W_1$	Vitesse relative à l'entrée	m/s
$U_2$	Vitesse tangentielle à la sortie de la roue	m/s
$V_2$	Vitesse absolue à la sortie de la roue	m/s
$W_2$	Vitesse relative à la sortie	m/s
$H_r$	La hauteur réelle	m
$p_{atm}$	Pression atmosphérique	Pa
NPSH	Net Positive Suction Head	Pa
$\lambda$	Coefficient de pertes de charge linéaires	
$\zeta$	Coefficient de pertes de charge singulier	
$J_{Hf}$	Pertes par frottement	pa
$J_H$	pertes hydraulique	pa
$H_h$	Charge hydraulique du fluide	Pa

## INTRODUCTION GENERALE

L'évolution exponentielle de la démographie, des mœurs de consommation et la sécheresse qui a sévi depuis plus de deux décennies dans notre pays ont considérablement affecté le niveau des réserves d'eau qui ont atteint un seuil critique et ce qui nous mène vers une pénurie d'eau douce.

Pour y remédier, le gouvernement algérien a donné naissance à un programme national de dessalement d'eau de mer qui consiste à l'implantation de plusieurs stations de pompage de dessalement d'eau de mer (par osmose inverse) tout le long de la côte de notre pays.

Le but de mon mémoire consiste à faire les calculs de prédimensionnement du réseau de conduites, et des pompes de la station de pompage d'eau brute de l'usine de dessalement d'eau de mer implantée a la plage Cheliff de Mostaganem.

Afin de justifier mes méthodes de travail j'ai divisé ce mémoire en quatre chapitres suscités :

Chapitre I .Dessalement d'eau de mer, ce chapitre nous permettra de prendre connaissance du process de l'osmose inverse qui est l'une des techniques de dessalement d'eau de mer et de connaitre les composantes nécessaires pour une unité d'osmose inverse.

Chapitre II. Programme national de dessalement d'eau de mer et présentation de l'usine de dessalement d'eau de mer de Mostaganem. Ce chapitre nous permettra de prendre connaissance du programme de dessalement d'eau de mer en Algérie et de visualiser le site de l'usine de dessalement d'eau de mer et ses constituantes.

Chapitre III. Théorie sur la station de pompage, ce chapitre comporte trois parties, la première consiste à un rappel sur les notions de mécanique des fluides, la deuxième porte sur le réseau de pompes et enfin la troisième qui porte sur le réseau de conduite.

Chapitre IV. Calcul et prédimensionnement du réseau de conduites et de pompes de la station de pompage de Cheliff de Mostaganem. Ce chapitre donne la méthode de calcul du prédimensionnement et pour finalement déterminer le point de fonctionnement de cette station de pompage et vérifier les conditions de bon fonctionnement.

# **Chapitre I : DESSALEMENT D'EAU DE MER**

## **I.1. Introduction :**

La population mondiale devrait passer de 6 milliards d'individus en l'an 2000, à 8 milliards en l'an 2025. La quantité moyenne d'eau douce disponible par habitant et par ans devrait donc chuter de 6 600 à 4 800 mètres cubes, une réduction de presque un tiers. Si parallèlement la tendance actuelle à l'augmentation des prélèvements en eau se poursuit, entre la moitié et les deux tiers de l'humanité devraient être en situation dite de stress hydrique en 2025, seuil d'alerte retenu par l'Organisation des Nations Unies (ONU) et correspondant à moins de 1700 mètres cubes d'eau douce disponible par habitant et par an. Le risque d'une pénurie d'eau douce existe donc bel et bien.

Pour tenter d'inverser cette tendance, diverses solutions existent parmi elles le dessalement d'eau de mer qui consiste à produire de l'eau potable à partir d'eau de mer.

Comme toute implantation industrielle, l'étude préliminaire d'une unité de dessalement commence par la recherche des données de base :

- caractéristiques de l'eau de mer
- besoins en eau douce actuels et futurs
- géographie des sites envisagés : accès, localisation des consommateurs, etc...
- énergies disponibles : électrique et/ou thermique, volume par rapport au coût, réglementation applicable.

## **I.2 eau de mer (eau potable):**

### **I.2.1. Qualité de l'eau de mer :**

L'eau de mer est la matière première de l'usine de dessalement.

Chacun peut observer ses changements de température, de limpidité d'un lieu ou d'un jour à l'autre ; les écarts de salinité sont moins connus.

Salinité, température et matières en suspension sont les paramètres majeurs du fonctionnement d'une unité de dessalement.

### **I.2.1.1. Salinité :**

La salinité mesure la concentration en sels dissous ; elle s'exprime en g/l. Du fait que les quantités de sels dissous sont souvent très inférieures au gramme, l'unité communément utilisée est le mg/l ou encore le p.p.m. chez les Anglo-Saxons. On notera que cette dernière unité n'est pas strictement équivalente puisqu'elle exprime des mg/kg.

Les salinités les plus basses se rencontrent au voisinage des pôles. La quantité de sels dissous augmente au fur et à mesure que l'on se rapproche de l'équateur. Elle peut dépasser 50 g/L dans certaines zones, telles que la côte Est de l'Arabie Saoudite où la chaleur et les hauts-fonds favorisent l'évaporation.

Quelques valeurs moyennes de la salinité de l'eau de mer :

- Océan Atlantique : 35 g/l ;
- Mer Méditerranée : 38 g/l ;
- Mer Rouge : 40 g/l et plus ;
- Golfe Persique : 50 g/l et plus.

### **I.2.1.2. Température :**

La température de l'eau de mer peut varier de quelques degrés sur les côtes sous l'influence des courants polaires jusqu'à 35 °C autour de la péninsule arabique.

Une température élevée représente un avantage pour la distillation, tout en observant que cet avantage est minime du fait que la capacité thermique massique de l'eau est très faible comparée à son enthalpie (sa chaleur latente) de vaporisation.

Pour l'osmose inverse le bénéfice est contrasté : la production des membranes d'osmose augmente de 3 % par degré Celsius. C'est un facteur important. En contrepartie la qualité d'eau produite diminue et, surtout, le vieillissement de la membrane s'accélère. L'expérience montre que l'optimum se situe autour de 25°C.

On retiendra aussi que la capacité d'une unité d'osmose inverse n'a de sens que si les valeurs minimale et maximale de la température de l'eau sont définies.



### **I.2.1.3. Teneur en matières en suspension :**

L'eau de mer est un milieu vivant, qui véhicule d'une part des matières minérales et d'autre part des organismes vivants souvent microscopiques. En pleine mer, le plancton prédomine. Près des côtes, la teneur en sable augmente. Elle varie selon les courants et la profondeur des fonds. La pollution par des rejets urbains ou industriels peut devenir prépondérante. Le site de la prise d'eau et sa conception seront choisis pour éviter toute pollution et limiter au mieux l'apport des matières en suspension.

Les membranes d'osmose arrêtent toutes les matières en suspension. Il en résulte un colmatage rapide de la membrane, qui la rend impropre à son usage. Pour conserver leur efficacité, il est indispensable de rendre l'eau de mer aussi limpide que possible. C'est l'objectif du prétraitement

La distillation, procédé beaucoup moins sensible aux matières en suspension, ne requiert qu'une filtration grossière pour la protection des pompes et des échangeurs.

### **I.2.2. Qualité de l'eau potable :**

#### **I.2.2.1. Critères de potabilité :**

Dans la grande majorité des cas, l'eau est exclusivement destinée à la consommation humaine et doit donc être conforme à la réglementation des eaux potables.

Cependant, une partie de la production peut être directement livrée à une usine à proximité. L'exemple le plus fréquent est celui de la centrale thermique, qui requiert une eau d'appoint complètement déminéralisée. La distillation, pouvant produire une eau contenant moins de 5 mg/L de sels dissous, aura donc un avantage certain face aux techniques membranaires qui ne peuvent égaler ce résultat en une seule étape.

L'OMS classe les critères de potabilité d'une eau en cinq groupes.

Ceux qui intéressent le producteur d'eau dessalée concernent :

- l'aspect physique : température, limpidité, odeur, teneur en matières en suspension (MES) ;
- les caractéristiques chimiques : salinité, chlorures, pH, etc.

Or, les chlorures représentent environ 45 % de la fuite de salinité d'une eau de mer osmosée. On devra donc fixer un objectif de 500 mg/l pour la salinité totale, de façon à respecter l'objectif de 250 mg/L pour les chlorures

#### **I.2.2.2. Contraintes du réseau de distribution d'eau :**

Les critères de potabilité ne suffisent pas complètement à la détermination de la qualité de l'eau potable. Il faut aussi vérifier qu'elle ne soit ni agressive, ni entartrant vis-à-vis du réseau de distribution aux usagers. Or, quel que soit le procédé de dessalement retenu, l'eau produite est pratiquement dépourvue de bicarbonate de calcium et montre donc un caractère agressif marqué. Cette agressivité doit être neutralisée par un post-traitement à déterminer en fonction de la nature des matériaux du réseau et de sa longueur. Il peut prendre des formes plus ou moins complexes depuis une simple correction de pH jusqu'à une reminéralisation partielle par introduction simultanée de chaux et de dioxyde de carbone.

Le facteur clé du dessalement est évidemment la salinité. Au vu des recommandations de l'OMS, on pourrait l'estimer suffisant.

#### **I.3. Les techniques de dessalement d'eau de mer:**

Il existe quatre cartes techniques qui sont les suivantes :

- Distillation à simple effet
- Distillation à effet multiple
- Compression de vapeur
- Osmose inverse

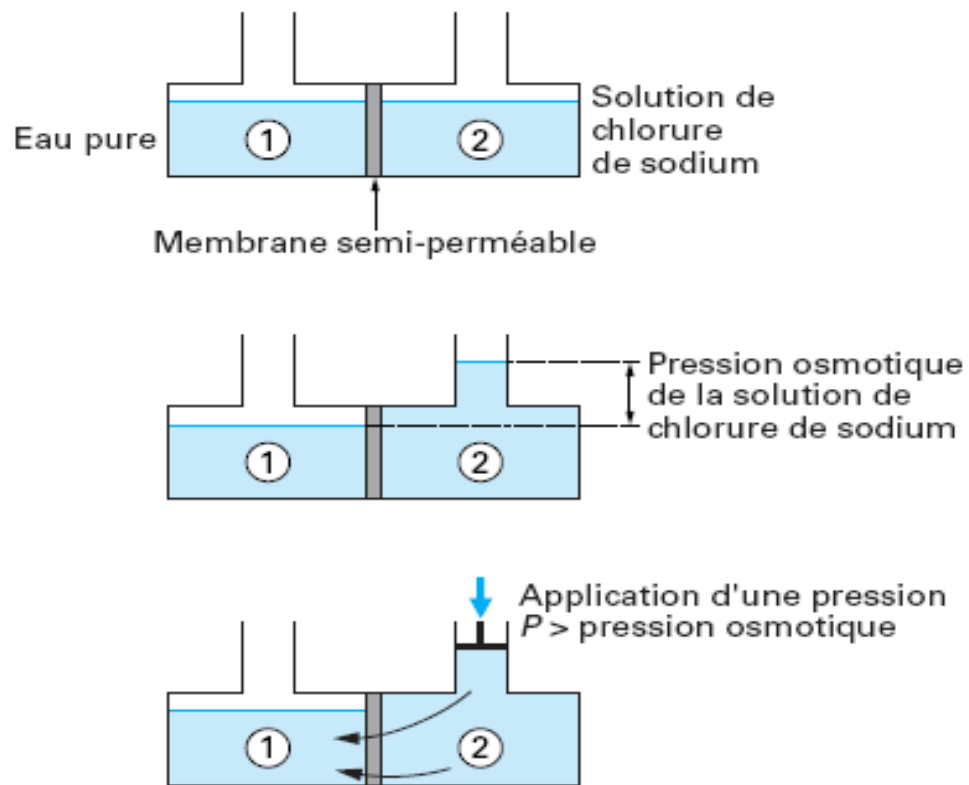
On va voir de prêt la technique la plus utilisée dans les usines de dessalement d'eau de mer de notre pays qui est l'osmose inverse.

##### **I.3.1. Osmose inverse :**

###### **I.3.1.1. Pression osmotique et pression de fonctionnement :**

Le procédé de l'osmose inverse est basé sur la propriété des membranes semi-perméables de laisser passer l'eau tout en arrêtant les sels dissous. La figure I.1 met en évidence ce phénomène : une membrane semi-perméable divise un récipient en deux compartiments.

Dans le premier compartiment (1), on verse de l'eau pure, dans le deuxième (2) une solution de chlorure de sodium. Les niveaux sont identiques dans les deux compartiments au début de l'expérience. On observera alors que l'eau circule de 1 vers 2. À l'équilibre, il en résulte une différence de niveau entre 1 et 2, qui met en évidence la pression osmotique de la solution de NaCl.



**Figure I.1. Mise en évidence de l'osmose inverse**

S'il était possible d'appliquer une pression sur le compartiment 2 supérieure à la pression osmotique, on observerait la circulation de l'eau en sens inverse. On pourrait même concentrer la solution 2 au-delà de sa concentration initiale et obtenir une quantité d'eau douce dans le compartiment 1 supérieure à celle versée au début de l'expérience. C'est l'osmose inverse.

La pression osmotique est donnée par la relation :

$$\pi = 10^3 \sum m_i RT \quad (I.1)$$

Avec :

$\pi$  : pression osmotique (en Pa), somme des molalités de chaque ion ou molécule non ionisée (en mol/kg),

$\sum m_i$  : Somme des molalités de chaque ion ou molécule non ionisée (en mol/kg),

R : constante molaire des gaz (8,314 J/mol),

T : température (en K).

Pour que le phénomène d'osmose inverse se produise dans de bonnes conditions économiques, il faut que la pression appliquée soit deux fois celle de la pression osmotique. On en déduit que la pression de fonctionnement d'une osmose d'eau de mer sera de l'ordre de :  $34 \times 2 = 68$  bars

### I.3.1.2. Eléments de base d'une unité d'osmose inverse

La figure (I.2) décrit les éléments de base d'une unité d'osmose inverse et son fonctionnement

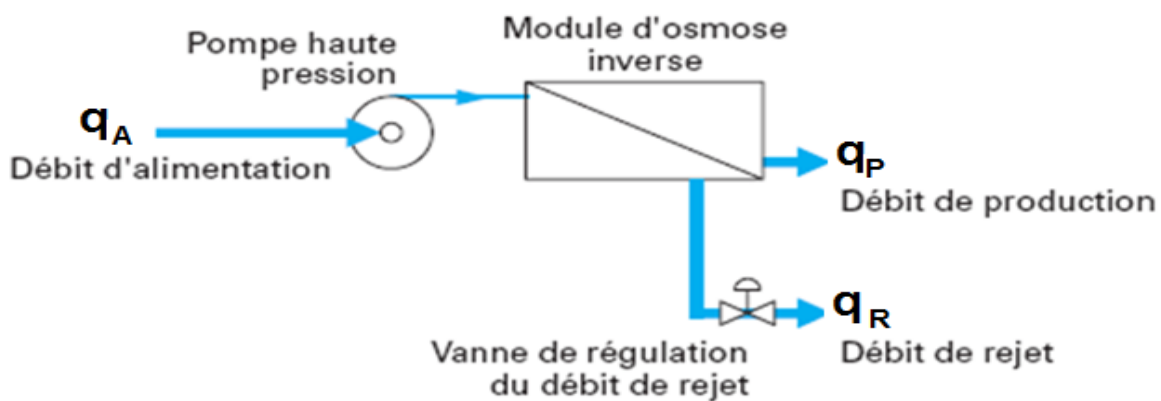


Figure I.2. Unité élémentaire d'osmose inverse

### I.3.1.3. Membrane d'osmose inverse :

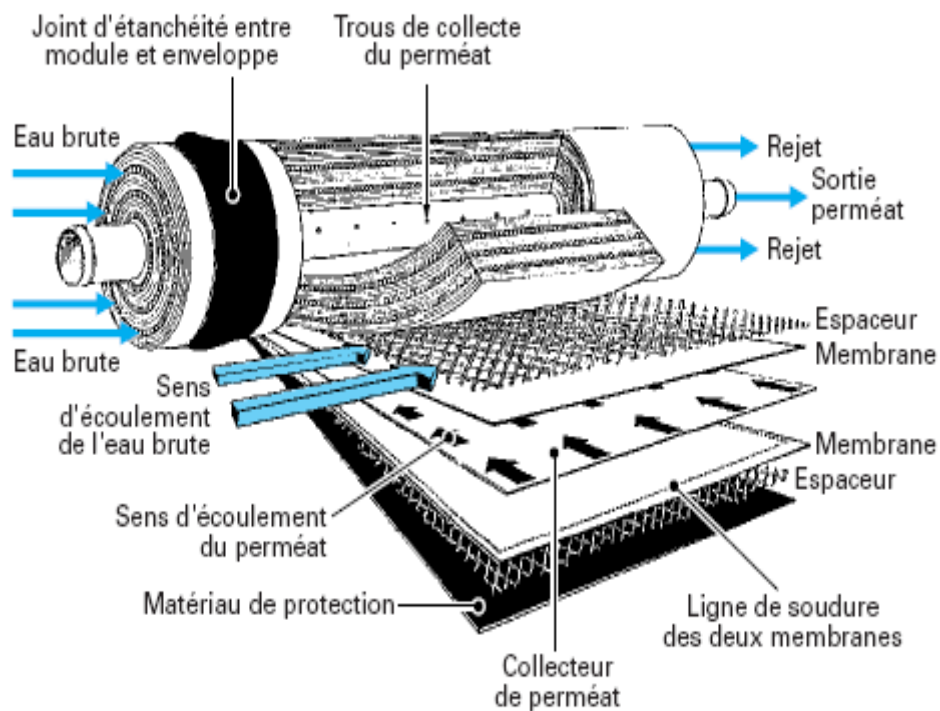
Les membranes actuelles sont dites « composites » car elles sont composées par l'empilement de deux ou trois feuilles de natures différentes et elles doivent être le plus compactes possible. Il s'agit de disposer du maximum de surface sous le volume minimal.

Dans ce but, la configuration la plus répandue actuellement est la membrane à enroulement spiral (figure I.3). Elle consiste à placer en sandwich une feuille poreuse (collectrice de perméat) entre deux membranes osmotiques.

Les trois éléments ayant le même format rectangulaire sont soudés sur trois côtés : le quatrième côté laissé libre est fixé sur la génératrice d'un tube qui recueillera le perméat. Sur le premier sandwich, on en place un deuxième après avoir intercalé un Espaceur et ainsi

de suite. Les Espaceurs ont l'aspect d'une grille, laissant assez d'espace libre pour la circulation de l'eau de mer entre les sandwiches. On note que celle-ci circule perpendiculairement au sens de l'écoulement du perméat. L'ensemble est enroulé autour du tube collecteur si bien que la forme extérieure est celle d'un cylindre.

- Le cylindre appelé module est l'élément de base de l'unité d'osmose.



**Figure I.3. Module à enroulement spiral**

#### **I.4. Hygiène, sécurité et environnement:**

Les installations de dessalement ne présentent pas de danger spécifique. Il s'agit de dangers liés au transfert et au stockage d'eau, de vapeur et de réactifs ainsi qu'à la distribution de l'électricité. On s'attachera à respecter la réglementation et les normes qui les concernent dès le début des études de la future usine de dessalement.

Le premier travail consiste à établir le référentiel – à savoir l'ensemble des normes et règlements applicables à un projet donné – pour que tous les acteurs du projet aient une vue claire de toutes les dispositions obligatoires et volontaires concernant l'hygiène, la sécurité et l'environnement (HSE). Les questions HSE sont donc une préoccupation de toutes les phases du projet depuis la conception jusqu'à la formation des opérateurs.

**CHAPITR II : PROGRAMME NATIONALE DE  
DESSALEMENT D'EAU DE MER ET  
PRESENTATION DE L'USINE DE  
DESSALLEMENT DE MOSTAGANEM :**

## **II.1. Introduction :**

La sécheresse qui a sévi depuis plus de deux décennies dans notre pays (principalement dans la région ouest) à considérablement affecté le niveau des réserves d'eau qui a atteint un seuil critique et ne permet plus une amélioration et une distribution correcte de cette ressource vitale.

La mobilisation des eaux souterraines au Nord du pays a atteint son seuil maximal. L'augmentation des débits de pompage de ces eaux aura pour effets la surexploitation des nappes superficielles et la détérioration de la qualité des eaux. Cette situation pénalisera de ce fait tous les secteurs (population, industrie et agriculture)

Les aléas pluviométriques enregistrés notamment lors de ces dernières décennies ont malheureusement réduit l'impact attendu des investissements réalisés. Le recours au dessalement d'eau de mer devient alors indispensable pour sécuriser l'alimentation en eau potable de la population.

Le 12 octobre 2003 un Conseil Interministériel s'est tenu pour l'examen du dossier portant «Éléments d'une politique de dessalement de l'eau de mer en Algérie »

Lors de ce Conseil, Monsieur le Chef du Gouvernement, a souligné que Monsieur le Président de la République a fait du dossier de l'eau un dossier de sécurité nationale, donc un dossier stratégique qui doit bénéficier de l'attention particulière du Gouvernement.

Il a été décidé de promouvoir une politique de dessalement d'eau de mer en Algérie et de faire de l'ALGERIAN ENERGY COMPANY AEC son fer de lance pour le développement des projets de dessalement d'eau de mer en Algérie.

## **II.2. Présentation de Algerian energy company société par action (A E C):**

Algerian Energy Company SpA (AEC) est une Entreprise Publique Économique, créée le 23 mai 2001 sous forme de société par actions de droit algérien, par SONATRACH et SONELGAZ (figure II.1), cette compagnie a principalement le rôle de développeur des projets en partenariat avec des sociétés étrangères dans le domaine de la production d'énergie électrique et dessalement d'eau de mer.



Figure II.1. Présentation d'AEC

## II.2. Programme National de Dessalement d'Eau de Mer à la charge de Algerian energy company société par action ( SPA, AEC ):

Treize stations, devaient totaliser, au terme de ce programme, une capacité installée de 2.4 millions m<sup>3</sup>/j.

En 2014, celle-ci a atteint 2.1 Mm<sup>3</sup>/j avec l'entrée en service du projet Ténès.

Au terme de la mise en service de l'ensemble des stations du programme national engagé, la contribution du dessalement, à l'alimentation en eau potable (AEP) de l'ensemble du territoire national, devrait atteindre 27.3% à 1.75 Mm<sup>3</sup>/j de production, pour une capacité de production de 2.1 Mm<sup>3</sup>/j « rendement de 83 % ».

Impacts : contribution au renforcement et à la sécurisation de l'AEP des villes côtières et notamment des grandes agglomérations d'Alger, de l'Oranie et de Skikda.

La localisation des grandes stations a été déterminée sur la base d'une étude générale réalisée entre 2000 et 2003, par le secteur des ressources en eau (Tableau II.1).

NOM DU PROJET		SITUATION DU PROJET		Avancement au 30 avril 2014
Kahrma (Arzew)	88 880 m3/J et 320 MW	Mise en service	le 12 novembre 2005	En exploitation
Hamma (Alger)	200 000 m3/j	Mise en service	le 02 février 2008	En exploitation
Skikda (Zone Industrielle)	100 000 m3/J	Mise en service	le 04 mars 2009	En exploitation
Beni Saf (Ain Temouchent)	200 000 m3/j	Mise en service	le 15 novembre 2009	En exploitation
Souk Tlata ( Tlemcen)	200 000 m3/J	Mise en service	le 13 avril 2011	En exploitation
Fouka (Tipaza)	120 000 m3/J	Mise en service	le 30 juillet 2011	En exploitation
Mostaganem	200 000 m3/J	Mise en service	le 28 septembre 2011	En exploitation
Honaine ( Tlemcen)	200 000 m3/J	Mise en service	le 03 juillet 2012	En exploitation
Cap Djinet (Boumerdes)	100 000 m3/J	Mise en service	le 28 septembre 2011	En exploitation
Magtaa (Oran)	500 000 m3/J	Mise en service prévue pour	27 juin 2013	En exploitation
Tenes ( Chlef)	200 000 m3/J	Mise en service prévue pour	août 2014	
Oued Sebt (TOS)	100.000 m3/j	Projet à l'étude		
EL Tarf	100.000 m3/j			
Bejaia	100.000 m3/j			

Tableau I.1. La localisation des grandes stations de dessalement d'eau de mer en Algérie



### **II.3. Présentation de l'usine de dessalement d'eau de mer de Mostaganem :**

L'usine de dessalement de Mostaganem, sise à Plage de Cheliff (Mostaganem), a une capacité de production d'eau potable de 200.000 m<sup>3</sup>/jour.

Le procès de traitement d'eau de cette station consiste à :

- Un système de captage et pompage d'eau de mer,
- Un système de prétraitement de l'eau de mer par filtration et microfiltration,
- Un système de déminéralisation de l'eau micro-filtré par osmose inverse,
- Un système de reminéralisations et conditionnement de l'eau déminéralisée,
- Un système de pompage de l'eau reminéralisée (Eau Commercialisable) vers le réseau de distribution (Réseau de Transport d'Eau Externe)
- Un système d'évacuation de saumure et sous-produits.

#### **II.3.1. Description et fonctionnement normal des installations du process :**

##### **II.3.1.1. Captage et pompage de l'eau de mer :**

Le système de captage a pour but d'impulser vers le prétraitement de l'eau de mer en quantité et à la pression nécessaire pour produire la quantité d'eau potable désirée.

Le système de captage comprend les sous-systèmes suivants:

- Tours et tuyauteries de prise
- Sous-système anti-méduses
- Sous-système d'amorçage des pompes d'eau de mer
- Sous-système de pompage d'eau de mer

##### **• Tours de captage et tuyauterie de captage :**

Le captage de l'eau de mer se fait par le biais de deux tours de prise connectées au réservoir de pompage d'eau de mer par deux tuyauteries en polyéthylène d'haute densité de 1.800 mm de diamètre où l'eau doit circuler à une vitesse d'environ 1 m/s.

Les tours de prise sont submergées à une distance de la côte d'environ 2 500 m et 16,5 mètres de profondeur.

L'eau de mer passe à l'intérieur de chaque tour de prise à travers quatre grilles en polyester renforcé de verre (PRFV) rectangulaires de 3,89 x 1,42 mètres et trous de 3,54 x 1,30 cm installées pour éviter le passage des poissons, méduses, cailloux et d'autres éléments de grande taille pouvant nuire au procès de traitement. Ces grilles peuvent être extraites par les plongeurs pour éliminer les éventuelles incrustations.

Les plongeurs peuvent aussi accéder aux tuyauteries de prise à travers des trous d'homme installés au long des tuyauteries et/ou à travers des tours de captage pour inspecter leur intérieur et réaliser des activités d'entretien.

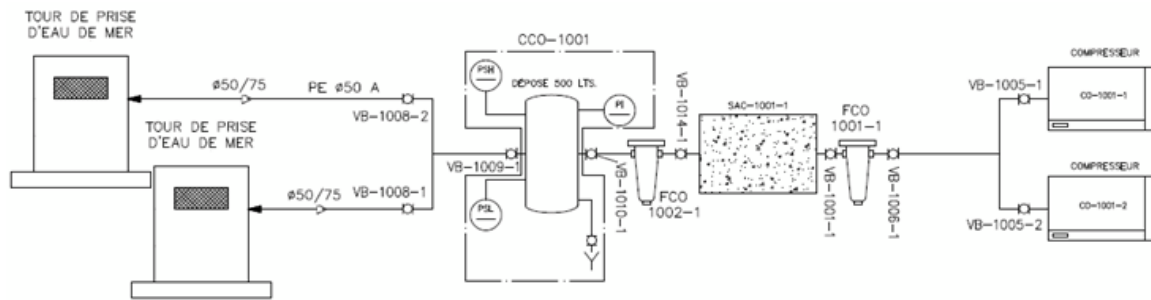
Chacune des tuyauteries de prise peut être isolée pour réaliser des activités d'entretien à l'intérieur sans arrêter l'usine avec l'aide des vannes murales installées dans le réservoir de captage.

Remarque :

En service normal et avec les huit pompes d'eau de mer travaillant à leur débit de design, le niveau d'eau dans le réservoir de captage enregistré par les indicateurs de niveau ne doit jamais être inférieur à 2,45 mètres comptabilisées depuis le fond du réservoir. Si ça arrive, sa peut être dû à une augmentation des pertes de charge du système dues :

- A l'obturation des grilles des tours de captage.
- A la réduction de la section utile des tuyauteries dû à des incrustations microbiologiques.
- A l'apparition de fuites dans le réservoir de captage et/ou la tuyauterie de prise.
- **Système anti-méduses** (Figure II.2) :

Le système anti-méduses a été conçu pour éviter l'obturation des grilles des tours de captage occasionnée par des méduses, algues et les poissons en générant un rideau d'air au tour de ces grilles qui fait flotter les poissons et les algues.



**Figure II.2. Schémas du Système anti-méduses**

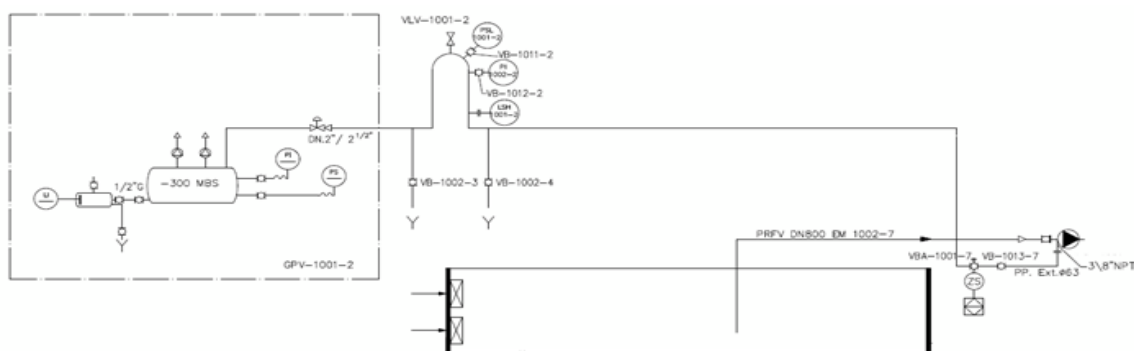
Le système anti-méduses se compose de deux compresseurs à vis chargés de souffler un débit d'air de 4.900 l/min (à 1bar et 20°C) à travers de deux filtres en série séparés par un séchoir. Ce courant d'air, stocké dans un réservoir de 900l, sera conduit ultérieurement jusqu'aux tours de prise (figure II.3)

Normalement le système anti-méduses sera à l'arrêt. Pour obtenir un débit d'air adéquat le nettoyage des grilles des tours de prise doit se faire alternativement (soit nettoyer les grilles de la tour n° 1 soit de la tour n° 2).

- **Système d'amorçage des pompes d'eau de mer (Figure II.3):**

Le niveau d'aspiration des pompes d'eau de mer est plus haut que le niveau d'eau du réservoir de captage.

Le système d'amorçage des pompes d'eau de mer (figure II.4) a pour objet d'extraire l'air des conduites d'aspiration des pompes d'eau de mer. Il est composé de deux groupes à vide (un par ligne) équipés de deux pompes de 4kW chaque un.



**Figure II.3. Schémas système d'amorçage des pompes de l'eau de mer**

Le démarrage et l'arrêt des pompes sont commandés par un détecteur du vide installé dans le réservoir du groupe.

Le détecteur du vide placé dans la ligne de raccordement aux pompes de captage (PSL 1001-1/2) fait un signal d'amorçage des pompes nécessaire pour son démarrage.

Le système ne peut amorcer qu'une pompe à la fois.

- **Système de pompage d'eau de mer (figure. II.4) :**

Le système de pompage d'eau de mer a pour objet de fournir au prétraitement de l'eau de mer en quantité et à la pression nécessaire pour produire la quantité d'eau potable désirée.

Les pompes de captage d'eau de mer (une d'elles pour secours) ont été conçues pour pomper un débit de 2380 m<sup>3</sup>/h à une pression de 67 m.c.e. Néanmoins ces pompes sont équipées avec des variateurs de fréquence pour permettre le changement du point de travail pour maintenir une pression de 2.5 bars grâce à des échangeurs de fréquence au niveau de l'aspiration des pompes haute pression préalable à l'osmose .

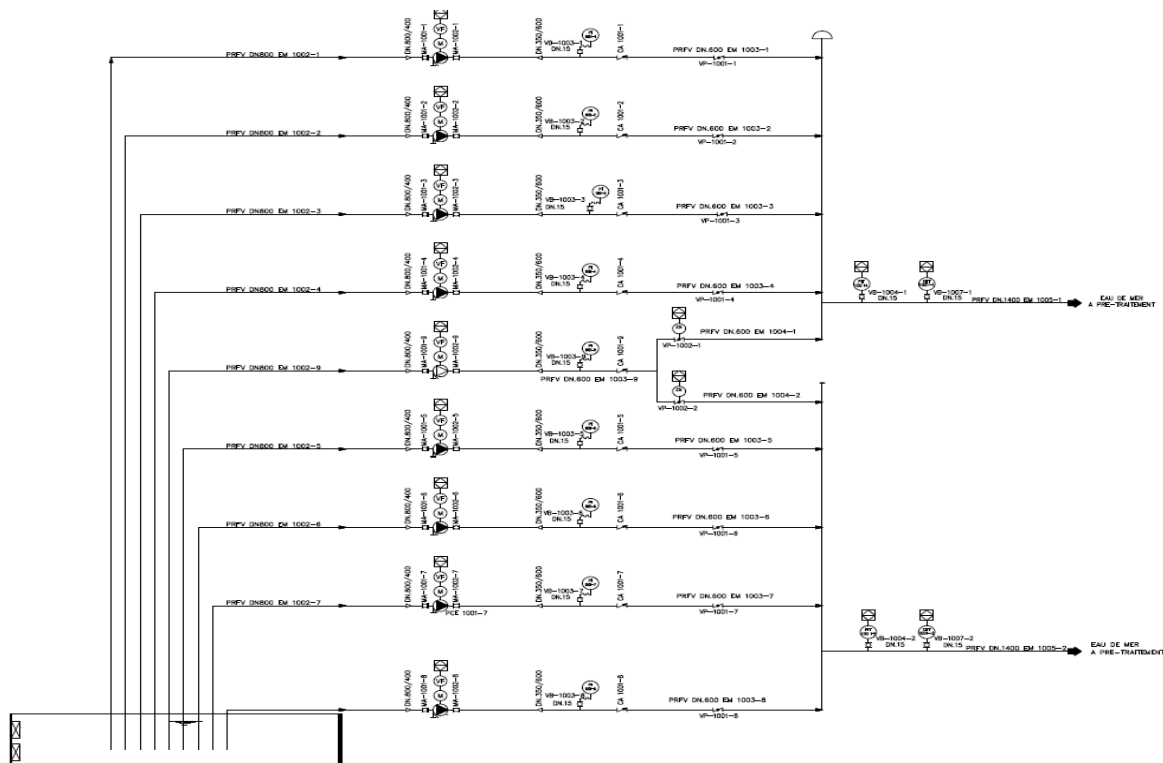


Figure II.4. Schémas du système de pompage d'eau de mer

Dans le procès d'impulsion des pompes sont placées des vannes de retenue et des vannes papillon motorisées, entre elles, deux unités pour la pompe de secours et raccordées à chaque une des lignes de prétraitement.

Si après le démarrage d'une pompe d'eau de mer quelconque la lecture de l'indicateur/transmetteur descend au-dessous de 4,5 bars mais la vitesse de la pompe associé ne varie pas, il peut être dû à la rentrée d'air dans le système par des joints ou l'apparition de vortex dans l'aspiration de la pompe.

### **II.3.1.2. Système de prétraitement:**

L'objet du système de prétraitement est de conditionner l'eau de mer du point de vue physique, biologique et chimique pour protéger et maximiser la performance du système d'osmose inverse.

Le système de prétraitement comprend les sous-systèmes suivants:

- Sous-système de conditionnement chimique
- Sous-système de filtration
- Sous-système de microfiltration

- **Conditionnement chimique :**

Le conditionnement de l'eau est effectué par l'ajout des réactifs suivants:

- Dosage d'Hypochlorite de sodium
- Dosage de permanganate de potassium
- Dosage d'acide sulfurique
- Dosage de coagulant (chlorure ferrique)
- Dosage de poly électrolyte
- Dosage de soude caustique
- Dosage de méta bisulfite de sodium
- Dosage de dispersant

- **Système de Filtration :**

La fonction du système de filtration est d'éliminer les flocons formés par les systèmes de coagulation-floculation et les particules en suspension de l'eau de mer pour protéger et améliorer la performance du système d'osmose inverse.

L'usine comporte deux étapes de filtration, une première étape avec des filtres mixtes à sable - anthracite et une seconde étape avec des filtres à sable.

Pour optimiser la durabilité des membranes d'osmose et des cartouches des micro-filtres, il est recommandé de maintenir la pression en aval du système de filtration et en amont du système de microfiltration au-dessous de 3 bar.

#### **a. Filtration première étape (Figure II.5) :**

L'Usine est équipée avec deux lignes de filtration de première étape avec douze filtres horizontaux à pression chacune, travaillant à une vitesse de  $8,45 \text{ m}^3/\text{h}/\text{m}^2$  et à une vitesse maximale de  $9,46 \text{ m}^3/\text{h}/\text{m}^2$  lorsque l'un des filtres est au lavage.

Chaque filtre a une surface moyenne de filtration de  $91,39 \text{ m}^2$  et un diamètre de  $4,00 \text{ m}$  d'une longueur totale de  $24,04 \text{ m}$

Ils sont construits en acier recouvert à l'intérieur de caoutchouc naturel de  $3 \text{ mm}$  d'épaisseur.

Le nettoyage des filtres se fait avec de l'air et de la saumure provenant du process d'osmose.

Les filtres sont horizontaux - fermés avec un fond semi-elliptique, du genre KORBBOGEN.

La distribution de l'eau à filtrer sera réalisée à l'aide d'un collecteur perforé construit en PEHD afin d'atteindre la distribution homogène du débit tout au long de la surface de filtration

#### **b. Filtration de deuxième étape (Figure II.6):**

Ils existent deux batteries munies de huit filtres de pression horizontale chacune, travaillant à une vitesse de  $12,87 \text{ m}^3/\text{h}/\text{m}^2$  avec un maximum de  $15,09 \text{ m}^3/\text{h}/\text{m}^2$ , lorsque l'un d'eux est en nettoyage ,Chaque filtre a une surface filtrante moyenne de  $90,04 \text{ m}^2$ .

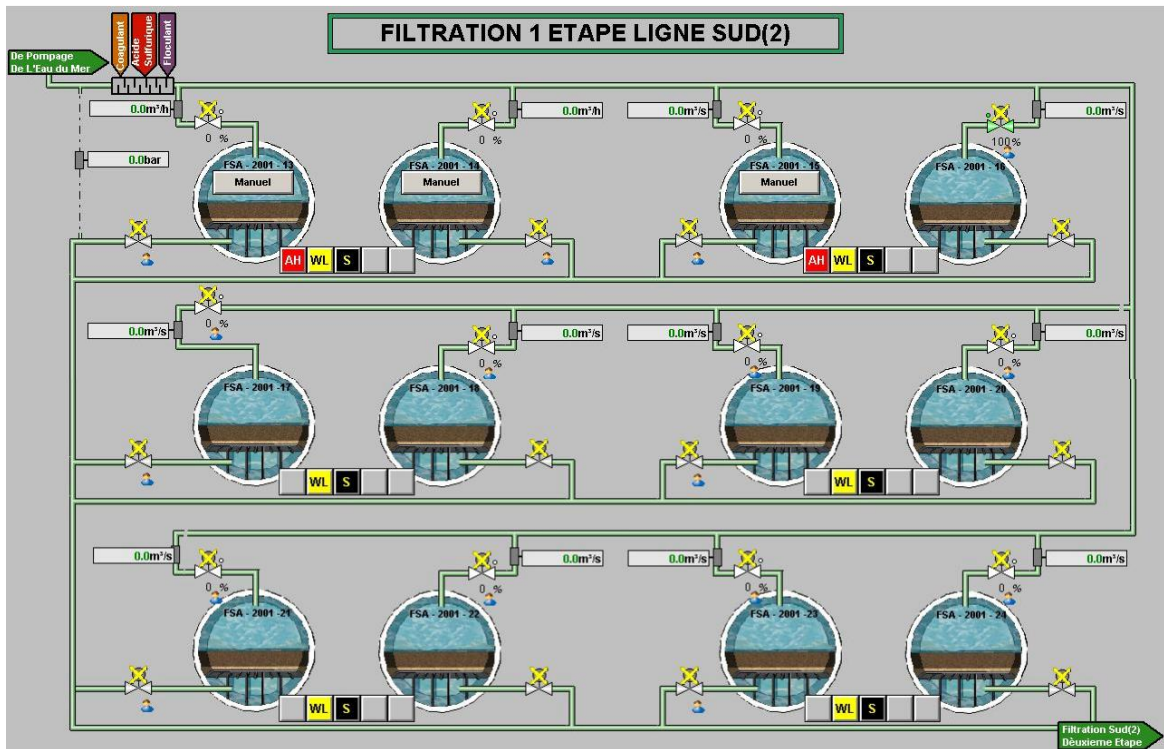


Figure II.5. Filtration premiere etape coté sud

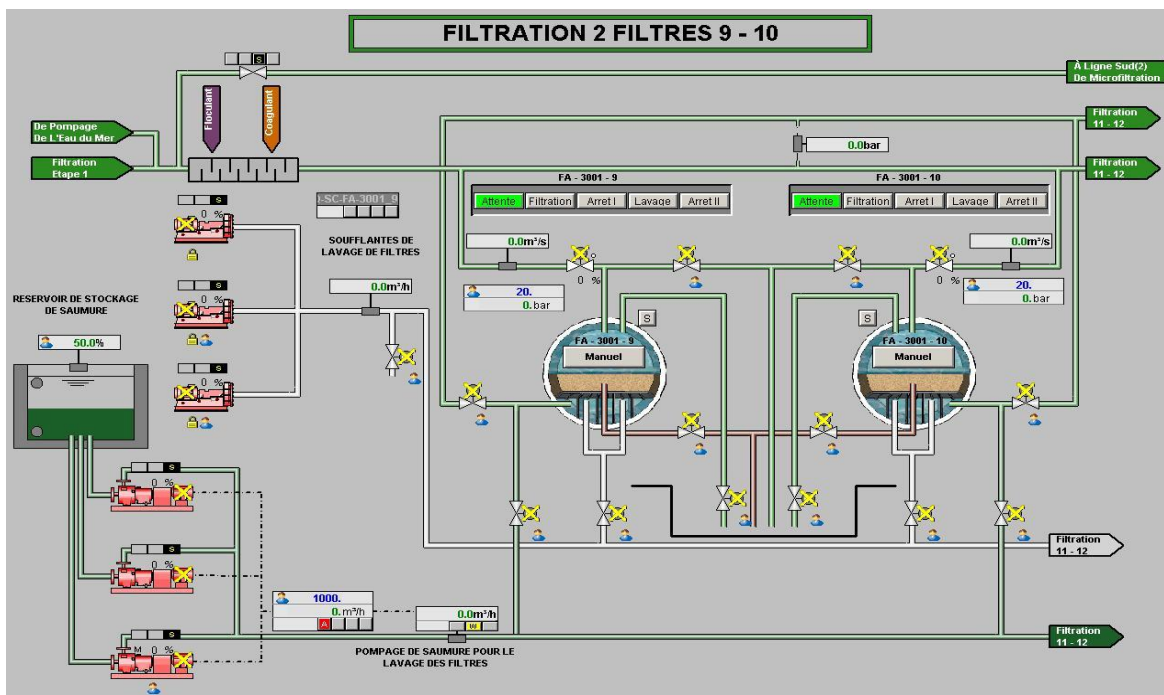


Figure II.6. Deux filtres de la filtration deuxième étape

#### d. Système de microfiltration (Figure II.7) :

La fonction du système de microfiltration protège le système d'osmose inverse empêchant le passage des particules suspendues dans l'eau filtrée non-retenues par les filtres au système de pompage d'haute pression. La microfiltration ne permet que le passage des particules de taille inférieure à 5 microns.

Le système de microfiltration consiste à deux lignes équipées avec neuf filtres chacune.

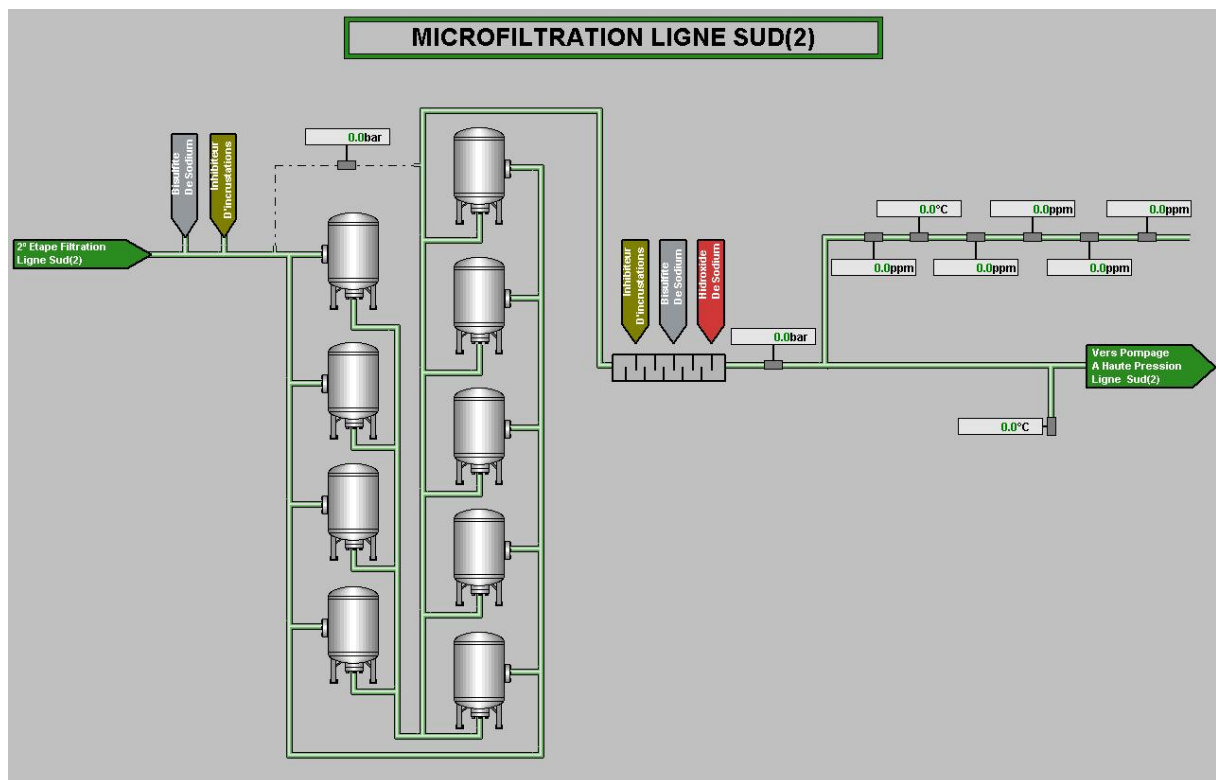


Figure II.7. Système de micro filtration coté sud

Chaque filtre est muni de 360 cartouches de 1250 mm de longueur. Le débit unitaire par cartouche est de  $2,85 \text{ m}^3/\text{h}$ , lorsque les neuf seront en activité. Il atteindra celui de  $3,20 \text{ m}^3/\text{h}$  lorsque l'un d'entre eux est isolé pour le changement de ses cartouches.

Les cartouches sont logées dans une carcasse en polyester renforcé de fibre de verre (PRFV).

Les cartouches sont fabriquées en polypropylène de 1250 mm de longueur.



### II.3.1.3. Systeme d'osmose inverse (Figure II.8):

Le système d'osmose inverse est le cœur de l'usine et sa fonction est de réduire la teneur en sels de l'eau micro-filtrée

Le système d'osmose inverse est composé par les sous-systèmes suivants :

- Le système de pompage d'haute pression et récupération d'énergie
- Châssis d'osmose inverse
- Le système de nettoyage de membranes
- Le système de déplacement d'eau de mer et saumure.

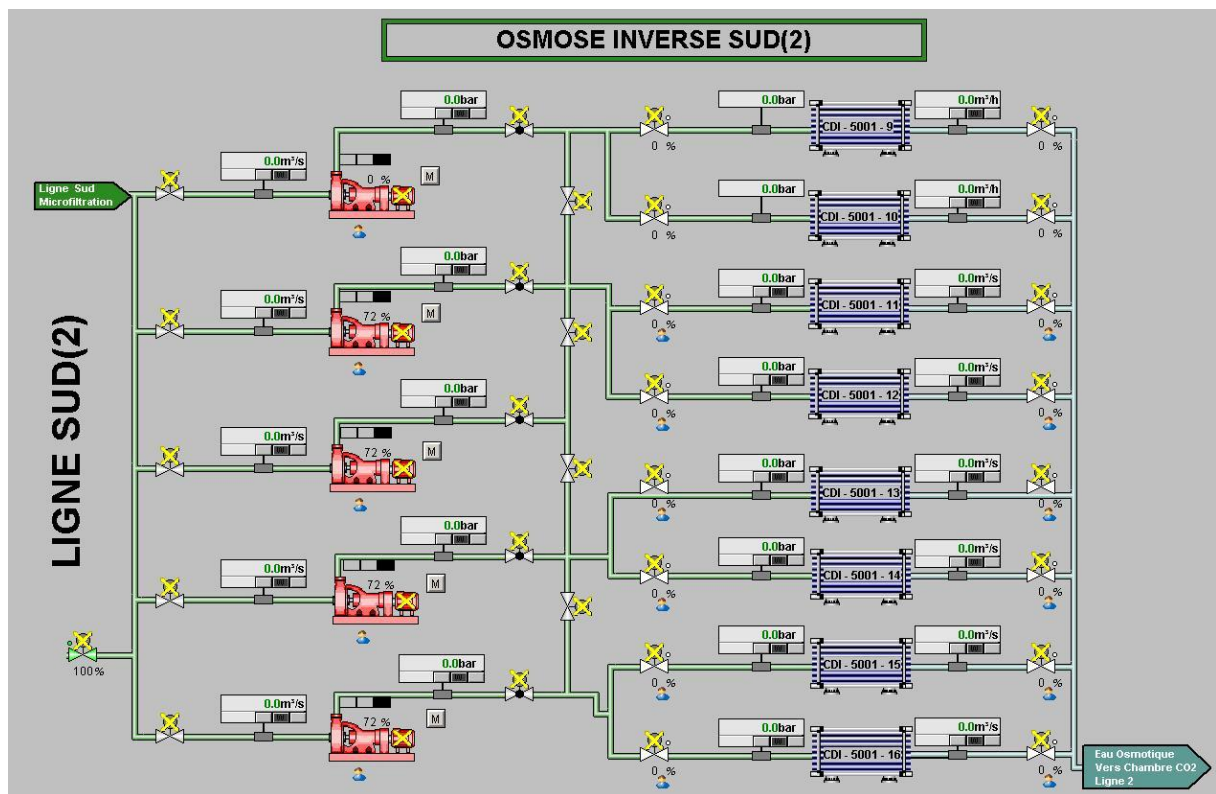


Figure II.8. System d'osmose inverse coté sud

### II.3.2. Système de pompage haute pression, pompes Booster et récupérateurs d'énergie :

La fonction du système de pompage d'haute pression est d'impulser l'eau micro filtrée vers les châssis d'osmose inverse avec la pression nécessaire pour vaincre la pression osmotique en assurant la production du débit d'eau déminéralisée désirée.

Approximativement 65% du débit d'eau micro-filtrée requis sera impulsé vers les châssis par les pompes d'haute pression.

Le reste du débit d'eau micro-filtrée requis sera pressurisé jusqu'à atteindre la pression d'attaque nécessaire aux membranes avec les échangeurs de pression, et des pompes booster.

(Le débit d'eau micro filtrée est estimé à 444 445 m<sup>3</sup>/jour pour produire la capacité nominale de l'usine en travaillant à 100% de ces capacités.)

### **II.3.3. Système de reminéralisation et conditionnement de l'eau (figure II.9):**

À la fin du process d'osmose inverse l'eau osmotique est reminéralisée pour diminuer l'agressivité de l'eau et atteindre les valeurs d'alcalinité, dureté, pH, indice de Langelier et...

L'eau osmotique de chaque ligne d'osmose inverse est conduite vers la reminéralisation au travers de collecteurs indépendants. Chaque collecteur transporte le débit de chaque ligne de production, soit:100,000 m<sup>3</sup>/jour.

L'eau est stockée dans un réservoir de 6 m de hauteur, c'est-à-dire à un quota suffisant pour permettre le passage de l'eau osmotique à travers les lits à calcite par l'effet de la gravité et atteindre ainsi, le réservoir de stockage de l'eau produit.

Ce réservoir est divisé en deux de manière que les lignes de production restent indépendantes jusqu'à l'entrée du réservoir d'eau potable.

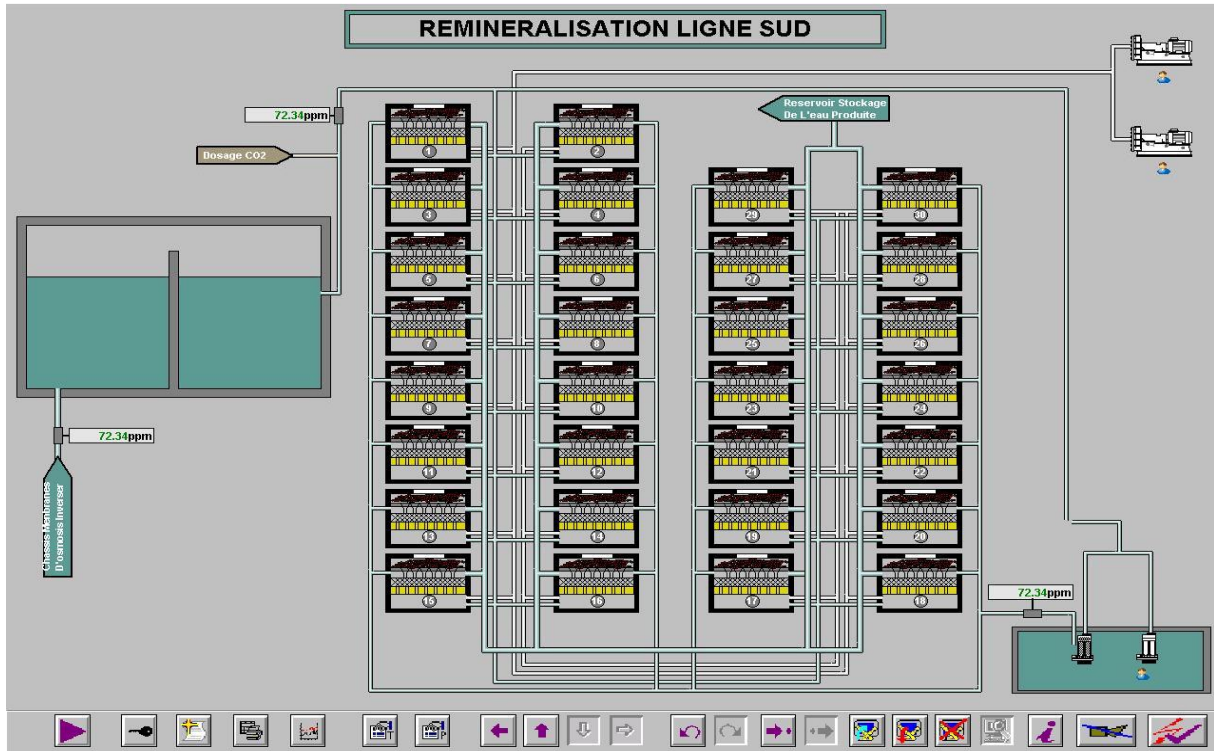
Le système de reminéralisations est constitué de deux ensembles de lits de calcite (chacun est composé par 30 cellules de 14m<sup>2</sup> de surface) et d'un process de dosage de dioxyde de carbone.

Dans la tuyauterie de raccordement du réservoir de l'eau osmotique avec le réservoir des couches à calcite se fait un dosage de CO<sub>2</sub> à travers d'un Sparger installé dans la même tuyauterie de raccordement.

L'eau rentre par le bas des cellules et est distribuée à travers des faux fonds des lits de calcite.

L'anhydride carbonique dissous dans l'eau, réagit avec le carbonate calcique du lit formant le bicarbonate calcique soluble, avec lequel le pH augmentera.

Une fois passée la réaction de reminéralisation, on aura amélioré la dureté et l'alcalinité de l'eau, et il existera un résiduel de  $\text{CO}_2$  en équilibre avec  $\text{HCO}_3$  qui déterminera le pH de l'eau traitée.



**Figure II.9. Reminéralisations coté sud**

#### II.3.4. Stockage et impulsion de l'eau produite (Figure II.10):

Le système de stockage et impulsion de l'eau commercialisable a pour objet de pomper l'eau produite vers le réseau de distribution à travers le réseau de transport d'eau externe géré par Algérienne Des Eaux (A.D.E)

Le système d'impulsion et stockage d'eau produite est composé par :

- Un réservoir d'eau reminéralisée
- Un système de pompage d'eau reminéralisée
- Un regard de livraison

Le réservoir d'eau reminéralisée a une capacité de  $4000 \text{ m}^3$  et il est fabriqué en béton armé.

L'eau commercialisable est pompée vers le réseau de distribution par 8+1 pompes assurant 1150 m<sup>3</sup>/h à 51 mce par pompe.

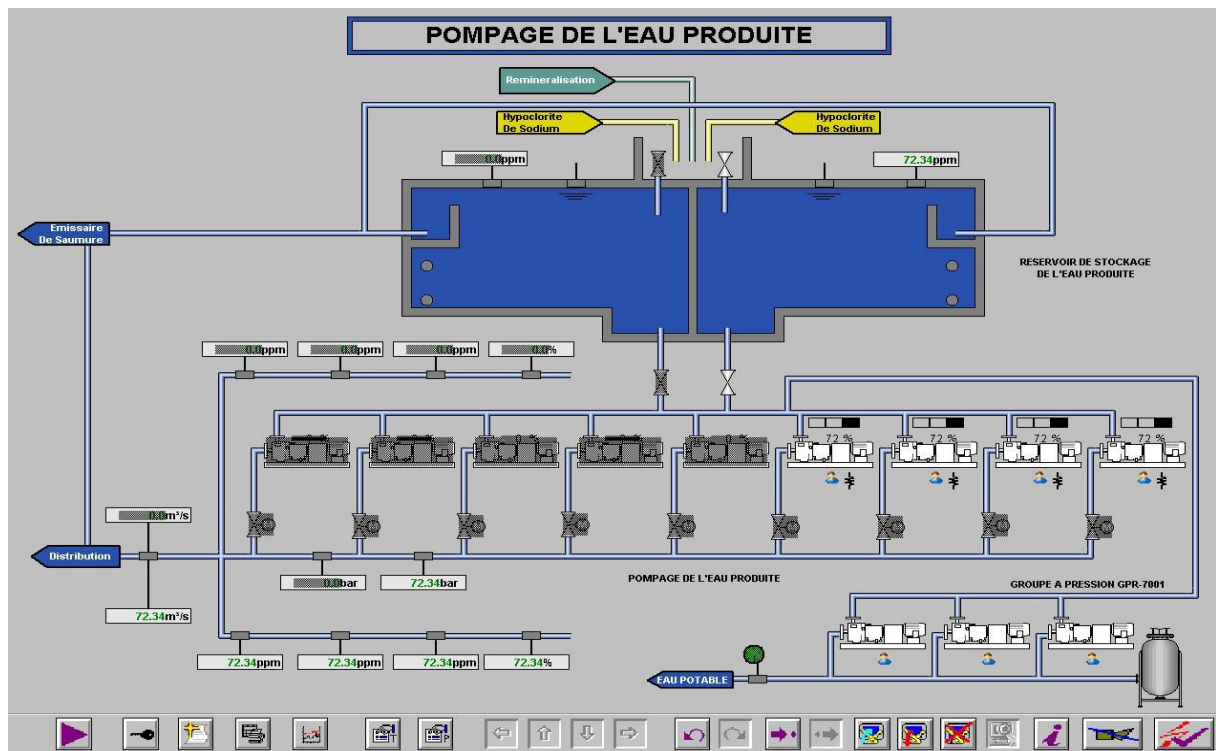


Figure II.10. Système de pompage de l'eau produite

### II.3.5. Réseau Externe de Transport de l'eau :

Le Réseau de Transport d'eau externe conduit l'eau commercialisable impulsée par le système de pompage d'eau produite de l'Usine de Dessalement de Mostaganem.

Ce réseau est constitué par :

- Une conduite de refoulement en fonte de DN 1400, 693 m de longueur
- Un réservoir intermédiaire de 2000 m<sup>3</sup>
- Conduite par gravité l'une longueur d'environ 2.830 m en fonte, DN 1.400.
- Regard de dérivation pour transférer l'eau vers les deux points d'alimentation.
- Conduite de dérivation en fonte DN 1.000 vers le réservoir de 15.000m<sup>3</sup> de la Station de pompage d'eau potable de Mostaganem.

- Conduite de dérivation en fonte DN 400 vers le réservoir de la nouvelle SP 1, et d'une longueur de 219m.
- Le réservoir de Cheliff, de 15 000 m<sup>3</sup> de capacité et équipé avec un système de pompage capable d'impulser 148 000 m<sup>3</sup>/jour
- Les stations de pompage de Sidi Ali avec une capacité d'impulsion de 52 000m<sup>3</sup>/jour

### **II.3.6. Autres systèmes auxiliaires :**

#### **II.3.6.1. Système de vidange des saumures et des déchets :**

L'évacuation des rejets de la Station de Dessalement se réalise à travers un émissaire équipé des diffuseurs au bout de son tronçon sous-marin.

L'émissaire a été conçu pour admettre une capacité supplémentaire de 25% des eaux repoussées, ceci dit :

- Débit maximum de rejets: 10.195 m<sup>3</sup>/h
- Débit maximum de l'émissaire: 12.744 m<sup>3</sup>/h

Une fois la saumure est passée par les récupérateurs de pression elle sera ramassée par un collecteur de 1.400 mm de diamètre construit en polyester renforcé avec fibre de verre.

Le collecteur entre dans un réservoir construit en béton, d'une capacité de 641 m<sup>3</sup> chargé de collecter l'eau pour le lavage des filtres.

La saumure est rejetée à un regard de sortie de l'émissaire, par un canal de décharge auquel il est raccordé.

Le déversement de la saumure de rejet se réalise grâce à un tronçon terrestre avec un conduit en polyéthylène haute densité de 1.800 mm de diamètre.

La longueur totale de la conduite pour les parties terrestres et les parties immergées est de 1.400 m, y compris le tronçon diffuseur de 130 m.

### **II.3.6.2. Système d'eau de service :**

Deux groupes de pompe sont utilisés dans la Station : le premier utilisé pour pomper l'eau osmotique est constitué de deux pompes centrifuges de 10m<sup>3</sup>/h chacune, le second constitué d'une pompe utilisé pour l'eau reminéralisée comporte les mêmes caractéristiques.

Le système d'eau osmotique aspirée depuis le collecteur du perméat effectue la distribution de l'eau par les zones de réactives pour la préparation des solutions pour les-mêmes.

Le système d'eau reminéralisée aspire depuis le collecteur d'aspiration des pompes de l'eau produite et livre l'eau au service et au réseau avoisinant. Elle peut être utilisée dans l'arrosage et emplois divers.

## **CHAPITRE III : THEORIE SUR LES STATION DE POMPAGE**

### III.1. Introduction :

Ce chapitre porte sur les bases de la théorie de la mécanique des fluides permettant d'acquérir les connaissances essentielles pour une bonne compréhension du fonctionnement des installations de pompages. Une station de pompage se compose d'un réseau de conduites et d'un réseau de pompes.

### III.2. Rappels de mécanique des fluides :

#### - Unités de pression :

Ils existent Plusieurs unités:

- Le pascal (Pa) : unité SI, peu employée en pratique
- Le bar (bar) et son sous multiple le millibar (mbar)
- Le millimètre de mercure ou Torr
- Le millimètre de colonne d'eau ou le mètre de colonne d'eau (m c e)
- L'atmosphère (atm)

La correspondance entre ces unités est la suivante:

$$1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa} = 1000 \text{ mbar} \approx 750 \text{ mm de mercure} \approx 10,2 \text{ m CE} \approx 0,987 \text{ atm}$$

La pression atmosphérique est la pression exercée par l'atmosphère à la surface de la terre. Au niveau de la mer cette pression est équivalente à celle exercée par une colonne d'environ 760 mm de mercure. Elle varie tous les jours légèrement: elle est néanmoins toujours voisine de 1 bar.

#### III.2.1. Dynamique des fluides incompressibles :

##### - Définitions :

Le débit est le quotient de la quantité de fluide qui traverse une section droite de la conduite par la durée de cet écoulement.

##### - Débit-massique :

$$q_m = \frac{\Delta m}{\Delta t} \quad (\text{III.1})$$

$\Delta m$  : Masse de fluide qui a traversé une section droite de la conduite [kg]



$\Delta t$  : Temps de traversé [s]

$q_m$  : Débit massique [ $\frac{Kg}{s}$ ]

- **Débit-volumique :**

$$q_v = \frac{\Delta V}{\Delta t} \quad (III.2)$$

$\Delta V$ : Volume de fluide qui a traversé une section droite de la conduite [ $m^3$ ]

$\Delta t$ : Temps de traversée de  $\Delta V$  [s]

$q_v$  : Débit-volumique [ $\frac{m^3}{s}$ ]

- **Relation entre  $q_m$  et  $q_v$  :**

La masse volumique est donnée par la relation :

$$\rho = \frac{\Delta m}{\Delta V}$$

D'où :

$$q_m = \rho q_v \quad (III.3)$$

- **Écoulements permanents ou stationnaires :**

Un régime d'écoulement est dit permanent ou stationnaire si les paramètres qui le caractérisent (pression, température, vitesse, masse volumique, ...), ont une valeur constante au cours du temps.

### III.2.2. Équation de conservation de la masse ou équation de continuité :

✓ **Définitions :** (figure III.1)

• **Ligne de courant :**

En régime stationnaire, on appelle ligne de courant la courbe suivant laquelle se déplace un élément de fluide.

Une ligne de courant est tangente en chacun de ses points au vecteur vitesse du fluide en ce point.

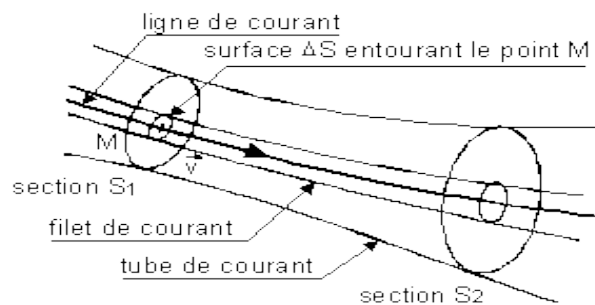
• **Tube de courant :**

C'est l'ensemble de lignes de courant s'appuyant sur une courbe fermée.

- **Filet de courant** (Figure III.1) :

Tube de courant s'appuyant sur un petit élément de surface  $\Delta S$ .

La section de base  $\Delta S$  du tube ainsi définie est suffisamment petite pour que la vitesse du fluide soit la même en tous ses points (répartition uniforme).



**Figure .III.1. Représentation d'un écoulement**

✓ **Conservation du débit :**

Considérons un tube de courant entre deux sections  $S_1$  et  $S_2$ . Pendant l'intervalle de temps  $\Delta t$ , infiniment petit, la masse  $\Delta m_1$  de fluide ayant traversé la section  $S_1$  est la même que la masse  $\Delta m_2$  ayant traversé la section  $S_2$ .

$q_{m1} = q_{m2}$  En régime stationnaire, le débit-massique est le même à travers toutes les sections droites d'un même tube de courant.

Dans le cas d'un écoulement isochore :

$q_{v1} = q_{v2}$  en régime stationnaire, le débit-volumique est le même à travers toutes les sections droites d'un même tube de courant

✓ **Expression du débit en fonction de la vitesse  $v$  :**

Le débit-volumique est aussi la quantité de liquide occupant un volume cylindrique de base  $S$  et de vitesse égale à  $v$ , correspondant à la longueur du trajet effectué pendant l'unité de temps, par une particule de fluide traversant  $S$ .

Il en résulte la relation importante :

$$q_v = V \cdot S \quad (III.4)$$

✓ **Vitesse moyenne** (Figure III.2) :



**Figure .III.2. profil de vitesse sans frottements**

En général la vitesse  $v$  n'est pas constante sur la section  $S$  d'un tube de courant ; on dit qu'il existe un profil de vitesse (à cause des forces de frottement).

Le débit-massique ou le débit-volumique s'obtient en intégrant la relation précédente :

Dans une section droite  $S$  de la canalisation, on appelle vitesse moyenne  $V_m$  la vitesse telle

$$\text{que : } V_m = \frac{q_v}{S} \quad (III.5)$$

La vitesse moyenne  $V_m$  apparaît comme la vitesse uniforme à travers la section  $S$  qui assurerait le même débit que la répartition réelle des vitesses.

Si l'écoulement est isochore, cette vitesse moyenne est inversement proportionnelle à l'aire de la section droite.

Équation de continuité :

$$q_v = V_{1m} S_1 = V_{2m} S_2 = \text{cte} \quad (III.6)$$

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{S_2}{S_1} \quad (III.7)$$

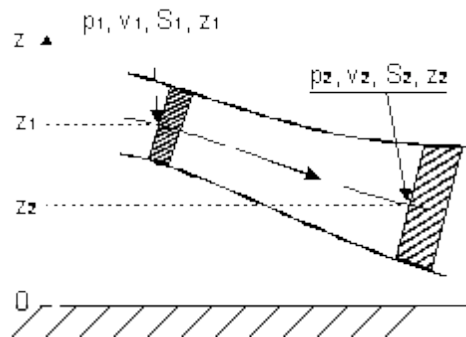
Plus la section est faible et plus La vitesse moyenne s'accroît.

**III.2.3. Théorème de Bernoulli pour un écoulement permanent d'un fluide parfait incompressible** (fig.III.3) :

Un fluide parfait est un fluide dont l'écoulement se fait sans frottement.

On considère un écoulement permanent isochore d'un fluide parfait, entre les sections  $S_1$  et  $S_2$ , entre lesquelles il n'y a aucune machine hydraulique, (pas de pompe, ni de turbine....).

Soit  $m$  la masse et  $V$  le volume du fluide qui passe à travers la section  $S_1$  entre les instants  $t$  et  $t+\Delta t$ . Pendant ce temps la même masse et le même volume de fluide passe à travers la section  $S_2$ . Tout se passe comme si ce fluide était passé de la position (1) à la position (2).



**Figure III.3. Ecoulement sans frottements**

En appliquant le théorème de l'énergie cinétique à ce fluide entre les instants  $t$  et  $t+\Delta t$

La variation d'énergie cinétique est égale à la somme des travaux des forces extérieures : poids et forces pressantes, on obtient :

$$\frac{\rho \cdot V^2}{2} + \rho g Z + p = \text{cte} \quad (\text{III.8})$$

Avec :

- $p$ : pression statique
- $\rho g Z$  : la pression de pesanteur
- $\frac{\rho \cdot V^2}{2}$  : pression dynamique

Tous les termes s'expriment en Pascal.

En divisant tous les termes de la relation précédente par le produit  $\rho g$ , on écrira tous les termes dans la dimension d'une hauteur (pressions exprimées en mètres de colonne de fluide).

$$\frac{V^2}{2g} + Z + \frac{P}{\rho g} = H = \text{cte} \quad (\text{III.9})$$

Avec :

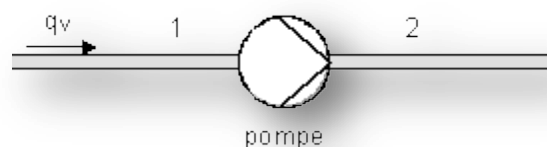
- H : la Hauteur totale,
  - $\frac{P}{\rho g}$  : la Hauteur de Pression,
  - Z : la cote
  - $\frac{V^2}{2g}$  : la Hauteur dynamique
  - $Z + \frac{P}{\rho g}$  : la Hauteur piézométrique
- ✓ **Cas d'un écoulement passant de la position (1) à la position(2) sans échange de travail :**

Lorsque, dans un écoulement d'un fluide parfait, il n'y a aucune machine (ni pompe ni turbine) entre les points (1) et (2) d'une même ligne de courant, la relation de Bernoulli peut s'écrire sous l'une ou l'autre des formes suivantes :

$$\frac{1}{2} \rho (V_2^2 - V_1^2) + \rho g (Z_2 - Z_1) + (P_2 - P_1) = 0 \quad (\text{III.10})$$

$$\frac{1}{2g} (V_2^2 - V_1^2) + (Z_2 - Z_1) + \frac{(P_2 - P_1)}{\rho g} = 0 \quad (\text{III.11})$$

- ✓ **Cas d'un écoulement passant de la position (1) à la position(2) avec échange d'énergie (Figure III.4) :**



**Figure III.4. Ecoulement avec échange d'énergie**

Lorsque le fluide traverse une machine hydraulique, il échange de l'énergie avec cette machine sous forme de travail  $\Delta W$  pendant une durée  $\Delta t$ . La puissance P échangée est :

$$P = \frac{\Delta W}{\Delta t} \quad (\text{III.12})$$

Unités : P en watt (W), W en joule (J), t en seconde (s).

- $P > 0$  si l'énergie est reçue par le fluide (ex. : pompe) ;
- $P < 0$  si l'énergie est fournie par le fluide (ex. : turbine).

Si le débit-volume est  $q_v$ , la relation de Bernoulli s'écrit alors :

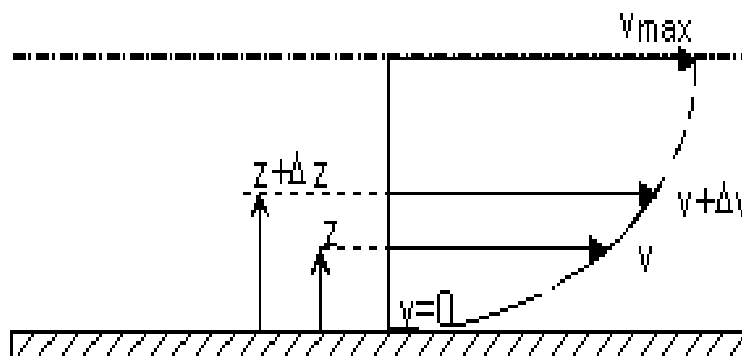
$$\frac{1}{2}\rho(V_2^2 - V_1^2) + \rho g(Z_2 - Z_1) + (P_2 - P_1) = \frac{P}{q_v} \quad (\text{III.13})$$

### III.2.4. Viscosité :

Dans un fluide réel, les forces de contact ne sont pas perpendiculaires aux éléments de surface sur lesquelles elles s'exercent. La viscosité est due aux frottements qui s'opposent au glissement des couches de fluides les unes sur les autres.

- **Profil des vitesses** (Figure III.5) :

Sous l'effet des forces d'interaction entre les molécules de fluide et des forces d'interaction entre les molécules de fluide et celles de la paroi, chaque molécule de fluide ne s'écoule pas à la même vitesse. On dit qu'il existe un profil de vitesse.



**Figure III.5. Profil de vitesse avec frottement**

Si on représente par un vecteur, la vitesse de chaque particule située dans une section droite perpendiculaire à l'écoulement d'ensemble, la courbe lieu des extrémités de ces vecteurs représente le profil de vitesse.

Le mouvement du fluide peut être considéré comme résultant du glissement des couches de fluide les unes sur les autres.

La vitesse de chaque couche est une fonction de la distance  $z$  de cette couche au plan fixe :

$$v = v(z).$$

**- Viscosité dynamique :**

Considérons deux couches de fluide contiguës distantes de  $\Delta z$ . 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  $\Delta v$ , à leur surface  $S$  et inversement proportionnelle à  $\Delta z$  :

$$F = \mu S \frac{\Delta v}{\Delta z} \quad (\text{III.14})$$

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

Dimension :  $[F] = M \cdot L^{-1} \cdot T^{-1}$ .

Unité : Dans le système international (SI), l'unité de viscosité dynamique est le Pascal seconde (Pa.s) ou Poiseuille (Pl) :

$$1 \text{ Pa}\cdot\text{s} = 1 \text{ Pl} = 1 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$$

La viscosité de produits industriels (huiles en particulier) est exprimée au moyen d'unités empiriques : degré ENGLER en Europe, degré Redwood en Angleterre, degré Saybolt aux USA.

**- Viscosité cinématique :**

Dans de nombreuses formules apparaît le rapport de la viscosité dynamique et de la masse volumique

Ce rapport est appelé viscosité cinématique :

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} \quad (\text{III.15})$$

Dimension :  $[\nu] = L^2 \cdot T^{-1}$ .

Unité : Dans le système international (SI), l'unité de viscosité n'a pas de nom particulier :  $(\text{m}^2/\text{s})$ .

Dans le système CGS (non légal), l'unité est le Stokes (St) :  $1 \text{ m}^2/\text{s} = 10^4 \text{ St}$

- **influence de la température :**

La viscosité des liquides diminue beaucoup lorsque la température augmente.

Fluide	$\mu$ (Pa·s)
eau (0 °C)	$1,787 \times 10^{-3}$
eau (20 °C)	$1,002 \cdot x 10^{-3}$
eau (100 °C)	$0,2818 \cdot x 10^{-3}$
huile d'olive (20 °C)	$\approx 100 \cdot x 10^{-3}$
glycérol (20 °C)	$\approx 1,0$
H <sub>2</sub> (20 °C)	$0,860 \cdot x 10^{-5}$
O <sub>2</sub> (20 °C)	$1,95 \cdot x 10^{-5}$

**Tableau III-1. Influence de la température sur la viscosité**

Il n'existe pas de relation rigoureuse liant la viscosité à la Température.

Contrairement à celle des liquides, la viscosité des gaz augmente avec la température.

**III.2.5. Rugosité absolue et rugosité relative :**

La rugosité absolue correspond à la notion habituelle de présence plus ou moins importante d'aspérités sur une surface.

Elle est déterminée par la mesure de l'épaisseur des rugosités des parois des tuyaux.

La rugosité relative  $\frac{k}{d}$  est le rapport de la rugosité absolue  $\varepsilon$  au diamètre de la conduite D

Remarque: la rugosité absolue k correspond à la hauteur géométrique moyenne des aspérités d'une canalisation.

Pour les pertes de charge le facteur déterminant est la rugosité relative :  $\frac{k}{d}$



✓ **tuyaux lisses et tuyaux rugueux :**

Lorsque les rugosités de la paroi sont moins hautes que l'épaisseur du film laminaire, la nature des irrégularités n'a pas d'influence sur la turbulence et l'on dit que l'écoulement se fait en tuyau lisse.

Lorsque au contraire les irrégularités de la paroi pénètrent dans la région turbulente de l'écoulement elles en accentuent la turbulence et font par conséquent varier la perte d'énergie ; on dit alors que l'écoulement a lieu en écoulement rugueux par suit, l'écoulement turbulent pourra s'effectuer en tuyaux lisses écoulement turbulent lisse, ou en tuyaux rugueux en écoulement turbulent rugueux.

**III.2.6. Expression des pertes de charge :**

✓ **Influence des différentes grandeurs :**

Lorsqu'on considère un fluide réel, les pertes d'énergie spécifiques ou bien comme on les appelle souvent, les pertes de charge dépendent de la forme, des dimensions et de la rugosité de la canalisation, de la vitesse d'écoulement et de la viscosité du liquide mais non de la valeur absolue de la pression qui règne dans le liquide.

La différence de pressions  $p = p_1 - p_2$  entre deux points (1) et (2) d'un circuit hydraulique a pour origine :

- Les frottements du fluide sur la paroi interne de la tuyauterie ; on les appelle pertes de charge régulières ou systématiques.
- La résistance à l'écoulement provoquée par les accidents de parcours (coudes, élargissements ou rétrécissement de la section, organes de réglage, etc.) ; ce sont les pertes de charge accidentelles ou singulières.

Le problème du calcul de ces pertes de charge met en présence les principales grandeurs suivantes :

Le fluide est caractérisé par :

- sa masse volumique  $\rho$ .
- sa viscosité cinématique  $\nu$ .

Un tuyau est caractérisé par :

- Sa section (forme et dimension) en général circulaire (diamètre D), sa longueur L.
- Sa rugosité k (hauteur moyenne des aspérités de la paroi).

Ces éléments sont liés par des grandeurs comme la vitesse moyenne d'écoulement V ou le débit  $q_v$  et le nombre de Reynolds  $Re$  qui joue un rôle primordial dans le calcul des pertes de charge.

✓ **Pertes de charge systématiques :**

- **Généralités :**

Ce genre de perte est causé par le frottement intérieur qui se produit dans les liquides ; il se rencontre dans les tuyaux lisses aussi bien que dans les tuyaux rugueux.

Entre deux points séparés par une longueur L, dans un tuyau de diamètre D apparaît une perte de pression p. exprimée sous la forme suivante :

$$\Delta P = \lambda \frac{\rho V^2 L}{2 D} \text{ en (Pa)} \quad (\text{III.16})$$

$$J = \lambda \frac{V^2 L}{2g D} \text{ en mètres} \quad (\text{III.17})$$

$\lambda$  : Est un coefficient sans dimension appelé coefficient de perte de charge linéaire.

Le calcul des pertes de charge repose entièrement sur la détermination de ce coefficient.

✓ **Pertes de charges accidentelles :**

Les conduites industrielles contiennent de nombreux composants qui modifient le profil de vitesse:

- Valves
- Coudes
- Évasements, rétrécissements
- Etc...

Ces composants introduisent des pertes de charge Supplémentaires au frottement dans les conduites et sont appelées pertes de charge locales ou mineures.

- **Définition des pertes de charge accidentelles ou singulières :**

Ainsi que les expériences le montrent, dans beaucoup de cas, les pertes de charge sont à peu près proportionnelles au carré de la vitesse et donc on a adopté la forme suivante d'expression:

$$\Delta P = \zeta \frac{\rho V^2}{2} \quad (\text{III.18})$$

$$J = \zeta \frac{V^2}{2g} \quad (\text{III.19})$$

$\Delta P$  :Perte de charge exprimée en (Pa).

$J$  :Perte de charge exprimée en mètres de colonne de fluide (mcf) .

$\zeta$  est appelé coefficient de perte de charge singulière (sans dimension).

La détermination de  $\zeta$  :

Les pertes de charge locales dépendent de la géométrie interne des composants et des irréversibilités dans l'écoulement (frottement, tourbillons, etc...).

- Pour cette raison, il n'existe pas de théorie générale qui permette de prédire  $\zeta$ .
- Les valeurs de  $\zeta$  sont obtenues expérimentalement par les manufacturiers.
- Des valeurs approximatives sont données dans les manuels (voir annexe IV.2).

### III.2.7. Les différents régimes d'écoulement nombre de Reynolds (Figure III.6) :



**Figure .III.6. Régimes d'écoulement**

Les expériences réalisées par Reynolds (1883) lors de l'écoulement d'un liquide dans une conduite cylindrique rectiligne dans laquelle arrive également un filet de liquide coloré, ont montré l'existence de deux régimes d'écoulement : laminaire et turbulent.

En utilisant des fluides divers (viscosité différente), en faisant varier le débit et le diamètre de la canalisation, Reynolds a montré que le paramètre qui permettait de déterminer si l'écoulement est laminaire ou turbulent est un nombre sans dimension appelé nombre de Reynolds  $Re$  et donné par :

$$Re = \frac{\rho \cdot V_{\text{moy}} \cdot D}{\mu} \quad \text{ou} \quad Re = \frac{V_{\text{moy}} \cdot D}{\nu} \quad (\text{III.20})$$

Avec :

- $\rho$  : masse volumique du fluide
- $V_{\text{moy}}$  : vitesse moyenne
- $D$  : diamètre de la conduite
- $\mu$  : viscosité dynamique du fluide
- $\nu$  : viscosité cinématique ( $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ )

L'expérience montre que si :

- $Re < 2000$  le régime est laminaire
- $2000 < Re < 3200$  le régime est intermédiaire
- $Re > 3000$  le régime est turbulent

Ces valeurs doivent être considérées comme des ordres de grandeur, le passage d'un type d'écoulement à un autre se faisant progressivement.

- **Cas de l'écoulement laminaire ( $Re < 2000$ ) :**

Dans ce cas on peut montrer que le coefficient  $\lambda$  est uniquement fonction du nombre de Reynolds  $Re$  ; l'état de la surface n'intervient pas et donc ne dépend pas de  $k$  (hauteurs moyennes des aspérités du tuyau), ni de la nature de la tuyauterie.

Avec :

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (\text{III.21})$$

- **Cas de l'écoulement turbulent ( Re > 3200 ) :**

Les phénomènes d'écoulement sont beaucoup plus complexes et la détermination du coefficient de perte de charge  $\lambda$  résulte de mesures expérimentales. C'est ce qui explique la diversité des formules anciennes qui ont été proposées pour sa détermination.

En régime turbulent l'état de la surface devient sensible et son influence est d'autant plus grande que le nombre de Reynolds  $Re$ . Tous les travaux ont montré l'influence de la rugosité et on s'est attaché par la suite à chercher la variation du coefficient en fonction du nombre de Reynolds  $Re$  et de la rugosité  $k$  du tuyau.

Les diverses équations :

- Equation de Karman-Prandtl pour les conduites lisses :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} Re \sqrt{\lambda} - 0,8 \quad (\text{III.22})$$

- Equation de Karman-Prandtl pour les conduites rugueuses :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 2 \log_{10} \frac{2}{2\varepsilon} + 1,74 \quad (\text{III.23})$$

- Equation de Blasius pour les conduites lisses et  $Re < 10^5$  :

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (\text{III.24})$$

- Equation de Nikuradz pour les conduites lisses et  $Re > 10^5$  :

$$\lambda = \frac{0,221}{Re^{0,237}} + 0,0032 \quad (\text{III.25})$$

- On se base sur l'observation de conduite industrielle et sur tous les essais précédents Colebrook et White et la formule se présente ainsi :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\varepsilon}{3,7D} + \frac{2,51}{Re \sqrt{\lambda}} \right) \quad (\text{III.26})$$

La formule de Colebrook et White est actuellement considérée comme celle qui traduit le mieux les phénomènes d'écoulement en régime turbulent.

L'utilisation directe de cette formule demanderait, du fait de sa forme implicite, un calcul par approximations successives ; on emploie aussi en pratique des représentations graphiques (voir annexe IV.3.)

Pour simplifier la relation précédente, on peut chercher à savoir si l'écoulement est hydrauliquement lisse ou rugueux pour évaluer la prédominance des deux termes entre parenthèses dans la relation de Colebrook et White.

➤ **Diagramme universel de Moody (voir annexe I):**

En se basant sur les expériences de Nikuradse , sur l'analyse mathématique de Prandtl et de Von Karman , sur les observations de Colebrook et White et sur un grand nombre d'expérience en conduites industrielles, Moody a établi un diagramme logarithmique , qui donne  $\lambda$  en fonction du nombre de Reynolds et de la rugosité relative  $\frac{k}{D}$ .

**III.2.8. Théorème de Bernoulli généralisé :**

Lors d'un écoulement d'un fluide réel entre les points (1) et (2) il peut y avoir des échanges d'énergie entre ce fluide et le milieu extérieur :

- par travail à travers une machine, pompe ou turbine ; la puissance échangée étant P (voir Théorème de Bernoulli (III.27))
- par pertes de charge dues aux frottements du fluide sur les parois ou les accidents de parcours ; la différence de pression étant  $\Delta p$  (voir ci-dessus III.28)

Le théorème de Bernoulli s'écrit alors sous la forme générale :

$$\frac{1}{2} \rho (V_2^2 - V_1^2) + \rho g (Z_2 - Z_1) + (P_2 - P_1) = \frac{\Sigma P}{q_v} - \Delta P \quad (III.27)$$

$$\left( \frac{p_1}{\rho g} - \frac{p_2}{\rho g} \right) + \left( \frac{V_{m1}^2}{2g} - \frac{V_{m2}^2}{2g} \right) + (Z_1 - Z_2) = J_{(L+s)} \quad (III.28)$$

Avec :

$\Sigma P$  : somme des puissances échangées entre le fluide et le milieu extérieur, à travers une machine, entre (1) et (2) :

$P > 0$  si le fluide reçoit de l'énergie de la machine (pompe),

$P < 0$  si le fluide fournit de l'énergie à la machine (turbine),

$P = 0$  s'il n'y a pas de machine entre (1) et (2).

- $\Delta p$  : somme des pertes de charge entre (1) et (2) : en Pa,
- $J_{(L+s)}$  : somme des pertes de charge linéaire et singulière entre (1) et (2) en m.

### III.3. Réseaux de pompes :

✓ **Définition :**

Les pompes sont des appareils mécaniques servant à véhiculer des liquides d'un point A, à un point B. Elles permettent, notamment, de prendre un liquide à la pression  $P_1$  et de le porter à la pression  $P_2$  (avec  $P_2 > P_1$ ). Pour véhiculer un liquide d'un endroit à un autre, la pompe doit fournir une certaine énergie. Cette dernière se manifeste sous deux formes:

- Cinétique : pour la mise en mouvement du fluide (le débit).
- Potentielle : pour accroître la pression en aval.
- L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc des nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements :
- Les propriétés du fluide : masse volumique, viscosité, compressibilité.
- Les caractéristiques de l'installation : longueur, diamètre, rugosité, singularités ...
- Les caractéristiques de l'écoulement : vitesse, débit, hauteur d'élévation, pression

Devant la grande diversité de situations possibles, on trouve un grand nombre de machines que l'on peut classer en deux grands groupes :

- Les pompes volumétriques comprenant les pompes alternatives (à piston, à diaphragme, ...) et les pompes rotatives (à vis, à engrenage, à palettes, hélicoïdales, péristaltiques ...).
- Les turbopompes sont toutes rotatives ; elles regroupent les pompes centrifuges, à hélice et hélico-centrifuges. (Figure III.19)
- L'utilisation d'un type de pompes ou d'un autre dépend des conditions d'écoulement du fluide. De manière générale, si on veut augmenter la pression d'un fluide on utilisera plutôt les pompes volumétriques, tandis que si on veut augmenter le débit on utilisera plutôt les pompes centrifuges.

pression différentielle  $\Delta p_p$  (bars)

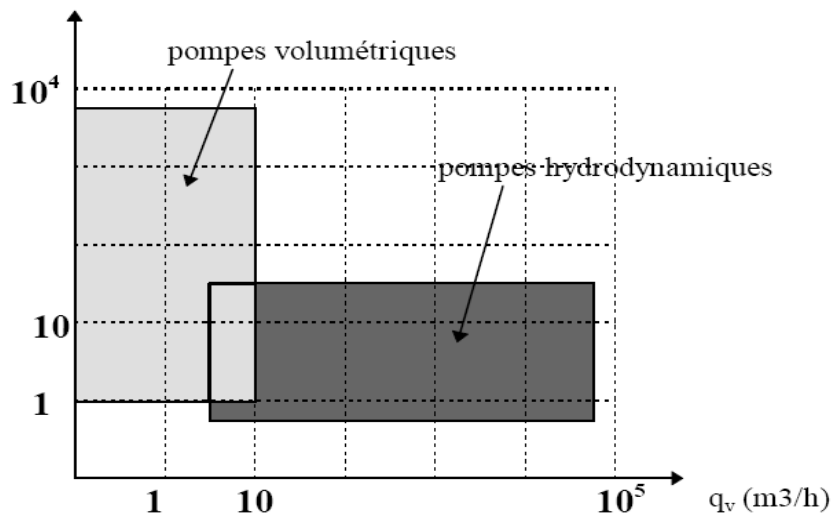


Figure.III.7. Comparaison entre pompes volumétrique et hydrodynamique

### III.3.1. Pompes volumétriques :

Elles utilisent les variations de vitesse du fluide pompé combinées avec l'effet de la force centrifuge pour obtenir un accroissement de la pression.

Les caractéristiques sont les suivantes:

Couple d'entraînement faible au démarrage, bon rendement.

- Adaptées aux débits moyens et élevés pour des hauteurs limitées.

#### - Principe de fonctionnement :

Une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté. Leur fonctionnement repose sur le principe suivant :

- Exécution d'un mouvement cyclique.
- Pendant un cycle, un volume déterminé de liquide pénètre dans un compartiment avant d'être refoulé à la fin.
- Ce mouvement permet le déplacement du liquide entre l'orifice d'aspiration et l'orifice de refoulement.

On distingue deux grands types de pompes volumétriques :

- Les pompes rotatives
- Les pompes alternatives

#### - Les pompes volumétriques rotatives :



Ces pompes sont constituées par une pièce mobile animée d'un mouvement de rotation autour d'un axe, qui tourne dans le corps de pompe et crée le mouvement du liquide pompé par déplacement d'un volume depuis l'aspiration jusqu'au refoulement.

Les principaux types de pompes volumétriques rotatives sont :

#### -Pompes volumétriques rotatives à palettes :

Ces pompes comportent un stator cylindrique sur laquelle sont ménagées les orifices d'aspiration et de refoulement.

A l'intérieur de ce stator un rotor excentré porte des palettes radiales, divisant l'espace compris entre rotor et stator en compartiment inégaux.

Au cours de la rotation du rotor les palettes sont appliquées avec un jeu très faible contre la surface de stator, Le contact des palettes avec le stator est maintenu par la force centrifuge.

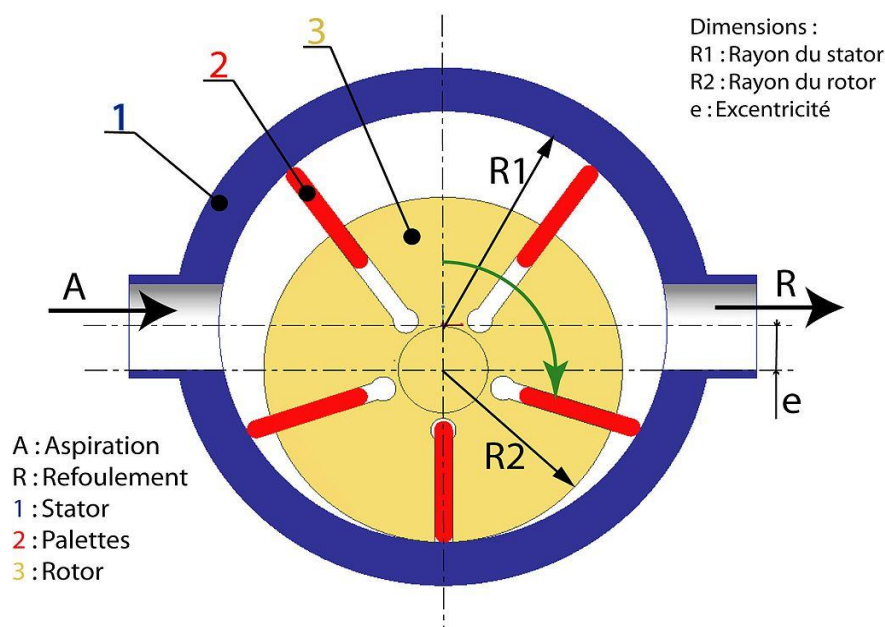


Figure III.8. Pompe à palettes en coupe

#### - Pompes volumétriques rotatives à vis :

On distingue deux types de pompes volumétriques rotatives à vis :

- pompes volumétriques rotatives à vis droite

Le fluide emprisonné entre les pas des vis se déplace de façon continue avec la rotation des vis de l'entrée jusqu'au refoulement de la pompe dans les cavités formées entre les vis.

Ce type de pompe nécessite un couple de fonctionnement élevé mais véhicule des fluides visqueux et des fluides chargés.

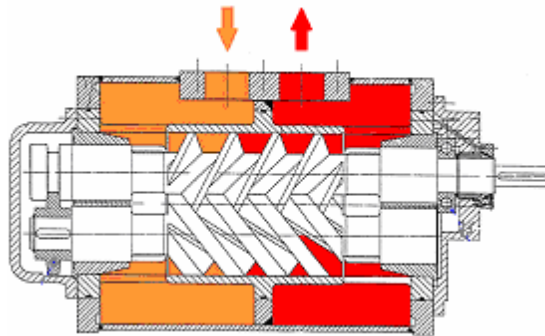


Figure III.9. Pompe à vis

➤ **Pompes volumétriques rotatives à vis excentrées (Type Moineau)**

La pompe est composée :

- D'une vis interne à pas simple
- D'un stator à pas double

Ces deux éléments créent des volumes fermés qui vont se déplacer axialement de l'aspiration vers le refoulement lors de la rotation de la vis.

Ce type de pompe est idéal pour le pompage de produit visqueux, abrasif ou fragile.

Cette pompe est très utilisée dans le secteur du pétrole.

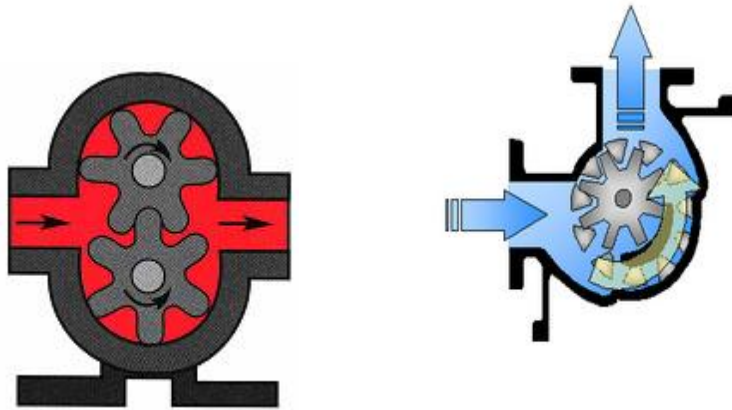


Figure III.10. Éclaté d'une pompe Moineau

**- Pompes volumétriques rotatives à engrenage :**

Les pompes volumétriques rotatives à engrenage sont habituellement constituées par deux pignons l'un moteur, l'autre fou

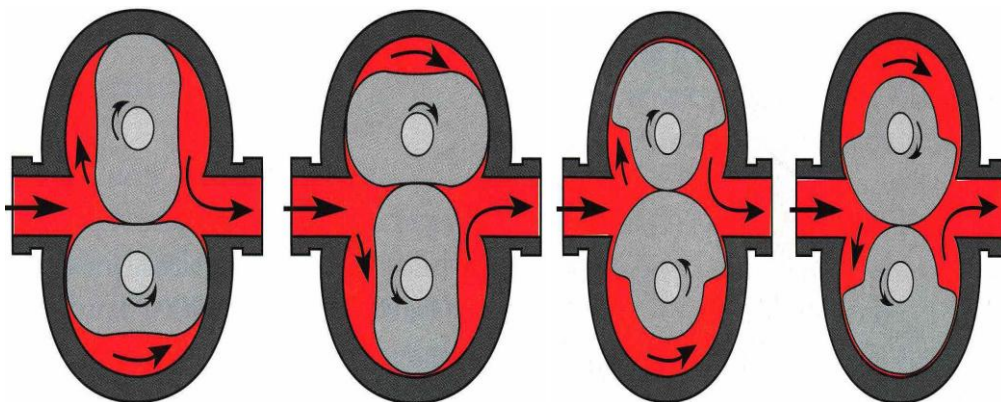
Il existe deux sortes de pompes à engrenages qui sont Les pompes à engrenages extérieurs et Pompes à Engrenages internes comme le montre la (figure III.11)



**Figure III.11. Pompes à engrenages internes**

**- Pompes volumétriques rotatives à lobes :**

Chaque lobe transfère le fluide de l'entrée vers le refoulement en l'emprisonnant. Des engrenages de synchronisation sont indispensables. Les rotors ne sont jamais en contact et sont entraînés par des engrenages externes ; de ce fait le pouvoir d'aspiration est faible. Ce type de pompes est utilisé dans l'industrie alimentaire car il est facile à nettoyer le débit peut atteindre 400 m<sup>3</sup> /h pour le plus gros modèles.



**Figure III.12. Différentes pompes à lobe**

➤ **Pompes volumétriques alternatives :**

On distingue deux types de pompes volumétriques alternatives qui sont :

- Pompes volumétriques alternatives à piston :

la pompe alternative est composée d'un piston qui se déplace dans un cylindre, et de clapets permettant l'entrée et la sortie du fluide dans la pompe. Le mouvement alternatif du piston est obtenu par un système de came ou un système de bille manivelle, permettant de transformer un mouvement de rotation du moteur d'entraînement en mouvement de translation du piston.

elles sont les plus répandues, elles sont constituées par un cylindre fixe formant corps, à l'intérieur duquel se déplace un piston. Un clapet de refoulement intervient dans la phase correspondante à sa fonction. Ces pompes ont un fort pouvoir d'aspiration, et permettent d'obtenir des pressions élevées.

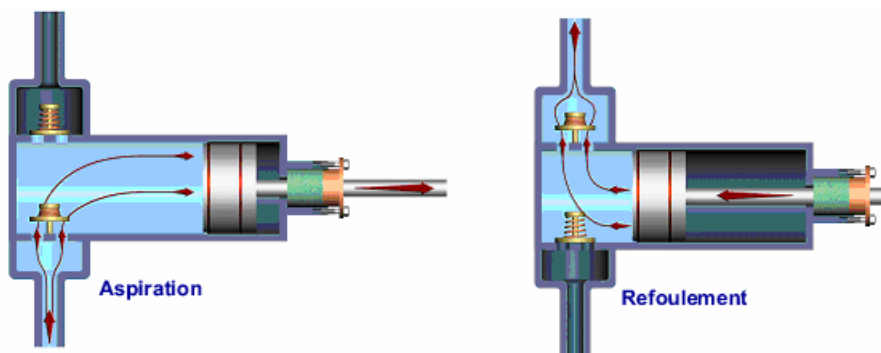


Figure III.13. pompe à piston simple effet

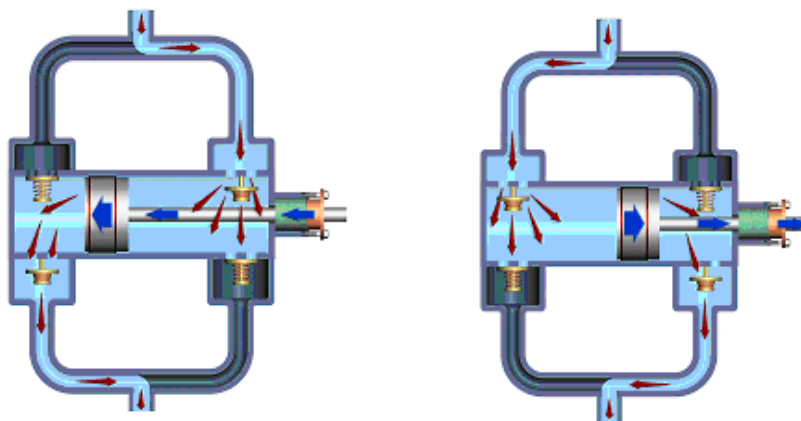
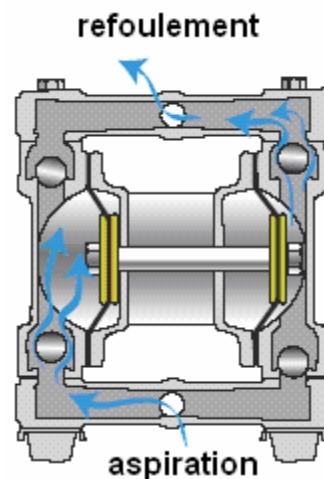


Figure III.14. pompes à piston double effet

- Pompes volumétriques alternatives à membrane :

Le déplacement du piston est remplacé par les déformations alternatives d'une membrane en matériau élastique (caoutchouc , elastomètre, néoprène , viton ,ect .) ces déformations produisent les phases d'aspiration et de refoulement que l'on trouve dans toute pompe alternative. Cependant ,elle ne conviennent que pour les débits moyens de l'ordre de 80m<sup>3</sup>/h,pour des températures inférieures a 150°C et des viscosités faibles .



**Figure III.15.Principe pompes à membranes**

### **III.3.2. Les pompes centrifuges :**

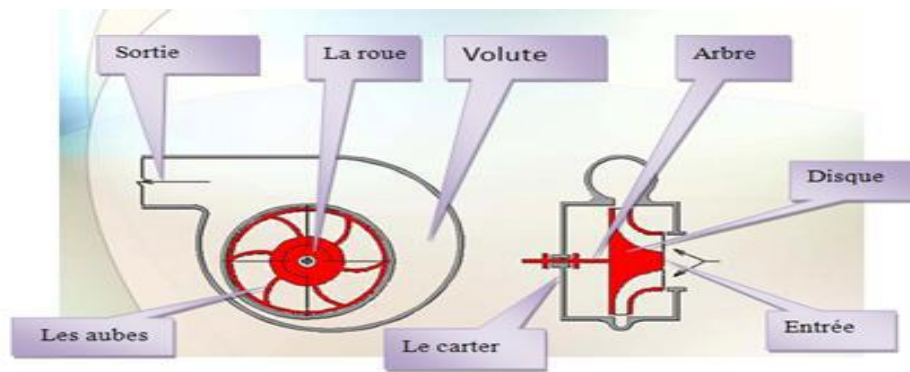
Les pompes centrifuges sont des machines roto-dynamiques destinées pour le transport des liquides.

Ce sont les machines les plus utilisées aussi bien sur le plan industriel que dans le domaine domestique.

**-Composants d'une pompe centrifuge (fig.III.16) :**

Une pompe centrifuge dans sa forme la plus simple est constituée d'une roue munie d'ailettes radiales tournantes à l'intérieur d'une enveloppe (Corps de pompe). Elle se compose de trois organes principaux, qui sont :

- le distributeur
- le rotor (roue)
- le récupérateur

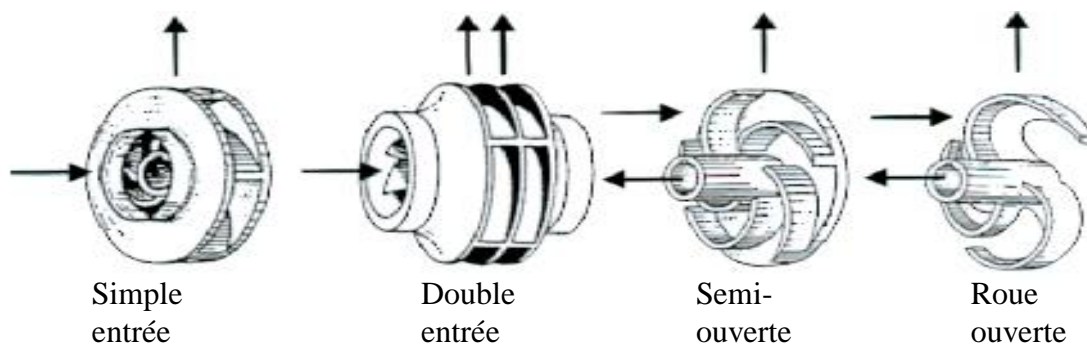


**Figure III.16. Représentation schématique d'une pompe centrifuge**

- 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
- Roue (turbine, rotor) : 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 III.17. Différentes roues d'une pompe centrifuge**

- Le récupérateur : Est 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 :

- Le diffuseur : Avec ou sans aubages, cet organe permet de transformer une partie l'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.
- La volute : est un collecteur du liquide venant du diffuseur, elle assure la transformation de l'énergie cinétique en énergie de pression, et la canalisation du liquide vers la section de sortie de la pompe.

-Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge :

Sous l'effet de la rotation de la roue, le liquide emmagasiné entre les aubes du rotor est projeté de la région axiale à la périphérie à cause de la force d'inertie centrifuge, de ce fait une dépression est créée à l'entrée de la pompe, provoquant l'aspiration du liquide, par suite, un écoulement continu de la veine liquide laquelle est recueillie par la volute ou par le diffuseur et dirigée dans la conduite de refoulement , Dans la volute, l'énergie cinétique est transformée en énergie potentielle et on dispose, ainsi à l'orifice de refoulement un débit sous une certaine pression qui se traduit par une hauteur manométrique de refoulement .

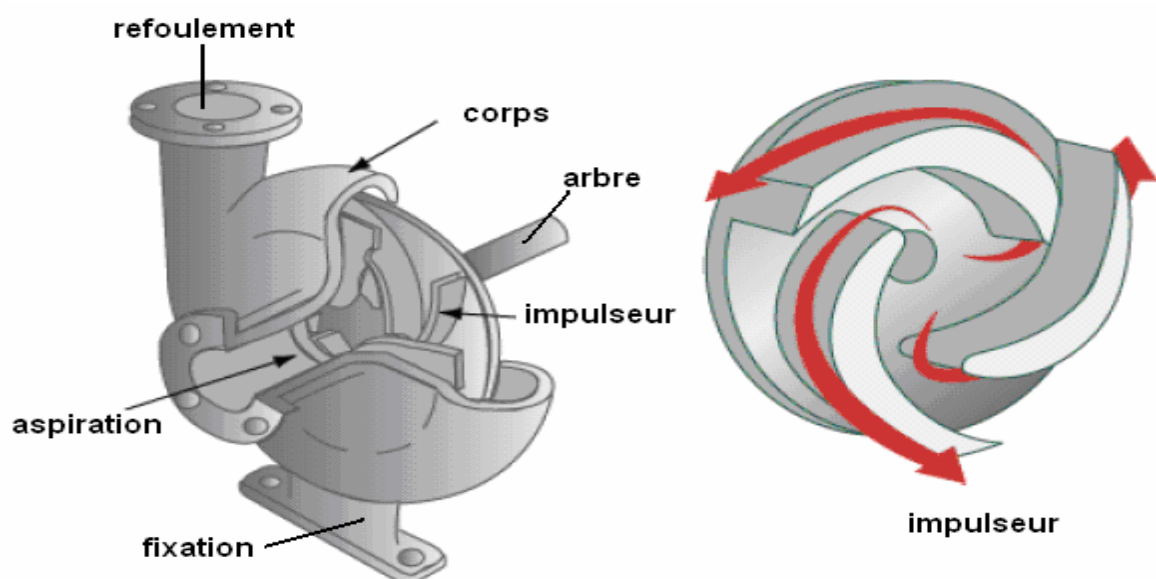


Figure III.18. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge

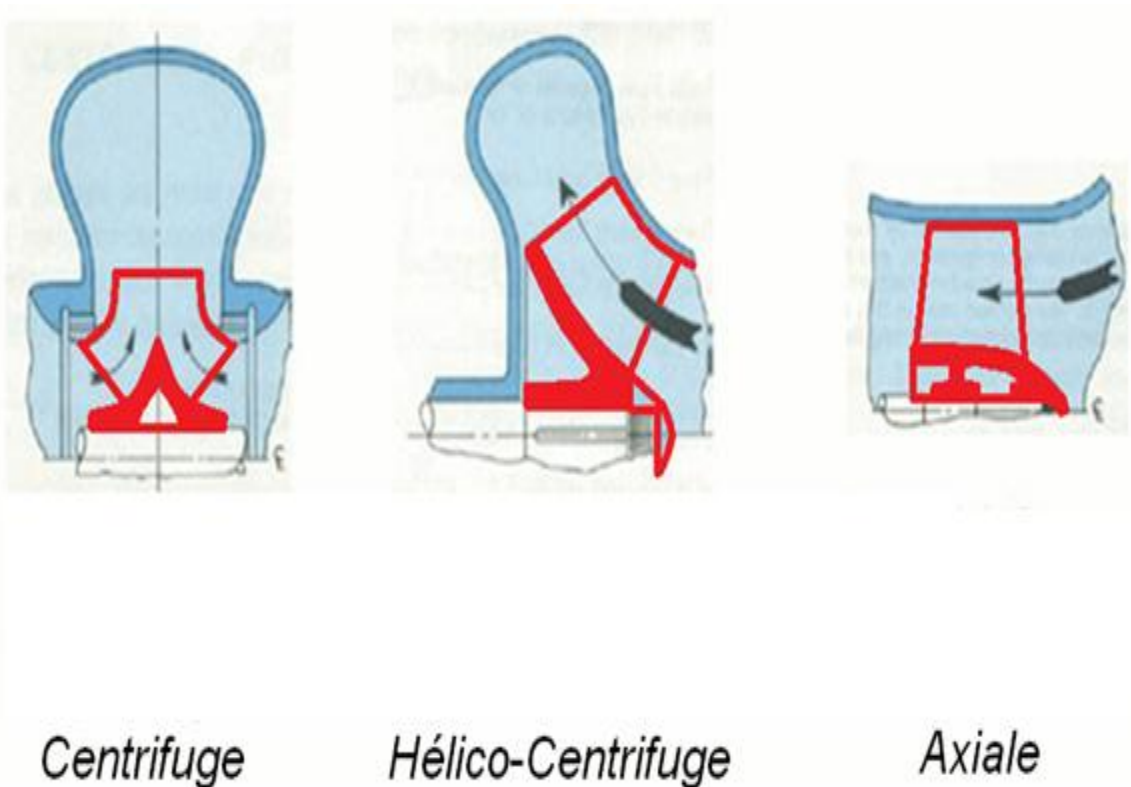
- **Classification des pompes centrifuges :**

Les pompes centrifuges sont classées selon la trajectoire du fluide, le nombre de roues et la position de l'axe de la pompe, selon l'importance de la pression engendrée, selon la destination.

**A. Selon la trajectoire du fluide :**

Il existe essentiellement trois types de trajectoire:

- Ecoulement radial : les particules du fluide se déplacent dans des plan normaux a l'axe de la roue on trouve ce type d'écoulement dans les pompes centrifuges à écoulement radial
- Ecoulement axial : les particules du fluide se déplacent dans des cylindres coaxiaux à l'axe de la roue. On trouve ce type d'écoulement dans les pompes axiales ou à hélices
- Ecoulement diagonal : les particules du fluide se déplacent sur des surfaces de révolution coaxiales à l'axe de la roue. On trouve ce type d'écoulement dans les pompes Les pompes hélico-centrifuges.



**Figure III.19. Différentes pompes selon la trajectoire du fluide**

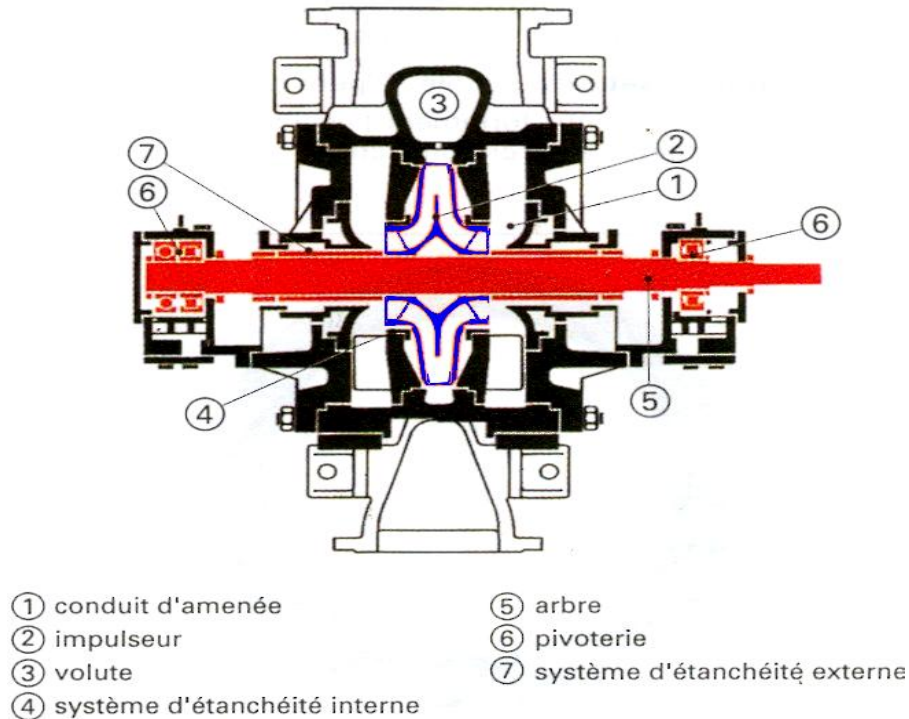


## B .Selon le nombre d'étages :

On peut diviser les pompes en deux catégories :

- Pompes à un seul étage (pompes monocellulaires) :

Quand la pompe ne comporte qu'une seule cellule, elle est dite monocellulaire. Elle se compose d'une roue et d'une volute ou corps de pompe, qui joue le rôle du diffuseur de la pompe.



**Figure III.20. Pompe centrifuge monocellulaire**

- **Pompe Multicellulaire (plusieurs imposeurs sur l'arbre) :**

Les pompes centrifuges multicellulaires sont composées d'étages placés en série. Chaque étage correspond à une pompe centrifuge élémentaire, c'est-à-dire une turbine tournant dans une volute ou dans un diffuseur.

On peut ainsi assembler une vingtaine d'étages, et dépasser une pression de refoulement de 400 bars, pour un débit de 1000 m<sup>3</sup>/h.

Un piston, ou un disque d'équilibrage reprend l'ensemble des poussées axiales.

Les poussées radiales sont équilibrées par la symétrie des diffuseurs.

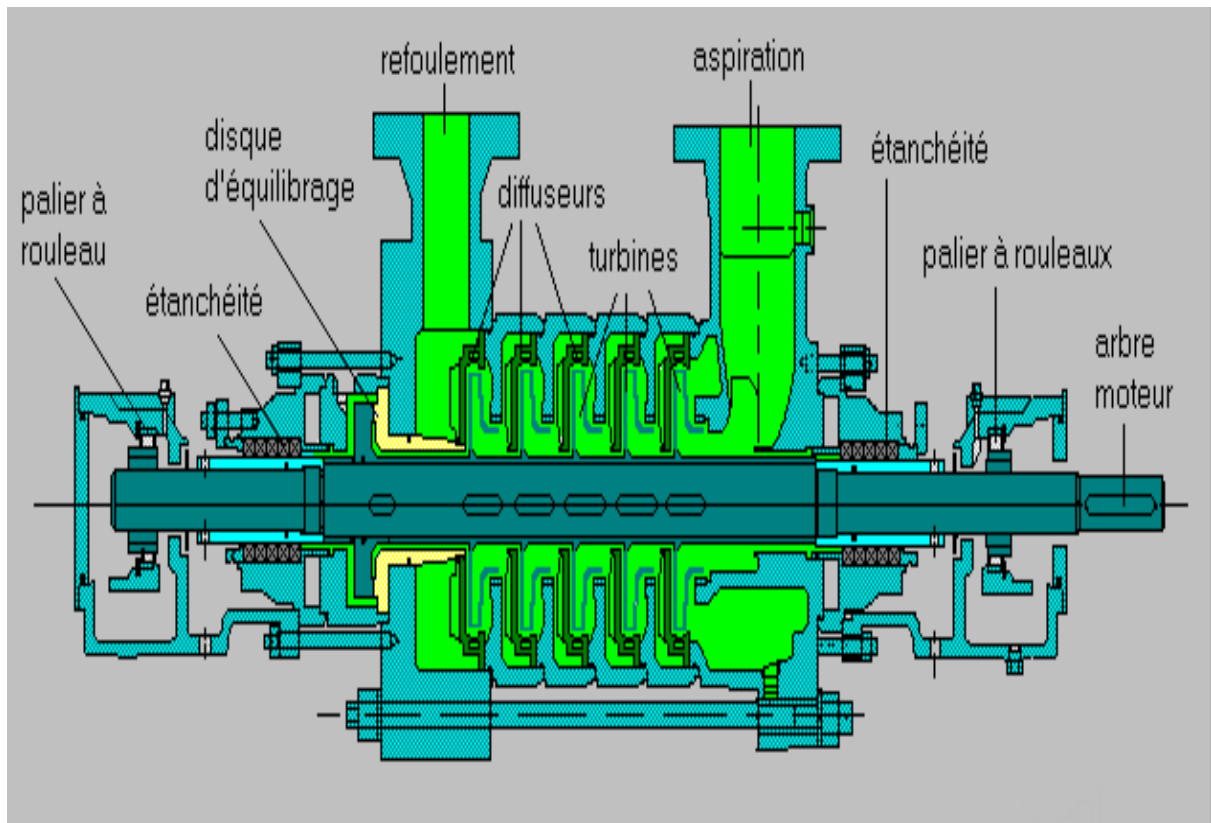


Figure III.21. Vue en coupe d'une pompe multicellulaire

### C. Selon la position de l'axe :

Les pompes centrifuges peuvent être installées soit horizontalement soit verticalement, ceci afin de simplifier l'installation de la ligne d'aspiration lorsqu'elle arrive d'en haut.

Les pompes sont classées en pompes à axe horizontal, à axe vertical et à axe incliné.

- Pompes à axe horizontal :

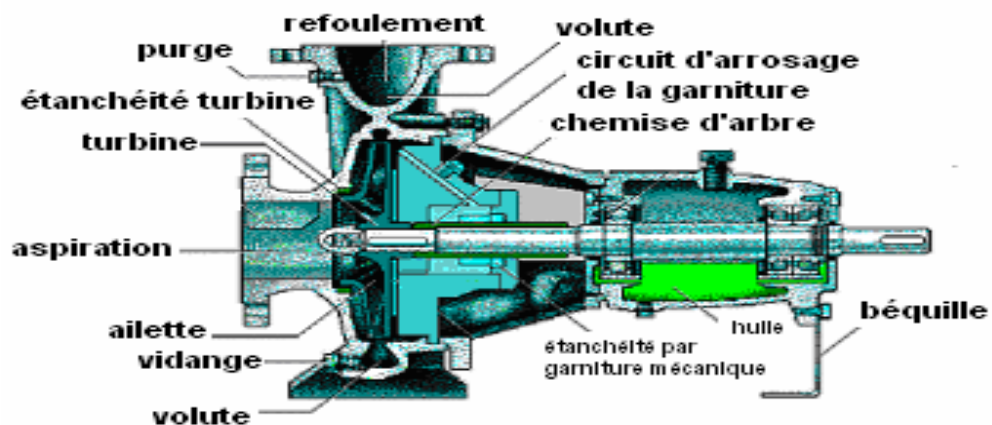


Figure III.22. Pompe à arbre horizontal

Cette disposition et la plus classique, elle est adoptée généralement pour les pompes de surface. L'entretien et le démontage de la pompe sont simplifiés.

- Pompes à axe vertical :

Ces pompes verticales sont submergées ou immergées, elles sont spécialement conçues pour l'équipement des puits profonds.

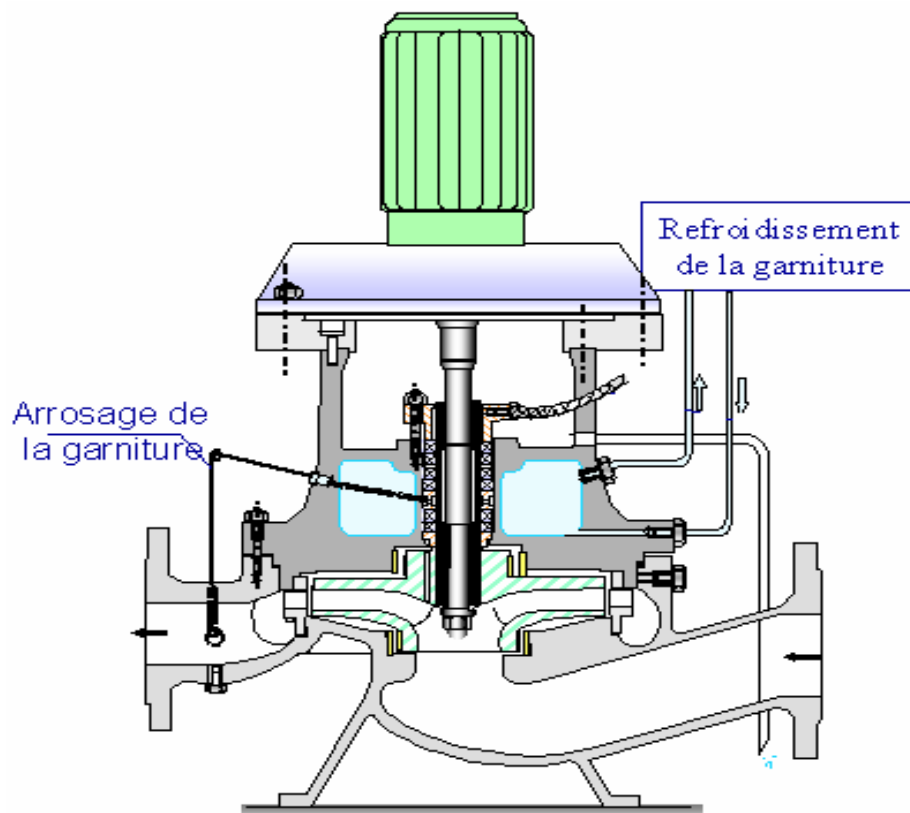


Figure III.23. Pompes à arbre vertical

**D .Selon l'importance de la pression engendrée :**

- Basse pression
- Moyenne pression
- Haute pression

**E. Selon la destination :**

- Pompe à usage ordinaire (à eau).
- Pompe à liquide chargé.
- Pompe à acide.

### III.3.3. Théorie des pompes centrifuges :

#### III.3.3. 1. Critères généraux de définition des pompes :

- La vitesse de rotation  $\eta$  [tr/min] : c'est le nombre de tours qu'effectue la pompe par unités de temps

$$\omega = 2\pi \cdot \eta / 60 \quad [\text{rd/sec}] \quad (\text{III.29})$$

- 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 ( $\text{m}^3/\text{s}$ ) ou plus pratiquement en mètres cubes par heure ( $\text{m}^3/\text{h}$ ).

- La hauteur H[m] produite par la pompe : On appelle Hauteur manométrique (HMT) d'une pompe, l'énergie fournie par la pompe à l'unité de poids du liquide qui la traverse. Si HTA est la charge totale du fluide à l'orifice d'aspiration et HTR la charge totale du fluide à l'orifice de refoulement, la hauteur manométrique de la pompe est :

$$\text{HMT} = \text{HTR} \pm \text{HTA} \quad (\text{III.30})$$

La hauteur varie avec le débit et est représentée par la courbe caractéristique  $H = f(Q)$

➤ de la pompe considérée (Figure.III.30) :

➤ La puissance utile est absorbée : la puissance disponible au niveau de l'arbre d'entraînement de la roue de la pompe est la puissance absorbée  $P_{ab}$  de cette pompe.

La puissance transmise au fluide est appelée puissance hydraulique utile  $P_u$

Le rapport de la puissance utile  $P_u$  et la puissance absorbée  $P_{ab}$  est le rendement global de la pompe  $\eta_g$ .

$$\eta_g = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{P_{ab}} \quad (\text{III.31})$$

#### III.3.3.2. Types des pertes dans la pompe centrifuge :

L'échange d'énergie dans le cas réel s'accompagne de pertes d'énergies qui dépendent de la construction de la pompe.

Il y'a trois types de pertes de puissance :

- Les pertes hydrauliques  $J_H$  :

Ces pertes de puissance son provoqué par le passage turbulent dans les milieux courant comme dans les conduite hydraulique, elle ce compose de deux partie

- Les pertes dues au frottement et en partie aux tourbillons qui naissent à l'intérieur de la pompe
- Les pertes dues aux chocs à l'entrée du liquide dans la roue et du diffuseur.

$J_{Hf}$  : Les pertes par frottement  $\begin{cases} J_{Hr} : \text{les pertes dans la ou les roues} \\ J_{Hd} : \text{les pertes dans les parties fixe (diffuseurs volute ...)} \end{cases}$

$J_{Hc}$  :  $\begin{cases} J_{Hcr} : \text{entrée de la roue} \\ J_{Hcd} : \text{entrée du diffuseur} \end{cases}$

- Les pertes volumétriques (par fuites) :  $J_F$

Ces pertes de puissance sont dues à l'existence des fuites à travers les jeux (les joints d'étanchéité) entre la roue et le corps immobile. La roue refoule le liquide du tuyau d'aspiration dans la conduite de refoulement mais en raison de l'élévation de la pression créée par le rotor, une partie du liquide revient en arrière en passant à travers les jeux.

$Q$  : débit de fuite

- Les pertes mécaniques :  $J_M$

Ces pertes d'énergie comportent les pertes dues au frottement mécanique dans les presse-étoupes (ou presse-garniture), dans les paliers, est encore le frottement qui se produit entre la surface extérieure du rotor et le liquide

$\xi_f$  : Pertes dans la surface extérieure de la roue (la puissance absorbée du fluide par frottement)

$\xi_p$  : Pertes extérieures

### III.3.3.3. Le rendement :

- **Rendement hydraulique :**

La hauteur recueillie est :

$$h_n = h_{th} - \sum J \quad (III.32)$$

Donc le rendement hydraulique est :

$$\eta_h = \frac{h_n}{h_{th}} = \frac{h_n}{h + \sum J} \quad (III.33)$$

- **Rendement volumétrique :**

Les pertes par fuite dans le joint à l'extérieure de la roue (entre la partie fixe et mobile) il y'a un débit de fuite  $q_v$ .

Pour disposer du débit  $q_v$  Il est nécessaire que le débit dans la roue soit égale à  $q_v + q$

$$\eta_v = \frac{q_v}{q + q_v} \quad (III.34)$$

Rendement mécaniques :

$$\eta_m = \frac{w_i}{w} \quad (III.35)$$

Avec :

$$w_i = (h_n + \sum J)(q_v + q) \quad (III.36)$$

Et on à

$$\eta = \frac{\text{puissance absorbée}}{\text{puissance fournie}} \quad (III.37)$$

Donc :

$$\eta_m = \frac{p_i}{p_{ar}} = \frac{p_{ar} - p_m}{p_{ar}} \quad (III.38)$$

$p_i$  : Puissance absorbée par la roue

$p_{ar}$  : Puissance sur l'arbre

$p_m$  : Puissance perdu par perte mécanique

- **Le rendement global :**

$$\eta_g = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (III.39)$$

Il apparait comme un produit, une des principales caractéristique qui décident de la valeur d'une pompe.

- **La puissance :** La puissance sur l'arbre est une caractéristique de la pompe permettant de déterminer le moteur d'entraînement pour un débit, cette puissance se calcule à partir de la connaissance donnée de la hauteur, du rendement et de la densité.

$$P_a = \frac{P_H}{\eta} \quad (III.40)$$

Avec :

$\eta$  : rendement de la pompe

Et  $P_H$  : Puissance hydraulique.

#### III.3.3.4. Géométrie de l'écoulement du liquide dans la roue :

- **Triangle des vitesses :**

L'étude des diverses composantes des vitesses d'écoulement dans la roue d'une pompe est possible grâce à la répartition des vitesses par des vecteur.

La roue est animée par une certaine vitesse de rotation

$$\omega : u_1 = \omega r_1, u_2 = \omega r_2 \quad (\text{III.41})$$

Avec :

$$r_1 = \frac{d_1}{2}, r_2 = \frac{d_2}{2}$$

Quant à l'eau qui remplit l'espace compris entre deux aubages successifs, elle est animée du fais de la rotation, d'une vitesse relatif  $\omega$  par rapport à ces aubages et qui se comporte avec la vitesse tangentielle (d'entraînement) précédente pour donner une vitesse absolue  $V$ .

On aura ainsi au point 1 et 2 (voir la figure) :

- A l'entrée de l'aubage en (1) les vitesses :  $u_1, w_1, V_1$
- A la sortie de l'aubage en (2) les vitesses :  $u_2, w_2, V_2$
- $\alpha_1$  et  $\alpha_2$  : angles des vitesses absolues (d'aubes) d'entrée
- $\beta_1$  et  $\beta_2$  : angles des vitesses absolues (d'aubes) de sortie

Les états du mouvement d'entrée et de sortie de la roue tournante à la vitesse angulaire  $\omega$  sont représentés par les triangles de vitesse d'entrée et de sortie construits de la manière suivante :

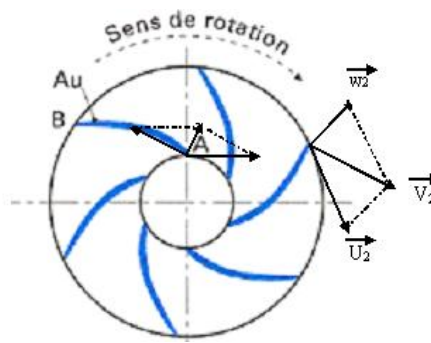


Figure III.24. Schéma représentatif des directions des vitesses

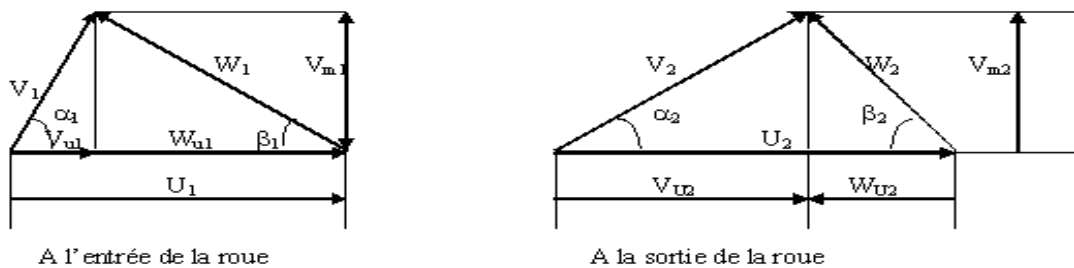


Figure III.25. Triangles des vitesses

$\vec{u}$  : vitesse d'entraînement dirigée suivant la tangente à la roue

$\vec{w}$  : vitesse relative par rapport à la roue

$\vec{V}_u$  : vitesse périphérique (projection de la vitesse absolue  $\vec{V}$  sur la tangente de la roue)

$\vec{V}_m$  : vitesse méridienne (projection de la vitesse absolue  $\vec{V}$  sur le plan méridien)

$\vec{V}_r$  : vitesse radiale (projection de la vitesse absolue  $\vec{c}$  sur le rayon)

### III.3.3.5. Equation fondamentale des turbopompes :

- **Equation d'Euler :**

On suppose que l'écoulement absolu est permanent, nous allons appliquer le théorème de quantité de mouvement au fluide contenu dans une surface de référence cylindrique contenant la roue, le changement géométrique de la vitesse absolue de  $V_1$  en  $V_2$ , et le



changement de mouvement des vitesse dans le sens périphérique de  $r_1 \cdot V_1 \cos \alpha_1$  en  $r_2 \cdot V_2 \cos \alpha_2$

Le mouvement du couple moteur transmis par l'arbre à la roue mobile égale

$$M = \rho q_v (r_2 \cdot V_2 \cos \alpha_2 - r_1 \cdot V_1 \cos \alpha_1) \text{ en m N} \quad (\text{III.42})$$

La puissance fournie au liquide par la roue de la pompe :

$$P = M \cdot \omega = \rho q_v (r_2 \cdot V_2 \cos \alpha_2 \cdot \omega - r_1 \cdot V_1 \cos \alpha_1 \cdot \omega) \quad (\text{III.43})$$

Or que:

$$r_2 \omega = u_2$$

$$r_1 \omega = u_1$$

Alors:

$$P = M \cdot \omega = (u_2 \cdot V_2 \cos \alpha_2 - u_1 \cdot V_1 \cos \alpha_1) \text{ en w} \quad (\text{III.44})$$

Après élimination des fonctions tri géométriques de cette dernière

$$V_1 u_1 \cos \alpha_1 = \frac{1}{2} (V_1^2 + u_1^2 - w_1^2)$$

$$V_2 u_2 \cos \alpha_2 = \frac{1}{2} (V_2^2 + u_2^2 - w_2^2)$$

On obtient :

$$P = \bar{\omega} q_v \left[ \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \right] \quad (\text{III.45})$$

$\bar{\omega}$ : Le poids spécifique du mètre cube de liquide refoulé

$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$  : L'accroissement unitaire de l'énergie cinétique du liquide du au changement de vitesse  $v_1$  à  $v_2$

$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$  : L'accroissement unitaire de l'énergie de pression produit par la force centrifuge

$\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$  : L'accroissement unitaire de l'énergie relative au passage par les canaux divergents de la roue

Comptent des relations de la figure de diagrammes de vitesse :

$$V_1^2 = V_{u1}^2 + V_{m1}^2$$

$$V_2^2 = V_{u2}^2 + V_{m2}^2$$

$$w_1^2 = w_{u1}^2 + w_{m2}^2$$

$$w_2^2 = w_{u2}^2 + w_{m2}^2$$

L'élution devient de Beut Brend .

- **élution de Beut Brend :**

$$P = \bar{\omega} q_v \left[ \frac{V_{u2}^2 - V_{u1}^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_{u2}^2 - w_{u1}^2}{2g} \right] \quad (\text{III.46})$$

- **Hauteur d'élévation théorique dans le cas d'une roue à nombres d'aube indéfiniment grand d'une pompe centrifuge :**

La hauteur d'élévation théorique (hauteur d'Euler) est donnée par l'équation

$$M_w = \bar{\omega} q_v H_{th\infty} \quad (\text{III.47})$$

Après substitution aux termes correspondants aux valeurs donnée par les dernières équations on obtient :

$$H_{th\infty} = \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} \quad (\text{III.48})$$

$\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$  = : Hauteur dynamique d'élévation (effet du changement des vitesses absolues)

$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$  : Hauteur potentielle d'élévation (effet de l'action des force centrifuges et de la réduction des vitesse relatives de  $w_1, w_2$ )

Pour un débit donné et une vitesse de rotation donnée cette énergie ne dépend que des angles d'entrée et de sortie du fluide mais non pas du trajet suivi à l'intérieure de la roue.

En générale il n'y a pas de roue directrice modifiant la direction d'amenée du liquide avant l'entrée de la roue donc l'arrivée du liquide à l'entrée de la roue et radial ( $\alpha = 90^\circ$ )

$\cos 90 = 0$

D'où :  $u_1 \cdot v \cos \alpha_1 = 0$

Et  $u_2 \cdot v_2 \cos \alpha_2 = V_{u2}$  composante tangentielle de  $v_2$

L'équation devient plus simple :

$$H_{th\infty} = \frac{V_{u2}}{u_2} \frac{u_2^2}{g} \quad (III.49)$$

On déduit que  $H_{th\infty}$  est proportionnelle à  $v_{u2}$

### III.3.4. N.P.S.H (Net Positive Section Head) ou hauteur de charge nette Absolue :

Une pompe possède une capacité maximum d'aspiration qui est la valeur du vide qu'elle peut produire. Cette caractéristique varie suivant le type et la conception technique de la pompe.

Théoriquement, la hauteur maximale d'aspiration, dans une cavité où règne le vide absolue, est égale à la pression atmosphérique, c'est à dire 1013 mbar au niveau de la mer (10,33 m d'eau). Elle diminue progressivement quand l'altitude augmente.

En réalité, cette hauteur est limitée, non seulement par les pertes de charge dans la conduite d'aspiration mais également par les propriétés physiques à chaque type de liquide.

- **Définition du N.P.S.H :**

NPSH est simplement une mesure permettant de quantifier la hauteur manométrique d'aspiration pour éviter la vaporisation au niveau le plus bas de la pression dans la pompe.

- **Pression atmosphérique ( $P_{atm}$ )**

Dans un même lieu cette pression atmosphérique de 1013 mbar au niveau de la mer peut varier selon les conditions météorologiques. Il n'est pas rare d'entendre d'une dépression de 960 mbar, ce qui représente une variation de 53 mbar par rapport à la pression atmosphérique normale.

La pression atmosphérique pratique d'aspiration généralement adoptée est une variation en moins de 25 à 30 mbar, pour se placer dans des conditions normales défavorables, soit de 985 mbar.

- **Pression de vapeur saturante ( $P_v$ )**

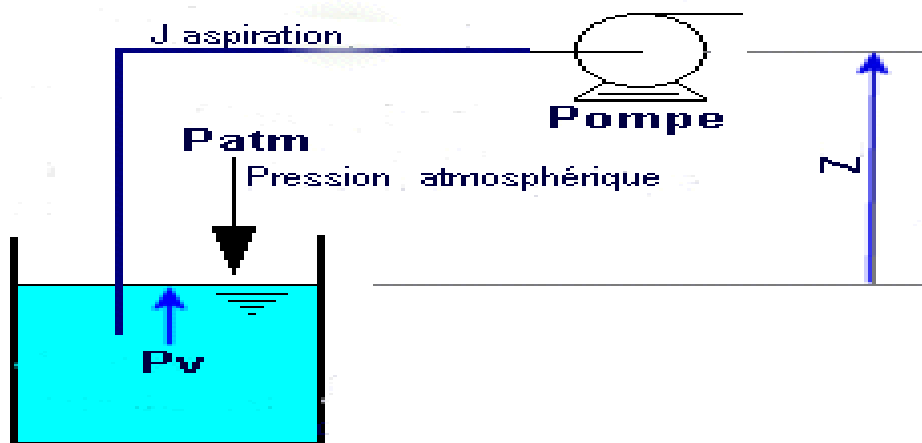
C'est la pression de vapeur maximale que l'air peut supporter à une température donnée.

C'est le cas de l'air en contact de l'eau. La pression de vapeur saturante augmente avec la température.

A une température donnée, un liquide à une pression d'ébullition bien donnée correspond sa tension de vapeur. Si la pression en un point de ce liquide devient inférieure à la tension de vapeur, il entre en ébullition.

Pour un mélange de liquides, on prend comme valeur la tension de la vapeur de la fraction la plus volatile, donc la tension de vapeur la plus élevée.

- **Calcul du NPSH disponible (pour une pompe aspirant dans une nappe d'eau à l'air libre) :**



**Figure III.26. Pompe d'aspiration à l'air libre et refoulement**

$$\text{NPSH (en Pa)} = P_{\text{atm}} - P_v - J_{\text{asp}} - H_h \quad (\text{III.50})$$

$$\text{NPSH en mètre de colonne d'eau (mce)} = (P_{\text{atm}} - P_v - J_{\text{asp}} - H_h) / 9810 \quad (\text{III.51})$$

$P_{\text{atm}}$  = pression atmosphérique (dépend de l'altitude) en Pa

$P_v$  = pression absolue (Pa) de vaporisation

$J_{\text{asp}}$  = pertes de charge de la conduite d'aspiration en Pa

$H_h$  = charge hydraulique du fluide

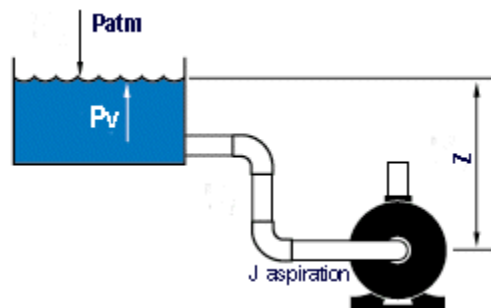
$$H_h \text{ (en Pa)} = (9.81 \times Z \times \rho)$$

$\rho$  = masse volumique du liquide en kg/m<sup>3</sup>

9.81 = intensité moyenne de la pesanteur.

Z = hauteur géométrique (d'aspiration ou de refoulement ou les deux) en mètre d'eau, mce.

- **Calcul du NPSH disponible pour une pompe en charge :**



**Figure III.27.NPSH pour une pompe en charge**

$$\text{NPSH (en Pa)} = P_{\text{atm}} - P_v - J_{\text{asp}} + H_h \quad (\text{III.52})$$

$$\text{NPSH en mce} = (P_{\text{atm}} - P_v - J_{\text{asp}} + H_h) / 9810 \quad (\text{III.53})$$

- **NPSH requis:**

C'est la hauteur minimum de liquide (supposé à sa température d'ébullition), nécessaire au-dessus de l'aspiration, pour empêcher la cavitation.

Il dépend :

- Du type de pompe
- Du point de fonctionnement

Il est donné par le fabricant de la pompe sous la forme d'une courbe donnant le NPSH requis (en mètre de liquide) en fonction du débit.

Exprimé ainsi (en mètres de liquide), le NPSH est indépendant de la nature du liquide pompé.

Il est toujours positif et généralement de quelques mètres (2 à 5 mètres)

Quelques pompes spéciales, dites à faible NPSH autorisent des valeurs inférieures à 1 mètre.

Il est indispensable que le NPSH disponible dans le système hydraulique soit plus élevé que le NPSH requis par la pompe. Généralement on prend une marge de sécurité supplémentaire de 0,5 m.

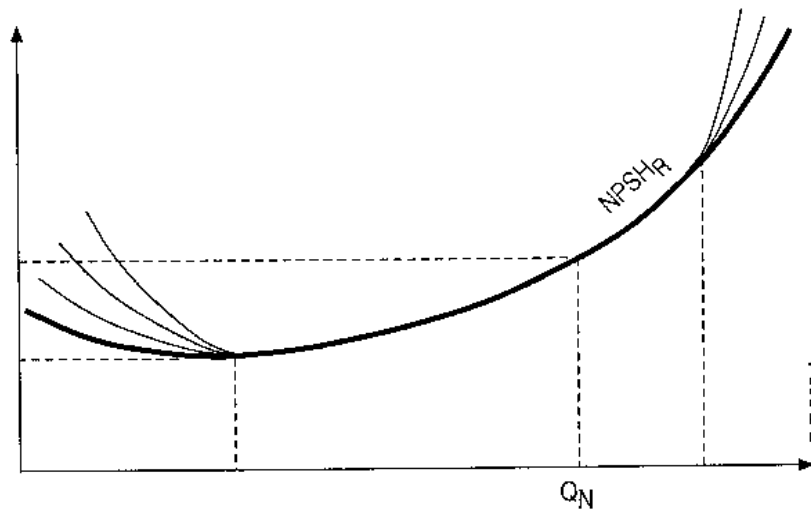


Figure III.28. Courbe NPSH requit en fonction du débit

### III.3.5. la cavitation:

- Description de la cavitation (Du latin cavus qui signifie trou (Figure III.29) :  
C'est un terme employé pour décrire le phénomène qui se produit dans une pompe quand le NPSH disponible est insuffisant.  
La cavitation décrit la naissance et l'oscillation radiale de bulles de gaz et de vapeur dans un liquide soumis à une dépression.  
La pression du liquide est réduite à une valeur égale ou inférieure à sa pression de vaporisation là où les petites bulles ou poches de vapeur commençant à se former.



Figure III.29. Roues endommagés par le phénomène de la cavitation

- ✓ **Les conséquences de la cavitation:**
  - Un bruit de bétonnière (cailloux roulés) dû à la création des bulles.
  - Des vibrations  $\Rightarrow$  usure des paliers et butée  $\Rightarrow$  rupture de l'arbre due au balourd hydraulique créé par un remplissage inégal dans la roue.

- Une dégradation de la roue et parfois de la volute, par arrachement de métal
- Une chute des performances.
- ✓ **Conditions de bon fonctionnement :**

Il dépend du choix de la marge de sécurité nécessaire entre le NPSH disponible et le  $NPSH_{\text{essai}}$  requis par la pompe.

Cette sécurité est de la responsabilité du constructeur. Elle peut être exprimée par la condition :

$NPSH_{\text{disponible}} - NPSH_{\text{essai}} \geq 0,5 \text{ mètre}$

Mais, cette marge peut se révéler insuffisante pour certains liquides et matériaux ainsi que dans le cas de puissances importantes.

- ✓ **Hauteur maximale d'aspiration d'une pompe :**

La cavitation limite la hauteur d'aspiration  $h_{\text{asp}}$ .

Si  $H_{\text{asp}}$  augmente  $\Rightarrow$  diminution de  $NPSH_{\text{disp}}$ .

On définit cette hauteur par:

$$[H_{\text{asp}}]_{\text{Max}} = \frac{P_{\text{asp}} - TV}{\rho g} - NPSH_{\text{requis}} - J_{AB} \quad (\text{III.54})$$

$(H_{\text{asp Max}})$  est faible lorsque :

- $p_A$  dans le réservoir est faible
- $TV$  et  $T^\circ$  du liquide pompé sont élevés
- $J_{\text{asp}}$  Est forte; ces circuits doivent donc être conçus largement et, en particulier, ne comporter aucun organe de réglage ou autre appareil.

- ✓ **Réduction des effets de cavitation :**

Pour améliorer la plage d'utilisation d'une pompe, on peut agir de plusieurs façons :

- Diminuer le  $NPSH_{\text{requis}}$  (constructeur),
- Une conception mécanique et un choix de matériaux adéquats;

- Utiliser un inducteur ou hélice de gavage (principalement dans les pompes centrifuges).

Remarque:

Il faut savoir que même une pompe bien étudiée contre la cavitation peut subir des dommages importants si elle est mal installée, et/ou si elle est utilisée dans des plages de fonctionnement inadaptées.

Les conditions d'installation doivent être telles que le:

$(NPSH_{disp} > NPSH_{requis})$  choisi pour assurer la fiabilité dans toute plage d'utilisation de la pompe, il faut aussi assurer un écoulement satisfaisant à l'entrée de la pompe.

### **III.3.6. Courbes caractéristique de la pompe centrifuge :**

L'installation de la pompe dans un système de pompage exige, la connaissance de ses paramètres nominaux, débit nominal  $q_v$  et la hauteur nominale  $H_n$  assurés à la vitesse de rotation nominale  $N_n$ .

Dans ce but, le fonctionnement des pompes est caractérisé par un ensemble de courbes appelées caractéristique, dont les plus utilisées sont :

- ✓ Hauteur-débit
- ✓ Puissance-débit
- ✓ Rendement-débit
- ✓ (NPSH) -débit

#### **1. Courbe hauteur-débit :**

On trace cette courbe réelle à partir de la courbe théorique par soustraction des pertes d'énergies. Cette courbe montre la variation de la pression ou hauteur en fonction du débit, ce qui permet aux exploitants d'obtenir la pression désirée par une simple manœuvre de la vanne de refoulement, ce qui change le débit.



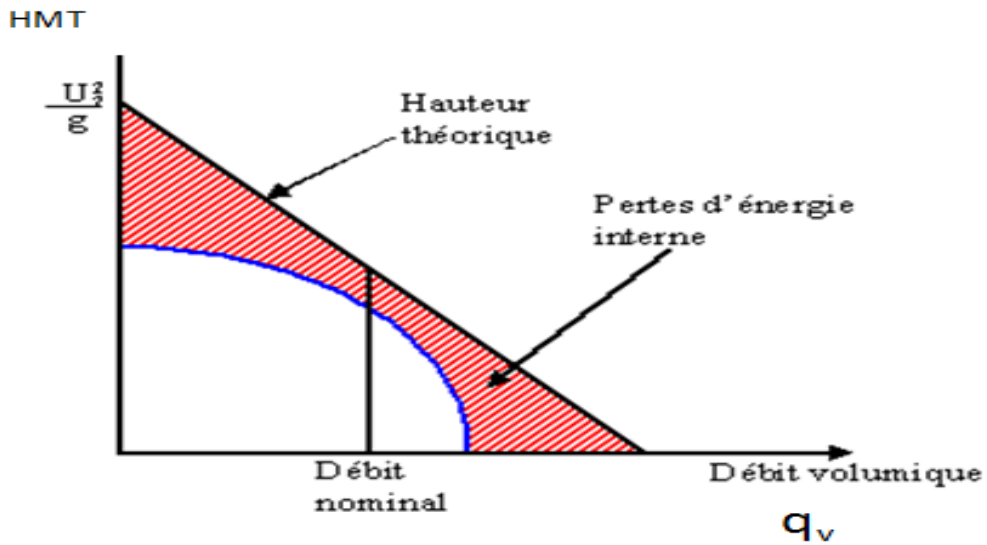


Figure III.30. Courbe hauteur-débit

**2. Courbe Puissance-débit :**

Dans les pompes à faible et moyenne vitesse spécifique, les courbes  $P_{ab}$  représente la puissance absorbée par l'arbre de pompe, ce qui permet de faire le choix de la courbure qui convient, les courbes  $P_{ab}=F(q_v)$ . Sont régulièrement montantes et atteignent par fois un maximum.

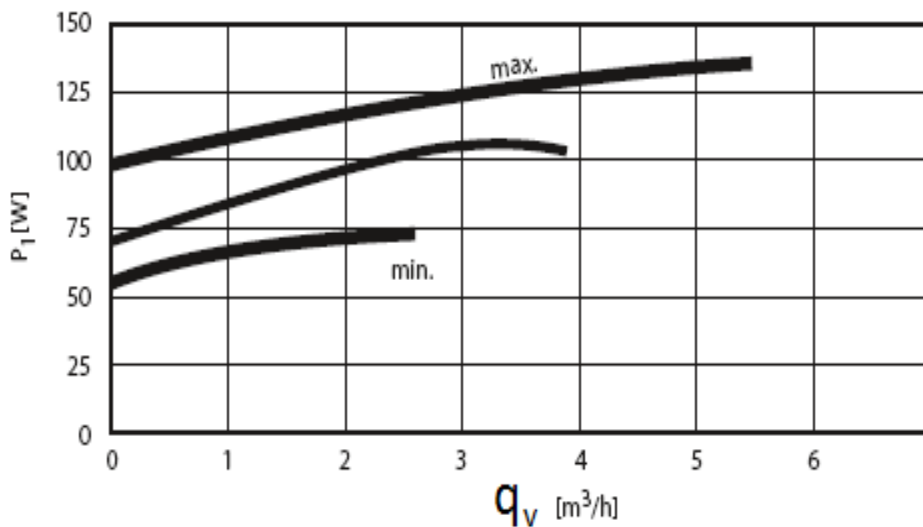


Figure III.31. Courbe Puissance-débit

### 3. Rendement-débit (III.31):

les courbe de rendement  $\eta = F(q_v)$  : montent d'abord jusqu'au sommet  $\eta_{\max}$ , qui correspond aux conditions optimales de fonctionnement et rendement, en suite d'une façon moins marquée dans les pompes à faible vitesse spécifique, et d'une façon plus marquée dans les pompes à vitesse spécifique élevée.

- Elle montre l'efficacité de la pompe
- Elle se définit comme étant le rapport entre la puissance utile et la puissance absorbée par l'arbre.

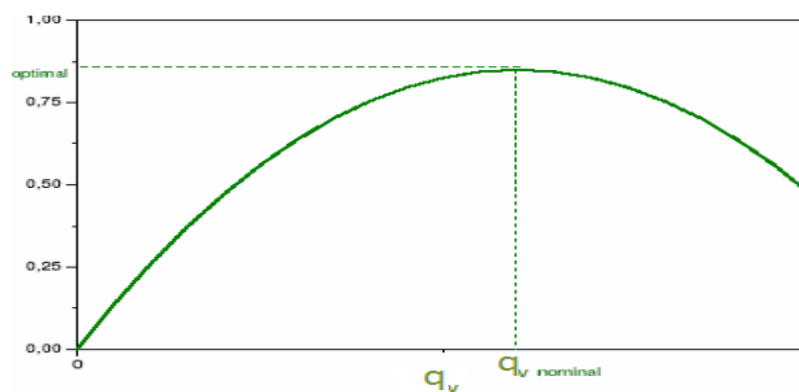


Figure III.32. Courbe rendement-débit

### 4. NPSH-débit Figure (III.33):

Pour qu'une pompe fonctionne normalement (sans cavitation), il faut que le NPSH disponible (calculé) soit supérieur au NPSH requis (indiqué par le constructeur).

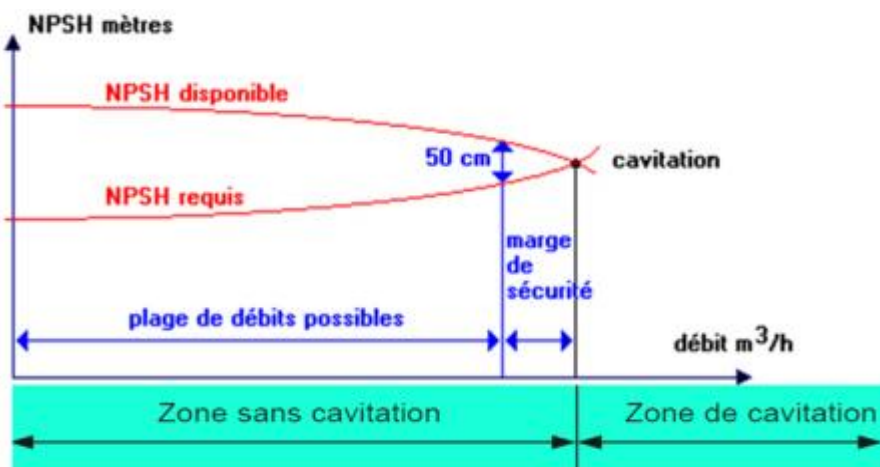


Figure III.33. courbe NPSH requis débit

### 5. Courbes rassemblées Figure(III.34):

Cette courbe, élaborée par un fabricant de pompe à partir d'essais réels, montre la relation entre le débit, la charge dynamique, le rendement total, la demande en NPSH et la demande en puissance.

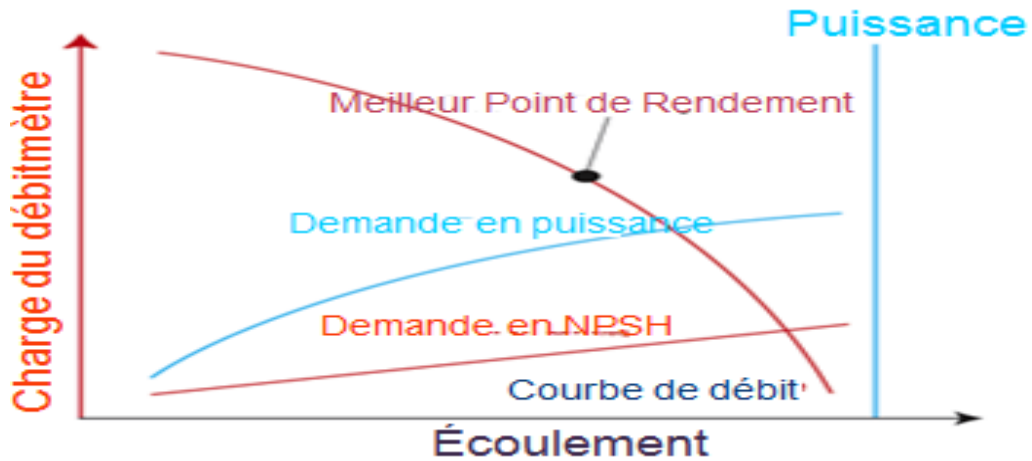


Figure .III.34. Courbe rassemblée

### III.3.7. Couplage des pompes :

Pour parvenir à obtenir certaines conditions de fonctionnement impossibles à réaliser avec une seule pompe, les utilisateurs associent parfois deux pompes dans des montages en série ou en parallèle.

- **Couplage en série :**

Il à pour but d'augmenter la pression toute on maintenant le débit constant.

Pour le même débit on somme les H

$$q_{V \text{ eq}} = q_{V1} = q_{V2} \quad (\text{III.55})$$

$$H_{\text{eq}} = H_1 + H_2 \quad (\text{III.56})$$

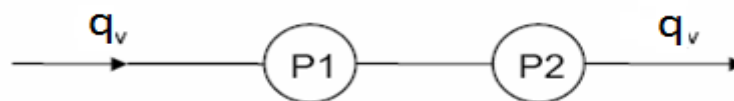
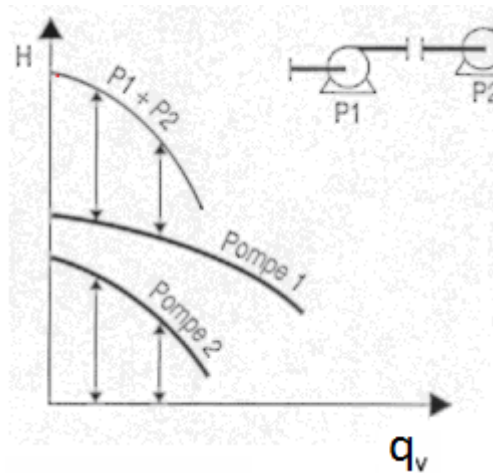


Figure .III.35. Pompes en série



**Figure III.36. Courbe hauteur-débit pour deux pompes**

Graphiquement, on trouve la caractéristique de la hauteur manométrique totale du montage en additionnant les caractéristiques de chaque pompe pour un même débit.

Le couplage en série permet d'augmenter la hauteur manométrique totale, donc la charge du réseau.

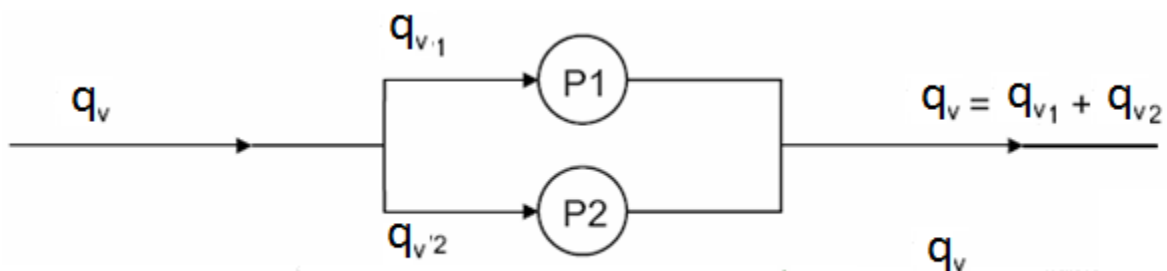
Il convient donc bien pour un réseau présentant des pertes de charge importantes.

- **couplage en parallèle :**

Il a pour but d'augmenter le débit en plaçant les pompes en parallèle pour la même HMT on fait la somme des  $q_v$

$$H_{eq} = H_1 = H_2 \quad (III.57)$$

$$q_{v\ eq} = q_{v1} + q_{v2} \quad (III.58)$$



**Figure .III.37. Pompes en parallèle**

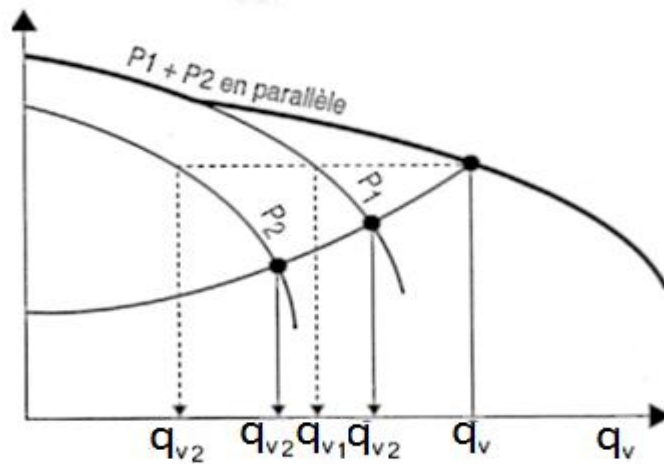


Figure .III.38. Courbe équivalente de deux en parallèle

Graphiquement, on trouve la caractéristique du débit totale du montage en additionnant les débits des deux pompes pour une même hauteur manométrique totale.

Le couplage en parallèle permet d'augmenter le débit dans le réseau. Il convient bien pour un réseau présentant des pertes de charge assez faibles.

Les pompes sont parfois montées en parallèle (by-pass) avec une seule des deux qui fonctionne.

En cas de panne ou pour une action de maintenance le montage permet alors de continuer à fonctionner en démarrant la deuxième pompe.

### III.3.8. Avantages et inconvénient des pompes centrifuge :

❖ **Avantage:**

- Elles sont moins encombrement par rapport aux pompes volumétrique
- Elles ont un meilleur rendement
- Elles sont adaptées à une très large gamme de liquides
- Elles sont simples
- Régularité dans le fonctionnement (absence de variation du débit et de pression)

- Aptitude au fonctionnement à grande vitesse, dans l'accouplement peut se faire directement avec des moteurs électriques ou diesel.
- En cas de colmatage partiel ou d'obstruction de la conduite de refoulement, la pompe centrifuge ne subit aucun dommage et l'installation ne risque pas d'éclater.

❖ **Inconvénients :**

- Faible débit
- Impossibilité de pomper des liquides trop visqueux
- Production d'une pression différentielle peu élevée (de 0,5 à 10 bar)
- Leurs amorçage ne se fait pas automatiquement
- A l'arrêt ces pompes ne s'opposent pas à l'écoulement du liquide par gravité

### **III.4. Réseau de conduites :**

Un réseau de conduite se compose de plusieurs conduites simples.

#### **III.4.1. Définition d'une conduite simple :**

C'est une Conduite de diamètre et de rugosité constante véhiculant un même débit sur toute la longueur.

#### **III.4.2. Pertes totales dans les conduites :**

En pratique, le calcul des pertes de charge totales dans les conduites s'effectue en additionnant les pertes dues au frottement dans les conduites (pertes majeures) avec les pertes locales (pertes mineures).

$$J_{\text{total}} = J_{\text{conduites}} + J_{\text{local}}$$

#### **III.4.3. Définition des Conduite mixtes :**

Sont des conduites en série qui sont traversé par le même débit.

Les pertes totales sont égales aux sommes des pertes de charge.

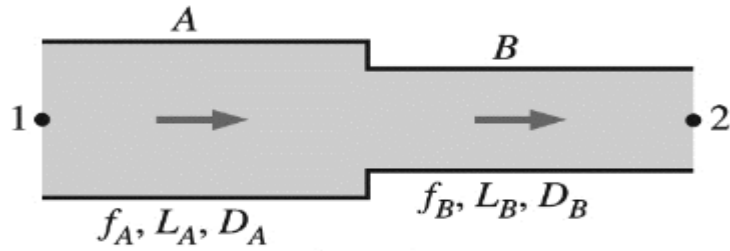


Figure .III.39. Conduite mixtes

$$q_A = q_B \quad (III.59)$$

$$J_{(L+s)_{1-2}} = J_{(L+s)_A} + J_{(L+s)_B} \quad (III.60)$$

#### III.4.4. Définition des Conduites multiples :

Sont des conduites simples passées en parallèle

Dans ce cas :

Le débit total est égal aux sommes des débits

$$q_B = q_1 + q_2 \quad (III.61)$$

$$J_{(L+S)_1} = J_{(L+S)_2} \quad (III.62)$$

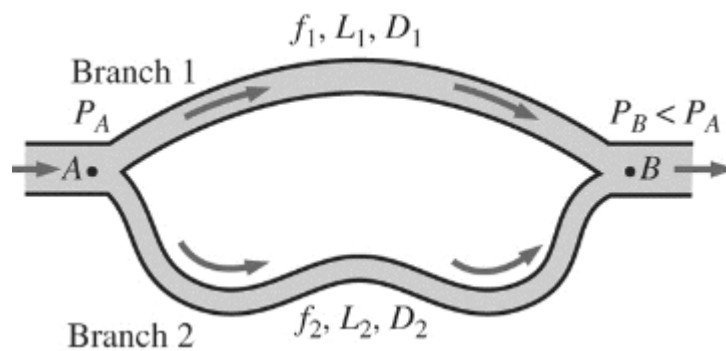


Figure .III.40. Conduite multiples

#### III.4.5. Les équipements dans un réseau hydraulique :

Les équipements hydrauliques d'une station de pompage en dehors des pompes elles-mêmes sont :

### III.4.5.1. Equipements en amont (aspiration) :

L'aspiration des pompes d'une station peut se faire soit dans une bêche d'aspiration, soit dans une conduite.

a- Aspiration en bêche :

L'eau à élever est stockée dans une bêche ou réservoir en communication avec l'atmosphère, et l'aspiration des pompes se fait alors directement dans la bêche.

- **Grille :**

Ces dispositifs ne sont utilisés que pour les pompages d'eau brute, afin d'éviter l'entrée des corps solides dans les pompes.

- **Tulipe :**

La nécessité de la tulipe dépend essentiellement de la vitesse d'entrée de l'eau dans la conduite d'aspiration.

Pour des valeurs ne dépassant pas 0.8m/s, il est possible de ne pas prévoir de tulipe.

- **Crépine :**

Tout comme la grille, la crépine évite l'entrée de corps solides dans la pompe. Elle doit être entièrement immergée pour éviter les rentrées d'air (une marge suffisante doit être prévue pour le vortex) et éloignée d'environ 0.5m du fond du puisard.

- **Clapet d'aspiration, clapet a crépine :**

Un clapet anti-retour placé sur la canalisation d'aspiration évite à l'arrêt de la pompe le retour d'eau. Si de son coté le clapet anti-retour normalement placé au refoulement ferme mal.

De plus, ce clapet permet de maintenir la colonne d'eau dans la conduite d'aspiration et le corps de la pompe, évitant de recommencer chaque fois l'amorçage. Ce clapet peut être combiné avec la crépine d'aspiration pour former un clapet à crépine.

b- Aspiration sur conduite :

L'eau à élever arrive à la station par une conduite que l'on relie directement au collecteur d'aspiration de l'usine d'où partent les aspirations des pompes, il n'existe aucune bêche à la station.

- **Conduite ou collecteur d'aspiration :**

Sur la conduite, on évite toute formation de poches d'air. Les parties horizontales comporteront une légère pente montant en direction de la pompe ; Ceci permettra



l'évacuation permanente des bulles d'air qui pourront être libérées dans l'eau. L'équipement du collecteur comprendra tous les dispositifs nécessaires à son sa vidange.

Pour le raccordement sur les appareillages, on utilise les joints à brides.

- **Organes communs aux deux cas d'aspiration :**

- **Coude :**

Les coudes seront le moins nombreux possible, à grand rayon de courbure ; on évite de monter un coude juste en amont de la bride d'aspiration.

- **Vanne d'aspiration :**

Une vanne montée à l'aspiration de la pompe permet d'isoler la pompe pour les travaux d'entretien ou démontage.

Les vannes utilisées peuvent être soit des vannes à opercule avec presse-étoupe hydraulique, soit des vannes papillon.

- **Convergent d'aspiration :**

Afin de limiter les pertes de charges à l'aspiration des pompes, la conduite d'aspiration a fréquemment un diamètre élevé donnant une vitesse de circulation inférieure à la vitesse à l'entrée de la bride de la pompe. La conduite est alors raccordée à la pompe par un convergent, ce qui permet d'avoir une accélération progressive de l'écoulement, favorisant la bonne répartition des vitesses juste à l'amont de la pompe.

#### **III.4.5.2. Equipements en aval (refoulement) :**

- **Joint de raccordement :**

La conduite de refoulement sera raccordée à la pompe de manière à ne transmettre aucun effort sur la pompe. Pour ça on peut utiliser un joint genre GIBAULT ou similaire.

- **Divergent :**

A la sortie de la pompe, la vitesse de l'eau peut être de 3 à 7m/s. Dans les conduites de refoulement, il est nécessaire de ralentir cette vitesse pour la maintenir dans une plage de 1.2 à 1.5 m/s. Le divergent à interposer à la sortie de la pompe pourra être un cône droit.

- **Clapet de refoulement :**

Le clapet pourra être placé à la sortie de la pompe dont le rôle est d'empêcher l'inversion du débit d'eau lors de l'arrêt de la pompe.

Les clapets les plus utilisés sont les clapets à battant. Ils sont installés sur des conduites horizontales.

- **Vanne de refoulement :**

La vanne de refoulement se place après la pompe et le clapet anti-retour, elle peut avoir plusieurs rôles. Cette vanne permettra tout d'abord d'isoler la pompe lors des entretiens et des démontages.

La vanne peut intervenir également lors de la mise en marche et de l'arrêt de la pompe dans le cas des pompes centrifuges. Pour celle-ci, en effet, la courbe de puissance absorbée montre que la puissance est minimale lorsque la vanne de refoulement est fermée. Il sera donc intéressant, dans le cas de grosses puissances sont en jeu, de démarrer la pompe avec une vanne fermée pour limiter la durée du démarrage.

La manœuvre progressive de la vanne de refoulement permettra par ailleurs, lors du démarrage et de l'arrêt du groupe, de limiter les coups de bélier dus aux variations brusques de la vitesse de l'eau dans la conduite de refoulement.

Ainsi aura-t-on intérêt :

- Lors de la mise en marche du groupe, à démarrer "en barbotage", puis à ouvrir lentement la vanne de refoulement.
- Lors de l'arrêt du groupe, à fermer lentement la vanne de refoulement puis à couper l'alimentation du moteur.

La vanne de refoulement peut avoir éventuellement un rôle de réglage de débit. La perte d'énergie résultante rend cette méthode de réglage de débit tout à fait primaire.

Les vannes pourront être soit des vannes à opercules, soit des vannes papillon. Leur commande pourra se faire :

- Soit manuellement ;
- Soit par motorisation (électrique, pneumatique, hydraulique) ;

- **Divergent :**

A la sortie de la pompe, la vitesse de l'eau peut être de 3 à 7m/s. Dans les conduites de refoulement, il est nécessaire de ralentir cette vitesse pour la maintenir dans une plage de 1.2 à 1.5 m/s. Le divergent à interposer à la sortie de la pompe pourra être un cône droit.

- **Clapet de refoulement :**

Le clapet pourra être placé à la sortie de la pompe dont le rôle est d'empêcher l'inversion du débit d'eau lors de l'arrêt de la pompe.

Les clapets les plus utilisés sont les clapets à battant. Ils sont installés sur des conduites horizontales.

- **Vanne de refoulement :**

La vanne de refoulement se place après la pompe et le clapet anti-retour, elle peut avoir plusieurs rôles. Cette vanne permettra tout d'abord d'isoler la pompe lors des entretiens et des démontages.

### III.4.6. Courbes caractéristique du réseau de conduites (Figure III.41) :

Pour chaque conduite, branche, singularité (vanne diaphragme, coud etc....) ou appareil hydraulique (turbine, pompe....)

On peut tracer une courbe caractéristique  $J_{(L+s)} = f(q_v)$  appeler la caractéristique fondamentale comme ceci :

$$J_{(L+s)} = \theta \cdot q_{V1}^2 \quad (III.63)$$

Telle que :

$$\theta = \left( \frac{(\sum \varepsilon_1 + \frac{\lambda_1 L_1}{D_1})}{2gS_1^2} \right) \quad (III.64)$$

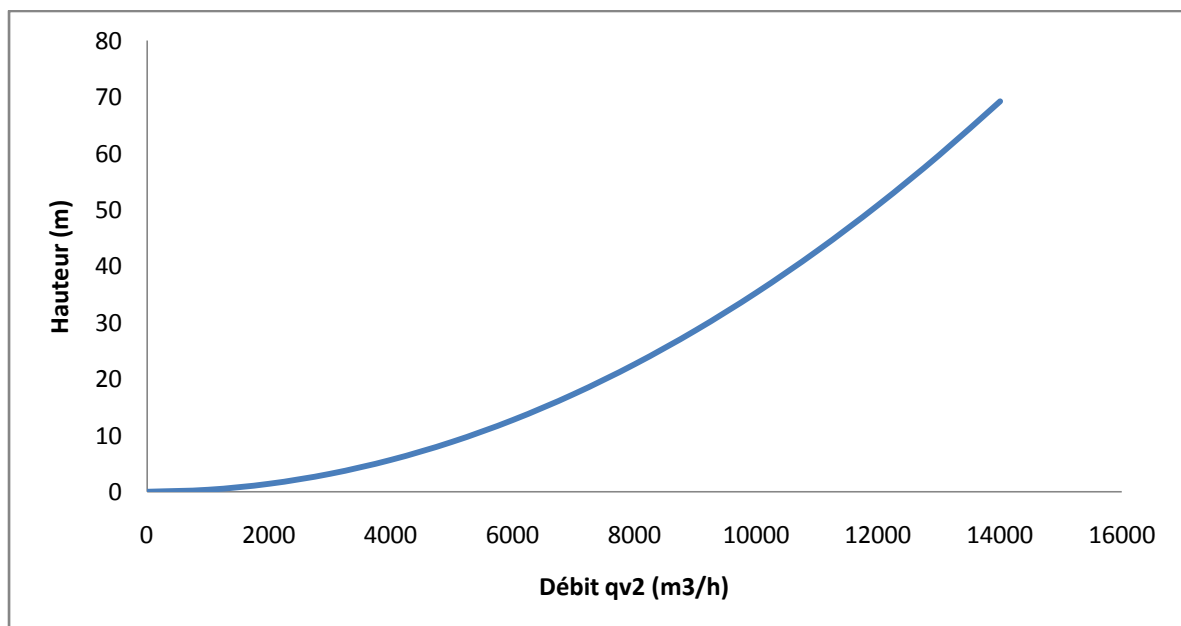


Figure III.41. Courbe réseau

### III.5. Point de fonctionnement (Figure III.42):

Nous avons vu que la courbe du réseau définissait le besoin, j'ai un liquide (défini par sa masse volumique), soumis à une pression  $P_1$  à un niveau  $Z_1$  que je veux transférer à un niveau  $Z_2$  sur lequel s'applique une pression  $P_2$ , ce réseau a des pertes de charges représentée par  $\Delta H = f(q_v^2)$ .

Si je veux que le débit soit  $q_v^*$ , l'énergie que la pompe devra apporter, exprimée en mCest le point  $H^*$  correspondant.

Nous avons vu qu'une pompe fournissait de l'énergie, HMT qui était exprimée en mcl en fonction du débit  $q_v$  suivant la courbe du fabricant, il suffit donc de trouver la pompe qui pour le débit recherché  $q_v^*$  fournisse l'énergie HMT\* égale à l'énergie  $H^*$  nécessaire.

Le point de fonctionnement est donc bien l'intersection de ces deux courbes.

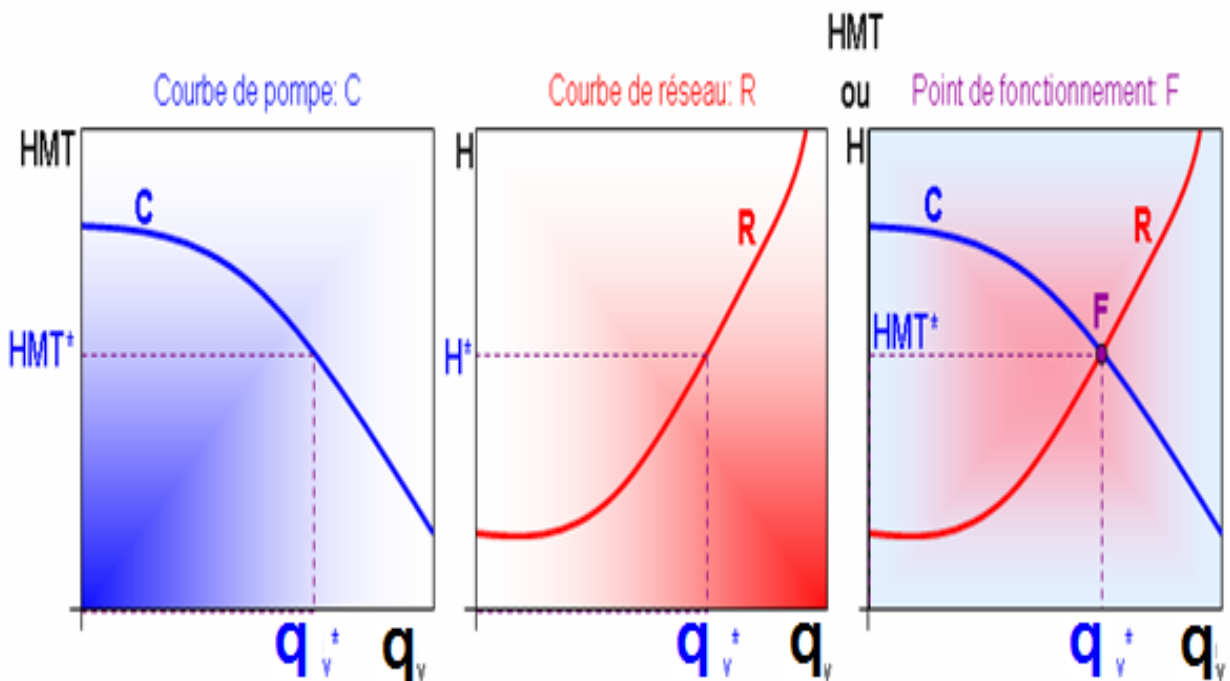


Figure III.42. Point de fonctionnement d'une pompe

#### Remarque :

Lorsque la caractéristique de la pompe est toujours descendante, il n'y a qu'un seul point de fonctionnement possible. Ce point d'intersection détermine le point de régime de fonctionnement de la pompe sur la conduite.

Pour changer le point de fonctionnement du réseau (pompe -conduite) il faut changer la caractéristique de la conduite en fermant la vanne de refoulement ou de réglage.

## **CHAPITRE IV : CALCUL DE LA STATION DE POMPAGE DE DESSALEMMENT D'EAU DE MER DE MOSTAGANEM**

#### **IV.1. Introduction :**

Pour le besoin d'un effectif important d'habitants de la wilaya de Mostaganem et ses environs en alimentation d'eau potable de 200.000 mètres cube par jour imposé par l'A .D.E.

Une usine de dessalement d'eau de mer est prévue son implantation à une centaine de mètre du bord de la mer (Cheliff Mostaganem) pour la production d'eau potable à partir du dessalement d'eau de mer.

Pour produire 200.000 mètres cube par jour d'eau potable il va falloir pomper 456960 mètres cube par jour d'eau de mer (eau brute) à l'usine de dessalement d'eau de mer ce qui est énorme, a cet effet le débit d'eau brute ne peut être pris en charge par une seule pompe et une seule conduite et pour cela une étude préalable doit s'effectuer pour répartir le débit global sur un certain nombre de pompes et de conduites

Les firmes client de ce projet proposent une gamme de conduites en Polyester Renforcé de Verre (PRV) et un modèle précis de pompes (SULZER) qui seront utilisées dans ce projet.

Concernant les pompes SULZER elles sont munies d'un moteur électrique avec variateur de vitesses ,en augmentant la vitesse de rotation de l'arbre , la pression de refoulement de la pompe augmentera ce qui induit un changement dans la plage de fonctionnement donc un débit nominal plus grand ce qui est très intéressant du point de vue économique car la demande en eau potable va accroître aux fil des années donc il nous faudra un débit plus important d'où l'intérêt du variateur de vitesse, au lieu de changer carrément les pompes on va simplement changer de vitesse de rotation pour combler les besoins en eau potable.

Les courbes caractéristiques sont données par le constructeur, voir annexe (IV.1)

Concernant le réseau de conduite PRV, le Polyester Renforcé de Verre est un matériau composite très connu et très utilisé dans des industries de pointe, il est constitué de trois éléments essentiels qui sont :

- Un liant : de la résine thermodurcissable
- Des renforts : des fibres de verre ou autre
- Des charges : de la silice

Avec une gamme de fabrication très large de DN100 à DN4000 et de Longueur standard de 3, 6 m ou 12m permet de construire des réseaux totalement homogènes avec une rugosité absolue  $k = 0.029$  mm

Les tuyaux et raccords en PRV sont utilisés, en écoulement gravitaire et/ou en pression.

## IV.2. Calcul de la station de pompage d'eau brute de l'usine de dessalement d'eau de mer de Mostaganem :

Pour pré dimensionner la station de pompage on doit déterminer le point de fonctionnement de cette dernière pour cela on doit tracer la courbe réseau, pour ce faire il faut calculer les pertes de charge du réseau.

### VI.2.1. Données de calcul :

L'usine de dessalement d'eau de mer doit comporter

- Un système de captage et pompage d'eau de mer,
- Un système de prétraitement de l'eau de mer par filtration
- Un système de déminéralisation de l'eau micro-filtrée par osmose inverse

Pour le bon fonctionnement du système de déminéralisation qui se situe en aval du système de filtration qui provoque une perte de pression de 1 bar (donnée par un bureau d'études) la pression préalable à l'osmose doit être de l'ordre de 2,5 bar.

pour éviter les anomalies ( vibration importante , grosse perte de charge , endommagement du réseau de conduite ) les valeurs de vitesse d'écoulement sont limitées à environ 3 m/s dans les conduites d'où le choix des diamètres de conduite , voir annexe (IV.2)

$$S = \pi D^2 / 4 \Leftrightarrow D = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} \quad (IV.1)$$

$$q_v = V.S \Leftrightarrow S = \frac{q_v}{V} \quad (IV.2)$$

En remplaçant (IV.2) en (IV.1) on obtiendra

$$D = \sqrt{\frac{4 \frac{q_v}{V}}{\pi}} \quad (IV.3)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} q_v = 456960 \text{ m}^3/\text{J} = 5,2889 \text{ m}^3/\text{s} \\ V = 3 \text{ m/s} \end{array} \right. \quad (IV.3) \Leftrightarrow D = \frac{4 \cdot 5,2889}{3,14} = 2,245 \text{ m}$$

Ce qui est énorme (très coûteux et ne convient pas aux pompes SULZER que nous allons utiliser et qui ont un diamètre d'aspiration de 400mm).

Donc je vous propose dans un premier temps de diviser la station de pompage en deux parties identiques ensuite chaque partie sera divisée en quatre, autrement dit quatre pompes et quatre conduites identiques placées en parallèle ces dernières seront rassemblées dans une autre conduite appelée le collecteur (le collecteur est placé en série avec les conduites) on aura donc 4 pompes et 4 conduites et 1 collecteur par partie, ce qui nous donne à la fin 8 pompes et 8 conduites et 2 collecteurs voir figure (IV.1)

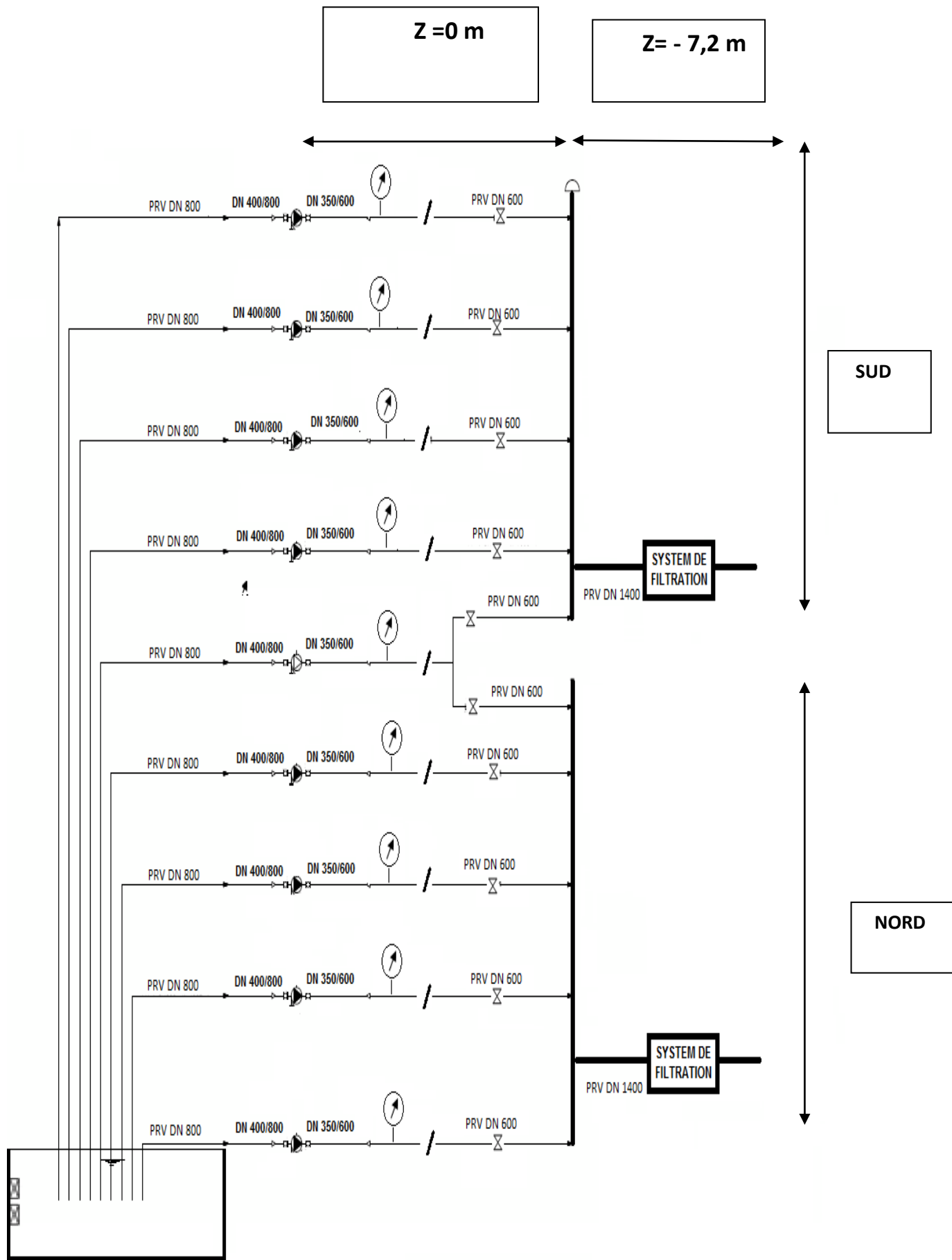


Figure IV.1. Schéma de la station de pompage d'eau brute de l'usine de dessalement d'eau de mer de Mostaganem



### Point 1 (La sortie de la pompe de captage d'eau de mer) :

$$\text{Soit } q_{V_1} = 2380 \text{ m}^3/\text{h} = q_{V_1} = 0,661 \text{ m}^3/\text{s}$$

En supposent :

$$\begin{cases} D_1 = 0,6\text{m} \\ L_1 = 24 \text{ m} \end{cases}$$

ce débit peut être pris en charge par une conduite de diamètre  $< a$  0,6 m mais pour le choix on doit toujours laisser une marge de sécurité en prenant le diamètre le plus large possible.

### Point 2 (l'entrée du collecteur) :

$$q_{V_2} = 9520 \text{ m}^3/\text{h} = q_{V_2} = 2,644 \text{ m}^3/\text{s}$$

En supposent :

$$\begin{cases} D_2 = 1,4\text{m} \\ L_2 = 33,6 \text{ m} \end{cases}$$

$$\rho = 1030 \text{ kg/m}^3$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$\Delta Z = 7,2 \text{ m}$$

$$J_{f(L+S)} = 10 \text{ m}$$

$$K = 0,029 \text{ mm}$$

### IV.2.2 Calcul des pertes de charge du réseau de la station de pompage :

Les hypothèses de calcul pour la détermination du point de fonctionnement à la sortie du système de filtration (voir schéma de l'installation) sont comme suit :

$$J_{(L+S)} = \left( \sum_{i=1}^n \zeta_i + \sum_{j=1}^n \frac{\lambda_j L_j}{D_j} \right) \left( \frac{V_m^2}{2g} \right) \quad (\text{IV.4})$$

$$q_V = V_m \cdot S \Leftrightarrow V_m = \frac{q_V}{S} = \frac{q_V}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{4 \cdot q_V}{\pi \cdot D^2} \quad (\text{IV.5})$$

$$J_L = \lambda_j \frac{V_m^2 L_j}{2g D_j} \quad (\text{IV.6})$$

$$R_{ej} = \frac{\rho V_{mj} D_j}{\mu} \quad (\text{IV.7})$$

$$J_S = \sum j_{Si} \quad (\text{IV.8})$$

$$J_{Si} = \zeta_i \left( \frac{V_m^2}{2g} \right) \quad (IV.9)$$

▪ **Calcul des Pertes de charges :**

**1) entre la sortie de la pompe et l'entrée du collecteur:**

❖ **Calcul des Pertes de charge linéaire :**

$$(IV.5) \Leftrightarrow V_{m1} = \frac{4.0.661}{\pi.(0.6)^2}$$

**Application numérique:**

$$V_{m1} = 2,338 \text{ m/s}$$

$$(IV.6) \Leftrightarrow J_{L1} = \lambda_1 \frac{V_{m1}^2}{2g} \frac{L_1}{D_1}$$

$$(IV.7) \Leftrightarrow R_{e1} = \frac{\rho V_{m1} D_1}{\mu}$$

**Application numérique:**

$$R_{e1} = \frac{1030 \cdot 2,338 \cdot 0,6}{0,001}$$

$$R_{e1} = 1,4448 \cdot 10^6$$

$$\frac{k}{D_1} = \frac{0,029}{600}$$

$$\frac{k}{D_1} = 0,00004833$$

En utilisant le diagramme de Moody pour  $\left\{ \begin{array}{l} R_{e1} = 1,4448 \cdot 10^6 \\ \frac{k}{D_1} = 0,00004833 \end{array} \right.$  on obtient :

$$\lambda_1 = 0,0125$$

$$(IV.6) \Leftrightarrow J_{L1} = 0,0135 \frac{2,338^2}{2 \cdot 9,81} \frac{24}{0,6}$$

$$\Leftrightarrow J_{L1} = 0,139 \text{ m}$$

❖ **Calcul des pertes de charges singulières  $J_{s1}$  :**

Dans cette partie du réseau on a cinq singularités qui sont :

- Un changement de section brutale DN 350/600
- Un clapet anti retour

- Une Vanne papillon ouverte a 100%
- Coude 45°
- Un changement de section brutale DN 600/1400

$$\frac{V_1^2}{2g} = \frac{2,338^2}{2 \cdot 9,81} = 0,278$$

#### A) Élargissement :

$$\zeta_A = \left[ 1 - \left( \frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]^2 \quad (\text{IV.A})$$



Figure VI.A. Elargissement brusque

$V_1$  étant la vitesse moyenne dans la conduite de diamètre  $D_1$ , en mètres par seconde.

Avec :

$D_1$  : diamètre intérieur de la conduite avant élargissement, en mètres ;

$D_2$  : diamètre intérieur de la conduite après élargissement, en mètres.

#### Application numérique :

$$(\text{IV.A}) \Leftrightarrow \zeta_{A \ 350/600} = \left[ 1 - \left( \frac{350}{600} \right)^2 \right]^2 = 0,435$$

$$(\text{IV.9}) \Leftrightarrow J_{s1 \ A \ 350/600} = \zeta_{A \ 350/600} \cdot \frac{V_1^2}{2g} = 0,435 \cdot 0,278 = 0,1209 \text{ m}$$

$$(\text{IV.A}) \Leftrightarrow \zeta_{A \ 600/1400} = \left[ 1 - \left( \frac{600}{1400} \right)^2 \right]^2 = 0,666$$

$$J_{s1 \ A \ 600/1400} = 0,666 \cdot 0,278 = 0,185 \text{ m}$$

#### B) CLAPETS DE RETENUE :

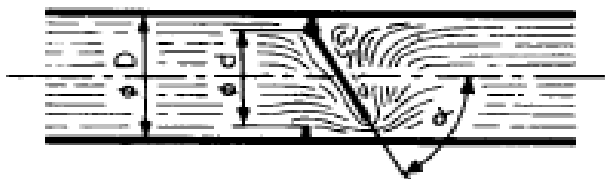


Figure VI.B. Clapet de non retour

Le tableau suivant donne des valeurs expérimentales moyennes de  $\zeta_B$ , en fonction de  $\alpha$  = angle formé par le clapet mobile et l'axe de la conduite, en degrés :

$\alpha$	20	30	40	50	60	70	75
$\zeta_B$	1,7	3,2	6,6	14	30	62	90

**Tableau IV.1.  $\zeta_B$  En fonction de  $\alpha$**

On a un angle de  $20^\circ \Rightarrow \zeta_B = 1,7$

$$(IV.9) \Leftrightarrow J_{S1B} = 1,7 \cdot 0,278 = 0,4726 \text{ m}$$

**C) Robinets a papillon :**



**Figure IV.C. Robinets à papillon**

Le tableau suivant donne des valeurs expérimentales moyennes de  $\zeta_C$ , en fonction de  $\alpha$  = angle formé par le papillon et l'axe de la conduite, en degrés.

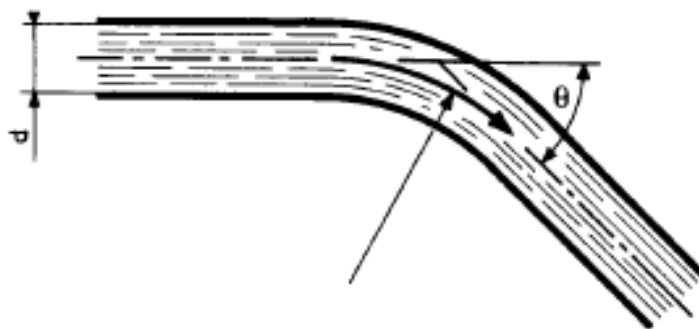
$\alpha$	5	10	15	20	30	40	45
$\zeta_C$	0,24	0,52	0,90	1,5	3,90	11	19

**Tableau IV.2.  $\zeta_C$  En fonction de  $\alpha$**

ON a:  $\alpha = 5^\circ \Rightarrow \zeta_C = 0,24$

$$(IV.9) \Leftrightarrow J_{S1C} = 0,24 \cdot 0,278 = 0,0667 \text{ m}$$

**D) Arrondi :**



**Figure VI.D. Arrondi**

D'après la formule de Weisbach, on a :

$$\zeta_D = \left[ 0,131 + 1,847 \left( \frac{D}{2r} \right)^{3,5} \right] \frac{\theta}{90} \quad (\text{IV.D})$$

On a :  $r = D$

$$(\text{IV.D}) \Leftrightarrow \zeta_D = [0,131 + 1,847] \frac{45}{90} = 0,147$$

$$(\text{IV.9}) \Leftrightarrow J_{S1D} = 0,147 \cdot 0,278 = 0,0408 \text{ m}$$

$$(\text{IV.8}) \Leftrightarrow J_S = J_{S A 350/600} + J_{S A 600/1400} + J_{S B} + J_{S C} + J_{S D 45^\circ}$$

**Application numérique :**

$$J_{S1} = 0,121 + 0,185 + 0,4726 + 0,0667 + 0,0408 = 0,8861 \text{ m}$$

$$(\text{IV.4}) \Leftrightarrow J_{(L+S)1} = 0,139 + 0,8861 = 1,0251 \text{ m}$$

2) entre l'entrée du collecteur et l'entrée du système de filtration :

❖ **Calcul des pertes de charge linéaires:**

$$(\text{IV.6}) \Leftrightarrow J_{L2} = \lambda_2 \frac{V_{m2}^2 L_2}{2g D_2}$$

$$(\text{IV.5}) \Leftrightarrow V_{m2} = \frac{4,2,644}{\pi \cdot (1,4)^2} = 1,718 \text{ m/s}$$

$$(\text{IV.7}) \Leftrightarrow R_{e2} = \frac{\rho V_{m2} D_2}{\mu}$$

**Application numérique:**

$$R_{e2} = \frac{1030 \cdot 1,718 \cdot 1,4}{0,001}$$

$$R_{e2} = 2,4773 \cdot 10^6$$

$$\frac{k}{D_2} = \frac{0,029}{1400}$$

$$\frac{k}{D_2} = 0,0000207$$

En utilisant le diagramme de Moody pour  $\left\{ \begin{array}{l} R_{e2} = 2,4773 \cdot 10^6 \\ \frac{k}{D_2} = 0,0000207 \end{array} \right.$  on obtient :

$$\lambda_2 = 0,011$$

$$(IV.6) \Leftrightarrow J_{L2} = 0,012 \frac{1,718^2}{2 \cdot 9,81} \frac{1,718}{1,4}$$

$$\Leftrightarrow J_{L2} = 0,0396 \text{ m}$$

❖ **Calcul des pertes de charge singulières  $J_{S2}$ :**

$$\frac{V_2^2}{2g} = \frac{1,718^2}{2 \cdot 9,81} = 0,150 \text{ m}$$

Dans cette partie du réseau on a trois singularités qui sont :

- Trois Coude 90° avec  $r=D$

$$(IV.D) \Leftrightarrow \zeta_{D90^\circ} = [0,131 + 1,847] \frac{90}{90} = 1,978$$

$$(IV.7) \Leftrightarrow J_{S D90^\circ} = 1,978 \cdot 0,150 = 0,296 \text{ m}$$

$$J_S = 3 \cdot 0,296 = 0,888$$

$$(IV.4) \Leftrightarrow J_{(L+s)2} = 0,0396 + 0,593 = 0,6326 \text{ m}$$

**IV.2.3. Courbes caractéristiques du réseau (Entre la sortie respective de la pompe et du système de filtration)  $H = f(q_v)$ :**

Pour tracer la courbe caractéristique du réseau il nous faut déterminer le coefficient de courbure  $\theta_i$  qui est en fonction de  $J_{(L+s)}$  et de  $q_v^2$

Notre réseau est divisé en trois parties comme on l'a vu auparavant, il nous faut donc trois coefficients de courbure.

$$J_{(L+s)} = \theta_i \cdot q_v^2 \quad (IV.10)$$

$$\theta_i = \frac{J_{(L+s)}}{q_v^2} \quad (IV.11)$$

$$(IV.11) \Leftrightarrow \theta_1 = \frac{J_{(L+s)1}}{q_{v1}^2} = \frac{1,0251}{0,661^2} = 2,346 \frac{\text{s}^2}{\text{m}^5}$$

$$\Leftrightarrow J_{(L+s)1} = 2,346 \frac{q_{v1}^2}{3600^2} \quad (q_v \text{ en m}^3/\text{h}) \quad (E.1)$$

$$(IV.11) \Leftrightarrow \theta_2 = \frac{J_{(L+s)2}}{q_{v2}^2} = \frac{0,6326}{2,644^2} = 0,2392 \frac{\text{s}^2}{\text{m}^5}$$

$$\Leftrightarrow J_{(L+s)2} = 0,2392 \frac{q_{v1}^2}{3600^2} \quad (q_v \text{ en m}^3/\text{h}) \quad (E.2)$$

Les pertes de charge au niveau des systèmes de filtration qui sont donnés par :

$$J_{f(L+s)} = 10,5 \text{ m}$$

$$(IV.11) \Leftrightarrow \theta_f = \frac{J_{(L+s)f}}{q_{vf}^2} = \frac{J_{(L+s)f}}{q_{v2}^2} = \frac{10,5}{2,644^2} = 1,50 \frac{\text{s}^2}{\text{m}^5}$$

$$\Leftrightarrow J_{(L+s)f} = 1,5 \frac{q_{v2}^2}{3600^2} \quad (q_v \text{ en m}^3/\text{h}) \quad (E. 3)$$

En variant  $q_v$  dans les équations (E.1, E.2, E.3) (par le biais de Microsoft Office Excel 2007) on obtient les résultats suivants :

**IV.3. Tableau de Pertes de charge dans la première partie (entre la sortie de la pompe et l'entrée du collecteur) pour une conduite (Courbe IV.a):**

$q_v (\text{m}^3/\text{h})$	0	250	500	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	2750	3000
$H_1 (\text{m})$	0	0,01	0,05	0,10	0,18	0,28	0,41	0,55	0,72	0,92	1,13	1,37	1,63

**Tableau IV.3.  $H_1 = f(q_v)$**

**IV. 4. Tableau de Pertes de charge dans la première partie (entre la sortie de la pompe et l'entrée du collecteur) pour quatre conduites (Courbe IV.b) :**

Les conduites sont placées en parallèle donc :

$$H_{\text{équivalent}} = H \quad \text{et} \quad q_v \text{ équivalent} = \sum q_v$$

$q_{v \text{ eq}} (\text{m}^3/\text{h})$	0	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000	12000
$H_{1 \text{ eq}} (\text{m})$	0	0,01	0,05	0,10	0,18	0,28	0,41	0,55	0,72	0,92	1,13	1,37	1,63

**Tableau IV.4.  $H_{\text{eq}} = f(q_{v \text{ eq}})$**

**IV.5. Tableau de pertes de charge dans la deuxième partie (entre l'entrée du collecteur et l'entrée du système de filtration) (Courbe IV.b):**

$q_v (\text{m}^3/\text{h})$	0	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000	12000
$H_2 (\text{m})$	0	0,02	0,07	0,17	0,30	0,46	0,66	0,90	1,18	1,50	1,85	2,23	2,66

**Tableau IV.5.  $H_1 = f(q_v)$**

**IV.6. Tableau de Pertes de charge des deux parties (aux sorties des pompes et l'entrée du système de filtration) (Courbe IV.b):**

Les quatre conduites en parallèle sont en série avec le collecteur donc :

$$H_{\text{équivalent}} = \sum H \quad \text{et} \quad q_{\text{équivalent}} = q_v$$

$q_{v \text{ eq2}}$ (m <sup>3</sup> /h)	0	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000	12000
$H_{\text{eq2}}$ (m)	0	0,03	0,12	0,27	0,48	0,74	1,07	1,46	1,91	2,41	2,98	3,60	4,29

**Tableau IV.6.  $H_{\text{eq2}} = f(q_{v \text{ eq2}})$**

**IV.7. Tableau des Pertes de charge dans le système de filtration (Courbe IV.c) :**

$q_{v \text{ eq2}}$ (m <sup>3</sup> /h)	0	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000	12000
$H_f$ (m)	0	0,12	0,46	1,04	1,85	2,89	4,17	5,67	7,41	9,38	11,57	14,00	16,67

**Tableau IV.7.  $H_f = f(q_{v \text{ eq2}})$**

**IV.8. Tableau de Pertes de charge des trois parties (entre les sorties des pompes et la sortie du système de filtration) (Courbe IV.c):**

Le système de filtration est en série avec le collecteur donc

$$H_{\text{équivalent}} = \sum H \quad \text{et} \quad q_{\text{équivalent}} = q_v$$

$4 \cdot q_v$ (m <sup>3</sup> /h)	0	100	200	300	400	500	600	700	800	9000	1000	1100	1200
$H_{\text{eq}}$ (m)	0	0,15	0,58	1,31	2,33	3,64	5,24	7,13	9,31	11,79	14,55	17,61	20,95

**Tableau IV.8.  $H_{\text{eq}} = f(q_{v \text{ eq}})$**

En plus des pertes de charge il ya la hauteur statique  $H_{\text{Sat}} = 7,2$  m et la pression de sortie du système de filtration qui doit être égale à 2,5 bar l'équivalent de 25 mce qui sont des charges supplémentaire pour la pompe on aura donc :

$H = H_{\text{eq}} + H_{\text{Sta}} + 25$  d'où le tableau suivant :



**VI.9 tableau de perte de charge du réseau (Courbe IV.2):**

$q_v$ ( $m^3/h$ )	0	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000	12000
H (m)	32,50	32,65	33,08	33,81	34,83	36,14	37,74	39,63	41,81	44,29	47,05	50,11	53,45

**Tableau IV.9.  $H=f(q_v)$**

Pour un débit de  $9520 m^3/h$  on a une hauteur  $H = 45,5 m$  d'où le choix de quatre pompes identiques SULZER avec une hauteur  $H 45,5 m$  a un débit de  $2380 m^3/h$

**IV.10.Courbe caractéristique de la pompe de captage d'eau de mer (Courbe IV.3):**

Est donnée par le constructeur SULZER comme suit:

$q_v$ ( $m^3/h$ )	0	250	500	750	1000	1250	1500	1750	2000	2250	2500	2750	3000
H (m)	60,00	59,00	58,10	56,95	55,75	54,44	53,00	51,30	49,30	47,00	44,44	41,66	38,48

**Tableau IV.10.  $H=f(q_v)$**

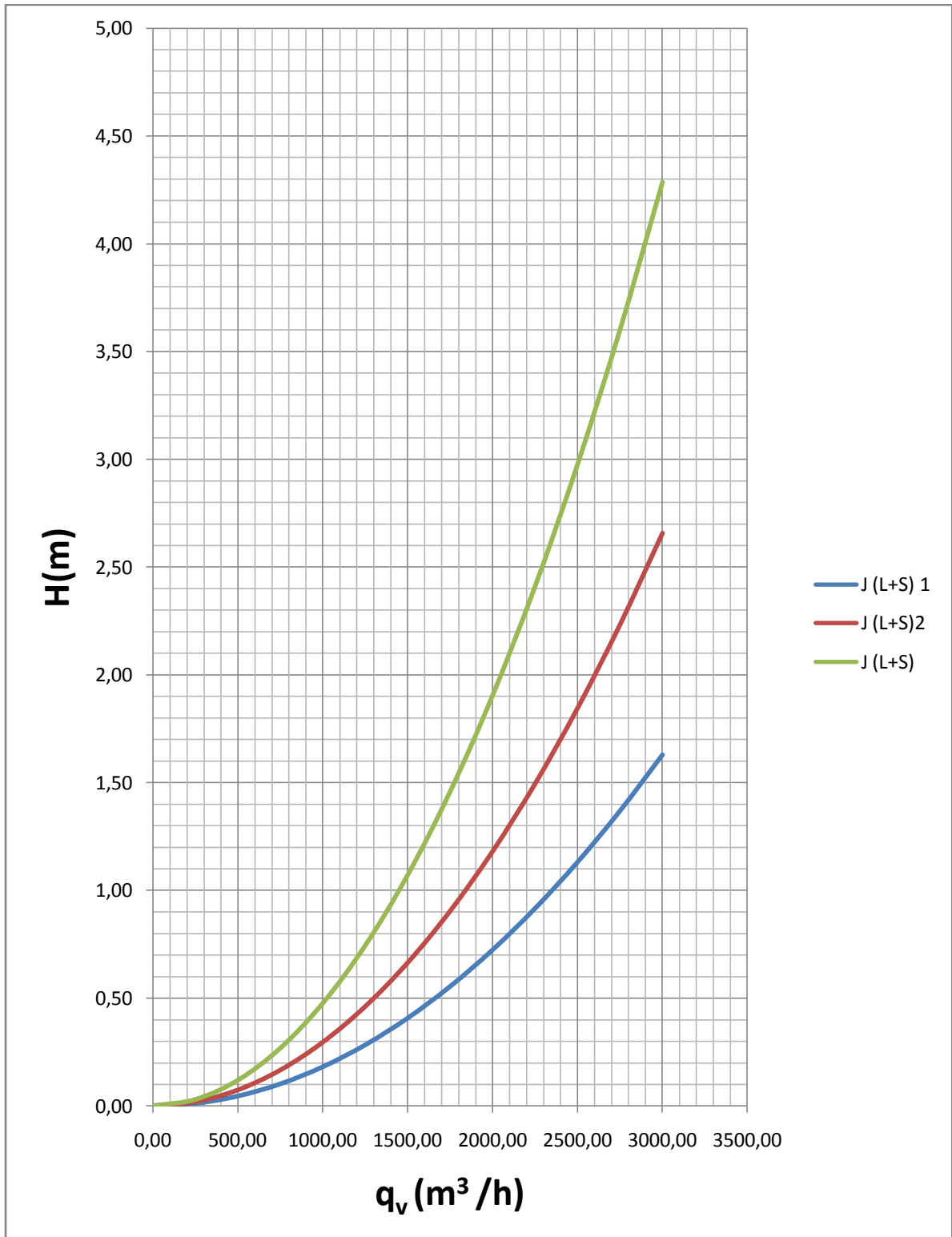
**IV.11. Courbe équivalente des caractéristiques des pompes de captage d'eau de mer (Courbe IV.4):**

$q_v$ ( $m^3/h$ )	0	1000	2000	3000	4000	5000	6000	7000	8000	9000	10000	11000	12000
H (m)	60	59	58,1	56,95	55,75	54,44	53	51,3	49,3	47,	44,44	41,66	38,48

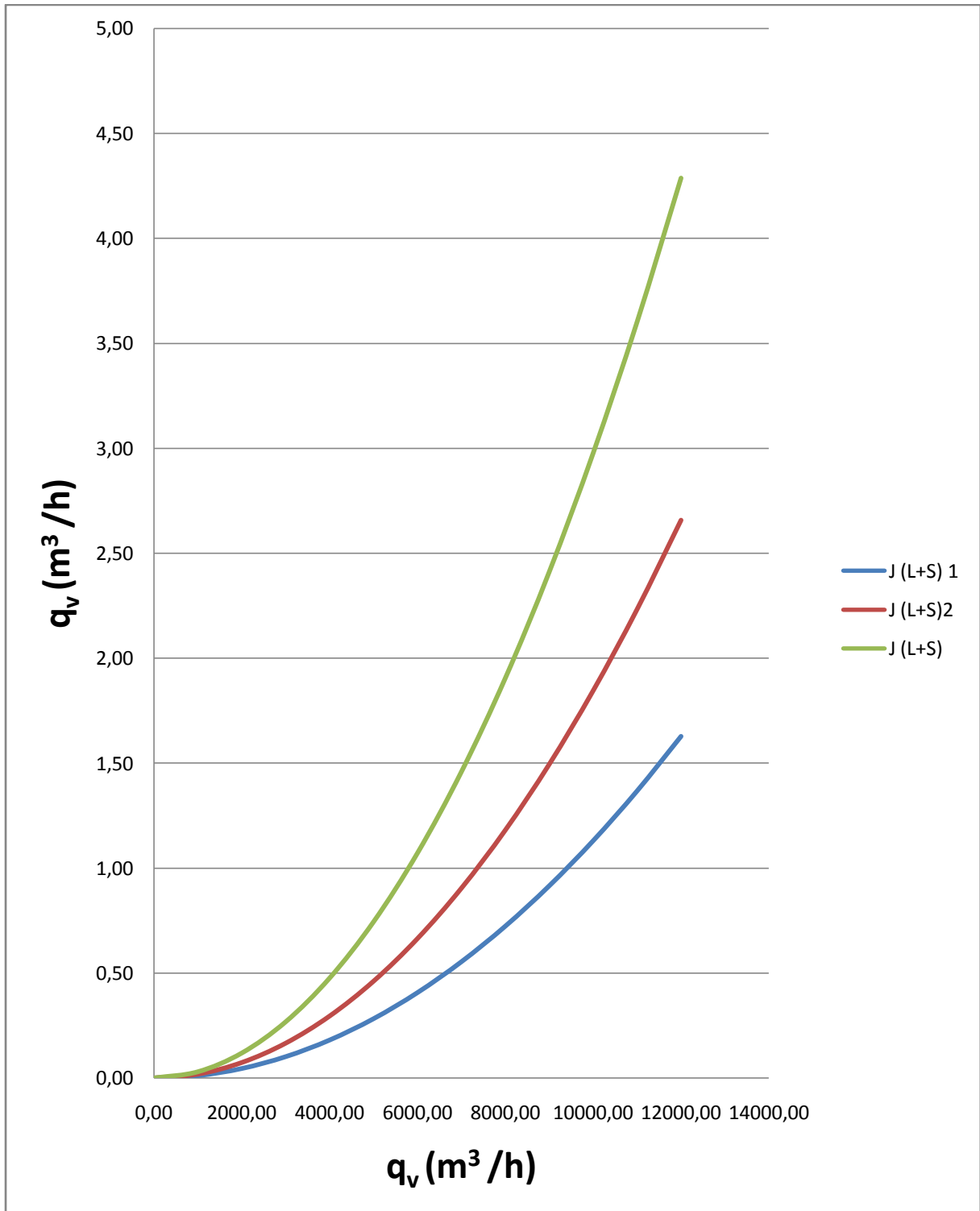
**Tableau IV.11.  $H=f(q_v)$**

**IV.12.Point de fonctionnement (Courbe IV.5):**

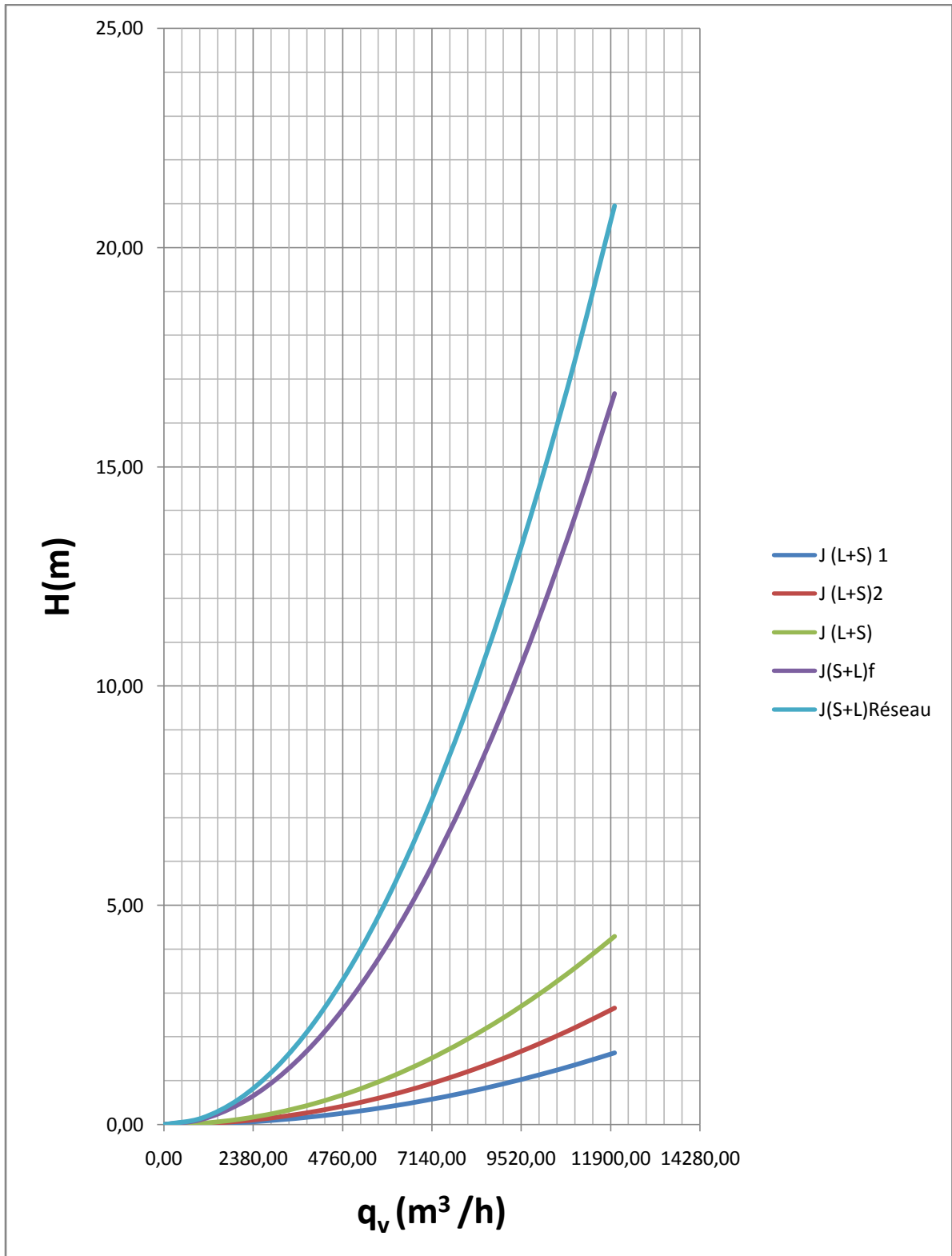
Le point de fonctionnement est déterminé graphiquement car c'est le point d'intersection entre la courbe des pompes et la courbe réseau.



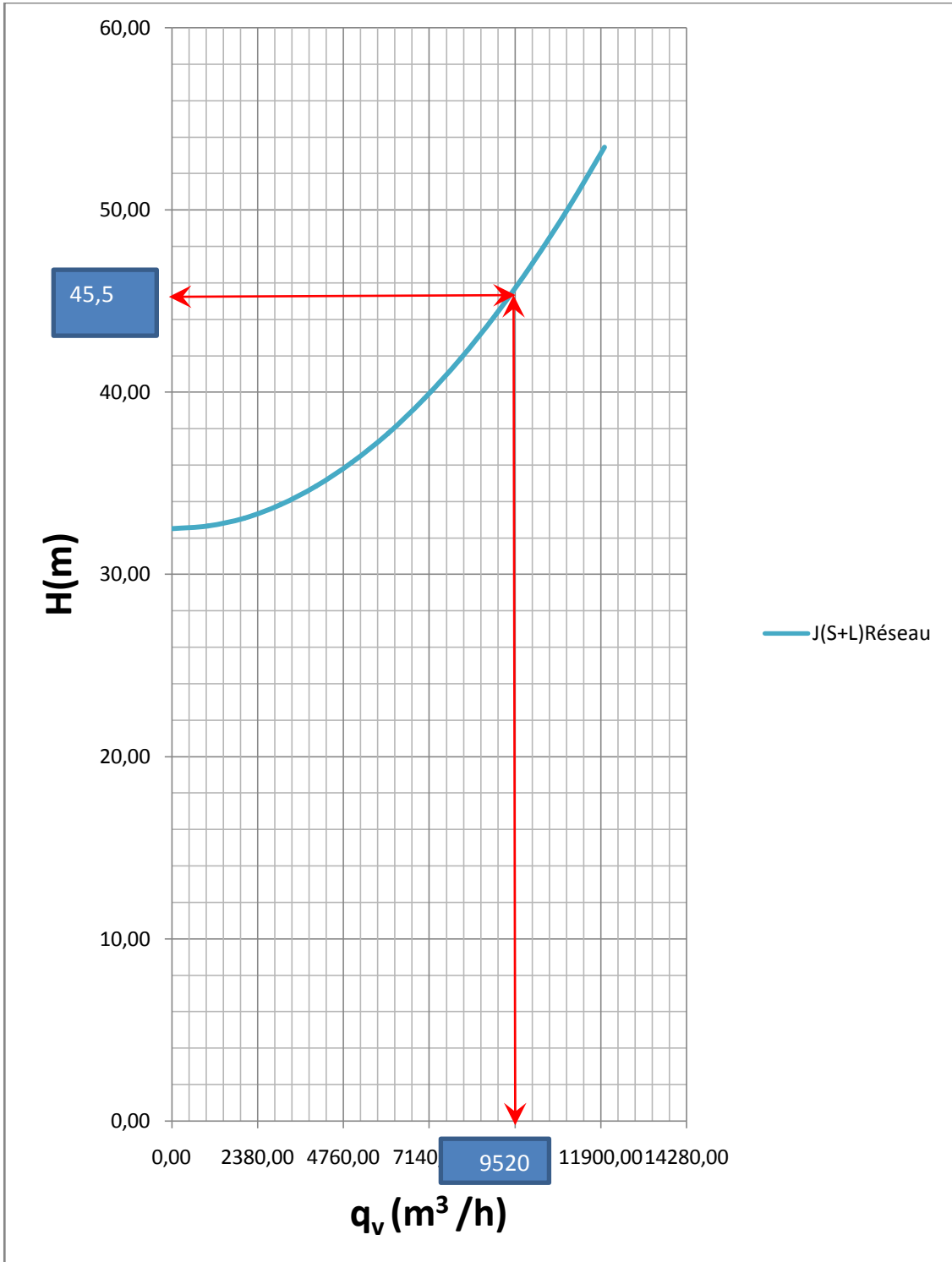
**Courbe IV.a. Courbe réseau entre la sortie d'une pompe et la sortie du collecteur**



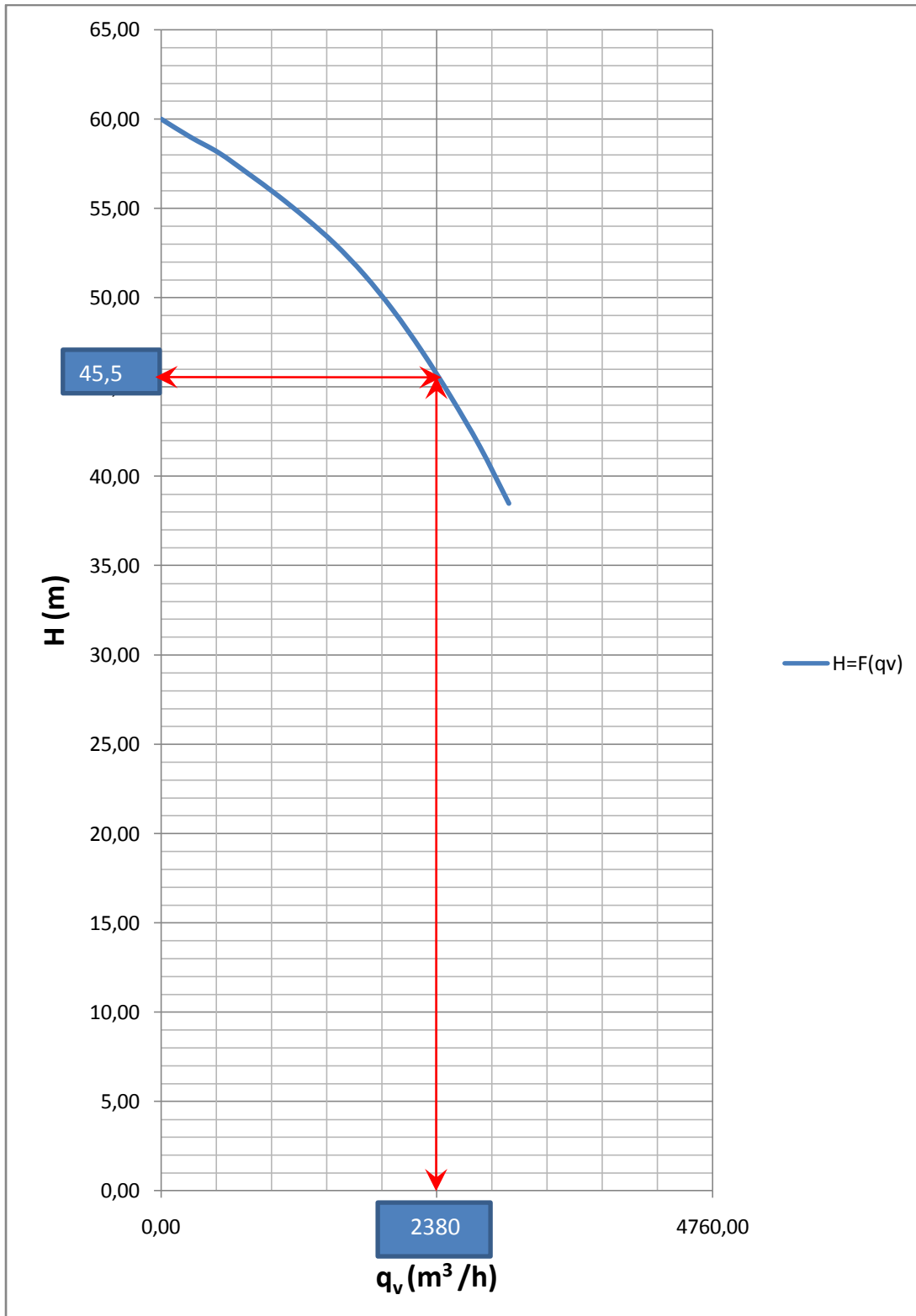
**Courbe IV.b. Courbe réseau entre les sorties des pompes et la sortie du collecteur**



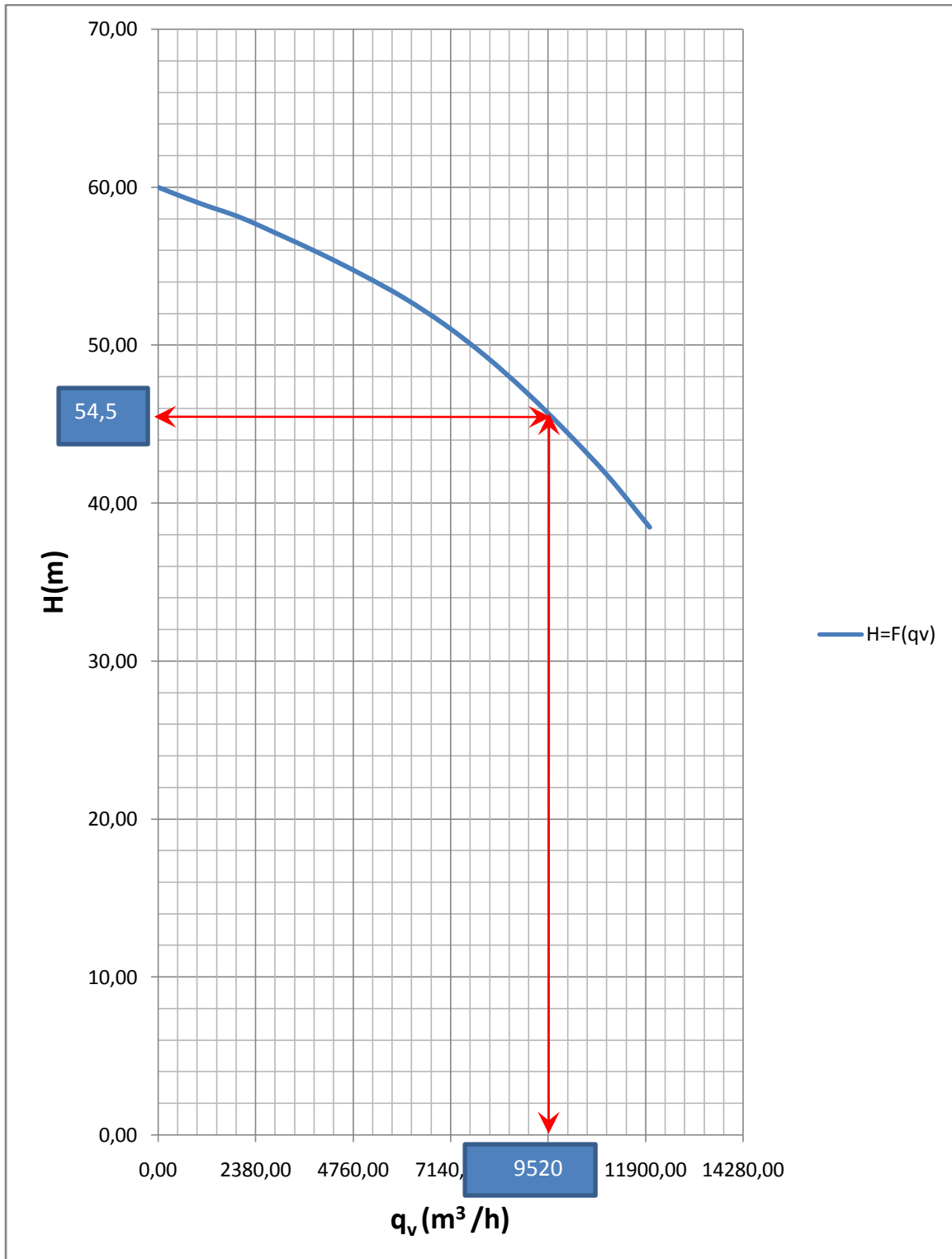
**Courbe IV.c. Courbe réseau des trois parties**



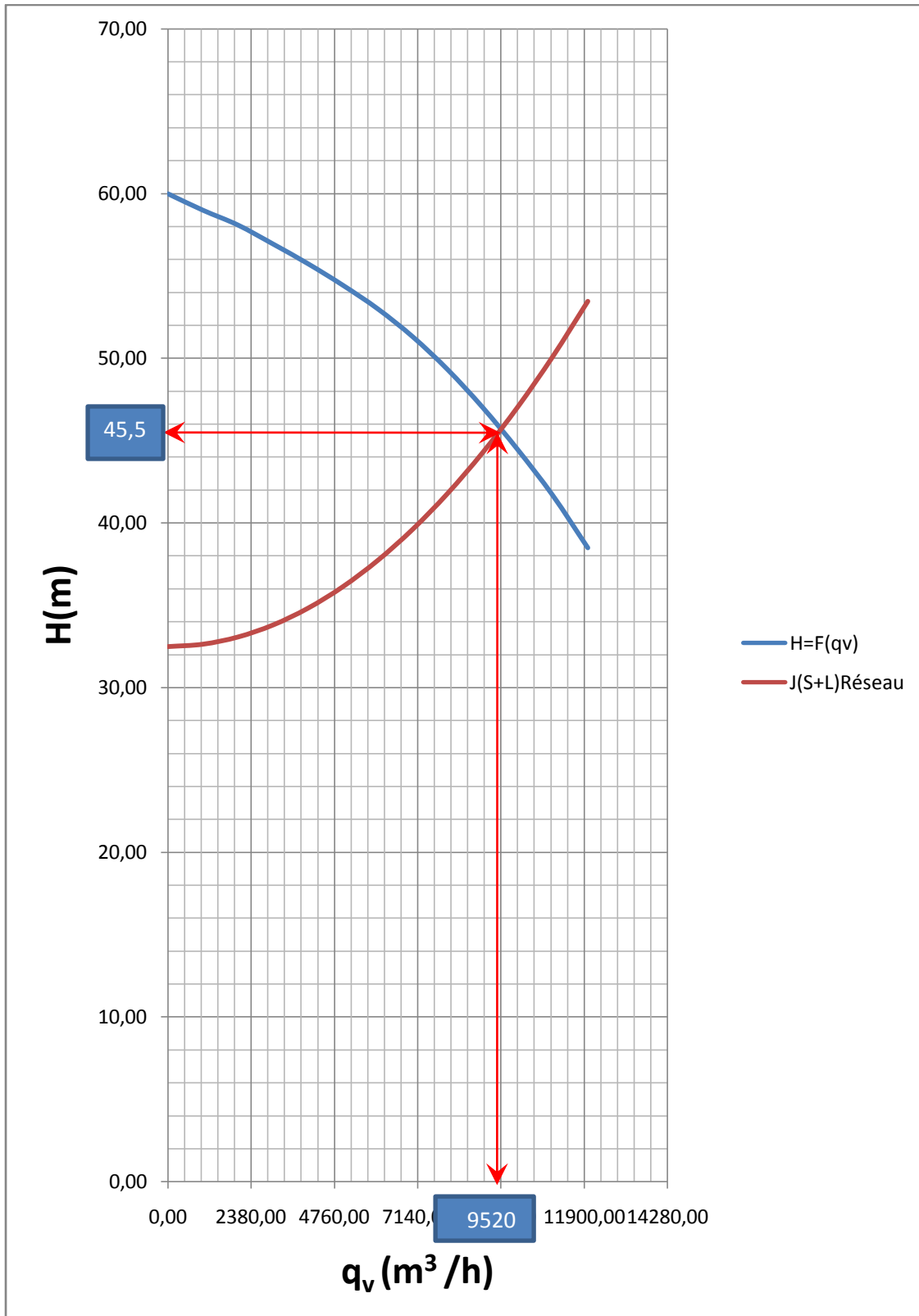
**Courbe IV.2. Courbe réseau**



**Courbe IV.3. Courbe Caractéristique de la pompe de captage d'eau de mer**



**Courbe IV.4. Courbe Caractéristique équivalente des pompes de captage d'eau de mer**



**Courbe IV.5. Point de fonctionnement**



Remarque : le système de captage de l'eau de mer et celui de la filtration du côté nord sont identiques à ceux du côté sud donc ils ont le même point de fonctionnement.

#### **IV.3. CONCLUSION :**

Les calculs nous ont permis de prendre connaissance des différents paramètres qui permettent de dimensionner l'ensemble du réseau hydraulique du captage de la station de dessalement d'eau de mer.

Les calculs de pertes de charges sur un point du réseau (sortie du système de filtration) m'ont permis de confirmer l'importance des pertes de charges dans le pré dimensionnement de tous les équipements de la station de pompage.

## Conclusion

Pour le prédimensionnement du réseau de conduites et de pompes d'une station de pompage d'eau brute préalable au dessalement et afin de produire un débit d'eau douce imposée par l'A.D.E (algérienne des eaux) il faut tout d'abord connaître le site sur lequel la station de pompage serait implantée ensuite il faut calculer le débit d'eau brute nécessaire pour la production de la quantité d'eau douce.

Ensuite il faut faire les calculs permettant de donner les dimensions des conduites capables de véhiculer le débit d'eau brute nécessaire et de calculer les pertes de charge du réseau de conduites et enfin choisir la ou les pompes qui conviennent au réseau de conduites.

Enfin le point de fonctionnement de la station de pompage a été déterminé et ce qui donne les conditions de bon fonctionnement de la station de pompage de dessalement d'eau de mer de Cheliff de Mostaganem.

### Référence bibliographique

- Emilion koller, transport et stockage des fluides dans l'industrie et technologie, DUNDO paris 2002 .
- Cours mécanique des fluides
- Manuel d'hydraulique générale 4emem édition J.VLEMBOIS ,1960
- Manuel de l'usine de dessalement d'eau de mer de Cheliff Mostaganem

### Référence webographique

- Cavitation dans les pompes centrifuges, ecole de skikda animateur : GHITI Nadjib Mars 2010
- EXP-MN-SM110-FR-RO - Les pompes, TOTAL, (02/04/2014)
- EXP\_PR\_EQ 070- FR-RO\_1-Pompes.pdf-Adobe Reader, (02/04/2014)
- EXP-MN-SM110-FR-RO-Pompes maintenance.pdf Adobe Reader (02/04/2014)
- J2700.Techniques de l'ingénieur - Dessalement de l'eau de mer
- Principes-Fondamentaux-de-latchnologie-des-pompes-pdf-Adobe reader
- Seminaire pompes centrifuges & garnitures mecaniques *Animé par : Mr Ahmed SAYAH & Mr Hakim YAHIAOUI ~ 2014 ~*