

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



UNIVERSITE DE M'SILA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE ELECTRIQUE

**MEMOIRE DE FIN D'ETUDES EN VUE DE L'OBTENTION DU
DIPLOME
D'INGENIEUR D'ETAT EN GENIE ELECTROTECHNIQUE**

OPTION: ELECTROMECHANIQUE

THEME

**L'influence Des Particules Solides Sur Les Performances
Des Pompes Centrifuges**

Proposé et dirigé par :

MR. GHEMARI ZINE

Présenté par :

HASBAIA Okba

BOUHOUITA Youcef

CHABIRA Mohamed Rida

Année Universitaire: 2010/2011



Remerciements

Nous remercions en premier lieu Dieu le tout puissant de nous avoir accordé la volonté et le courage pour réaliser notre mémoire.

Nous tenons à exprimer nos vifs remerciements à notre promoteur MR. ZINE GHEMARI de l'université de M'sila de nous avoir encadré durant notre projet de fin d'étude et nous conseillé tout au long de notre travail.

Nous remercions tout le personnel de la station de pompage de M'sila (SP3_M'sila), qui nous ont aidé, conseillé, éclairé notre travail tout au long de notre projet et qui nous ont considéré comme membre de leur famille.

Nous remercions également les membres du jury, qui ont eu l'amabilité d'examiner notre projet et d'évaluer son contenu.

Nous remercions aussi le chef de département de génie électrique MR.B.BENJAÏMA ainsi que tous les enseignants pour les connaissances qu'ils nous ont transmises.

Nous tenons à remercier tous les ingénieurs amis qui nous ont aidé et encouragé pour nous faciliter la tâche.

Merci à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la concrétisation de ce modeste travail

**MEMOIRE DE FIN D'ETUDES EN VUE DE L'OBTENTION DU
DIPLOME
D'INGENIEUR D'ETAT EN GENIE ELECTROTECHNIQUE
OPTION: ELECTROMECHANIQUE
Année universitaire : 2010/2011**

Proposé et dirigé par : MR. GHEMARI ZINE

Présenté par: HASBAIA Okba

BOUHOUTA Yousef

CHABIRA Mohamed Rida

Thème :

**L'influence Des Particules Solides Sur Les Performances
Des Pompes Centrifuges**

Résumé :

Dans ce travail on a essayé d'étudier l'influence des particules solides sur les caractéristiques des pompes centrifuges, qui a une grande importance dans les processus technologiques de transport par canalisation des divers produits, et de trouver une relation entre les caractéristiques de la pompe et la concentration du mélange. Mais dans l'absence d'un modèle mathématique décrivant l'écoulement du mélange dans une pompe centrifuge en fonction de la concentration on été mené a utiliser des résultats pratique pour simuler ces données et obtenir des courbes caractéristiques de la hauteur, la puissance et de rendement en fonction de débit et de la concentration du mélange.

Mots Clés: turbomachine, mélange, influence, particule solide, performance, les caractéristique, pompe, rhéologie.

Dédicaces

Je remercie DIEU tout puissant qui m'a donné le courage, la force et la volonté pour réaliser ce modeste travail.

Chaleureusement je dédie ce modeste travail :

A la lumière de ma vie, mes chers parents en témoignage pour leur amour et leur

sacrifice sans limites et je leurs souhaite la bonne santé et que Dieu me les garde.

A ma grand-mère, à mes braves et affectueux frères et sœurs.

Notre encadreur Mr GHEMARI Zine.

A toutes les familles: HASBAIA, BOUHOUITA et CHABIRA.

Mes amis et mes chers : Abdelrahman, attalah, massoeud, mefteh, Kamel, Abdelha, amar, lakhder, noureedine, mohamed, chouaib.

Toute l'équipe de SP3.

A tous mes amis et collègues de la promotion.

A toute personne qui me connaît de près ou de loin...

Okba

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail :

A ma très chère mère, pour ses sacrifices depuis qu'elle m'a mis au Monde, et qui n'a pas cessé de m'encourager, de me soutenir dans les Moments difficiles et qui a su m'entourer de toute son affection et son amour pour que je puisse réussir.

A mon père, qui m'a toujours soutenu et aidé à affronter les difficultés A ma tante Raihana que j'adore.

A ma très chère sœur Amani que je félicite pour son BEM

À mes frères Ameer, Bourhane Eddine, Ahmed, Amani

A mes oncles ainsi qu'à toute ma famille.

A mes binômes Okba et Mohamed ainsi qu'à toutes leurs familles

A toute l'équipe de la station SP3 chacun par son nom

A nos collègues ingénieurs : nadir, massoeud, nour eddin et

A tous mes amis en particulier : Mohamed, Mefteh, Nour Eddin,

Maroine, Ahmed, Mehmoud, Chouaib, Abdel Basset, Abdel

A tous les étudiants de génie électrique surtout la

promotion2010.

A tous ceux qui m'ont aidé, de près ou de loin.

YUCEF

DEDICACES

Je dédie ce modeste travail à :

A ma chère mère.

A mon cher père.

A mes chers frères et sœurs.

A la mémoire de mes grands parents.

A toute ma famille de près ou de loin.

A tous mes amis.

MOHAMED RIDA

SOMMAIRE

INTRODUCTION GENERALE	1
------------------------------------	---

CHAPITRE I: Station de pompage

I.1. Introduction	3
I.2. Station de pompage SP3_M'sila	3
I.2.1. Description générale de la station de pompage SP3 _ M'sila.....	3
I.2.2. Constitution de la station de pompage	3
I.2.3. Rôle de la station de pompage SP3 M'sila	6
I.2.4. Organisation administrative.....	7
I.3. Les différents modes de marches de la station	8
I.3.1. Relais tampon automatique (RTA).....	8
I.3.2. Relais direct sur pressé (RDS).....	8
I.3.3. Relais tampon normal (RTN).....	9
I.3.4. Relais direct normal (RDN).....	9
I.4. Conclusion	9

CHAPITRE II: turbomachine

II. Description turbomachine	10
II.1. Différentes familles de turbomachines	10
II.2. Variables de fonctionnement	11
II.2.1. Variables hydrauliques.....	11
II.2.2. Variables mécaniques.....	12
II.2.3. Variables de rendement.....	13
II.2.4. Variables de réglage interne.....	13
II.3. Turbines hydrauliques	13
II.3.1. Relations fonctionnelles caractéristiques.....	13
II.3.2. Représentation graphique.....	14
II.4. Principe de bases utilisées dans l'étude des turbomachines	14
II.4.1. Principe de conservation de la masse.....	14
II.4.2. Principe fondamental de la mécanique.....	15
II.4.3. Équations intrinsèques du mouvement d'un fluide parfait.....	15
II.5. Classification des turbomachines	17
II.5.1. Caractères distinctifs des turbomachines	17
II.6. les pompes hydrauliques	19
II.6.1. Relations fonctionnelles caractéristiques.....	19
II.6.2. Courbes caractéristiques.....	20

II.6.3. Différents types de pompes.....	21
II.6.4. Description d'une pompe centrifuge.....	26
II.6.5. Paramètres des pompes centrifuges.....	28
II.6.6. Ecoulement permanent dans un canal mobile.....	31
II.6.7. Courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge.....	35
II.7. Etude directe de la similitude de fonctionnement.....	36
II.7.1. Type et famille de turbomachines.....	36
II.7.2. Similitude de fonctionnement.....	37
II.7.3. Application à une pompe centrifuge.....	37
II.7.4. Coefficients de Râteau.....	38

CHAPITRE III: Rhéologie des mélanges

III.1. Rhéologie des mélanges liquides solides.....	45
III.1.1. Concentration.....	45
III.1.2 Notion de mouvement de cisaillement et viscosité.....	46
III.1.2.1 Définition.....	46
III.1.2.2 Contrainte de cisaillement.....	46
III.1.2.3 Déformation et vitesse de cisaillement.....	47
III.1.2.4 Equation d'état.....	49
III.1.3 Typologie de l'écoulement.....	49
III.1.3.1 Fluides à contrainte critique.....	50
III.1.3.2 Fluides sans contrainte critique.....	50
III.1.4 Facteurs influençant la rhéologie des mélanges.....	53
III.1.4.1 la teneur en matière solide.....	53
III.1.4.2 La température.....	53
III.2 L'agressivité.....	55
III.2.1 Mélange et propriétés d'écoulement.....	55
III.3. Dureté des solides transportés.....	57
III.4. Caractéristiques des mélanges et vitesse de chute.....	59
III.5. Pompes pour liquides chargés.....	61
III.5.1 Liquides chargés de particules solides.....	62
III.5.1.1. Caractères principaux.....	63
III.5.1.2. Évaluation de l'érosion par le calcul.....	64
III.5.2. Liquides présentant un risque d'obstruction.....	66
III.5.2.1. Obstruction par des corps solides.....	66
III.5.2.2. Pompes supportant un risque de colmatage.....	68
III.5.3. Pompes à effet vortex.....	68
III.5.3.1. Description.....	68
III.5.3.2. Domaine d'utilisation.....	69
III.5.3.3. Zone de vitesses spécifiques N_s	70
III.5.3.4. Courbes caractéristiques, rendement.....	70

III.5.3.5.Fonctionnement à petit débit.....	71
III.5.3.6.Applications.....	71

CHAPITRE IV: l'influence du mélange sur les caractéristiques des pompes centrifuge

IV. Introduction.....	72
IV.1.Schéma du stand et méthodologie des essais.....	72
IV.2.Traitement et analyse des résultats.....	76
IV.3. Programmation.....	77
IV.3.1. Position de problème.....	77
IV.3.2Objectif.....	77
IV.4. Résonnement.....	78
IV.4.1. Estimation par pondération.....	78
IV.4.2. Estimation par la méthode de la moyenne.....	85
IV.4.3. Comparaison des résultats.....	87
CONCLUSION GENERALE.....	91

BIBLIOGRAFIE

ANNEXE

Liste des figures

CHAPITRE I: Station de pompage

Figure. I.1 : Plan de la station SP3.....	3
Figure. I.2 : Groupe électropompe	4
Figure. I.3 : Bacs de stockage.....	6
Figure. I.4 : Organigramme de la station de pompage.....	7

CHAPITRE II: turbomachine

Figure. II.1 : Trajectoire d'une particule : z en fonction de x	15
Figure. II.2 : ligne de courant d'un fluide incompressible.....	16
Figure. II.3 : Ecoulement axial.....	18
Figure. II.4 : Ecoulement dans une machine centrifuge ou centripète.....	18
Figure. II.5 : Ecoulement dans les machines hélicentrifuges ou hélicentripètes.....	19
Figure. II.6 : Caractéristiques d'une pompe centrifuge multicellulaire à vitesse constante ($N = 3\ 000$ tr/min).....	20
Figure. II.7 : Caractéristiques de la pompe de la figure 1 à diverses vitesses de rotation.....	21
Figure. II.8 : construction d'une pompe centrifuge.....	23
Figure. II.9 : Diffuseur types de rotors.....	23
Figure. II.10 : différents type d'orientation du fluide.....	24
Figure. II.11 : pompes a volute et diffuseur circulaire.....	25
Figure. II.12 : Pompe centrifuge.....	26
Figure. II.13 : Machine multicellulaire centrifuge de compression à 5 étages.....	28
Figure. II.14 : Hauteur d'élévation.....	29
Figure. II.15 : Repères dans un canal mobile.....	32
Figure. II.16 : Représentation graphique des composantes de vitesses d'écoulement	34
Figure. II.17 : Trajectoire d'une particule dans une pompe centrifuge.....	34

Figure. II.18. Triangle des vitesses à la sortie de la roue.....	36
Figure. II.19 : Pompe centrifuge : triangle des vitesses et hauteur théorique.....	36
Figure. II.20 : Triangles des vitesses semblables de deux pompes du même type.....	37
Figure.II.21 : Coefficient de perte de charge dans les tubes.....	40

CHAPITRE I: Rhéologie des mélanges

Figure.III.1 : Forces agissant sur deux éléments de couches voisines.....	48
Figure. III.2 : Mouvement de cisaillement entre deux plans parallèles.....	49
Figure. III.3 : Courbes d'écoulement de fluides présentant une contrainte critique.....	52
Figure. III.4 : Courbes d'écoulement des principales catégories de fluides sans contrainte critique.....	52
Figure. III.5 : Influence de la concentration sur la viscosité du mélange.....	55
Figure. III.6 : Influence du diamètre des particules solides sur la viscosité du mélange.....	55
Figure. III.7 a : Changement des caractéristiques de la pompe 5p-8.....	59
Figure. III.7 b : Diminution du rendement de la pompe 5p-8.....	59
Figure. III.8 : dureté des solides et du matériau des pompes centrifuges.....	60
Figure. III.9a : Mélange homogène.....	61
Figure. III.9.b : Mélange pseudo homogène.....	61
Figure. III.9.c : Mélange hétérogène.....	61
Figure. III.10 : Pompe pour liquides chargés érosifs.....	65
Figure.III.11 : Roues à petit nombre d'ailes et larges sections de passage.....	68
Figure.III.12 : Roues ouvertes et semi-ouverte et pompe à roue semi-ouverte.....	68

Figure III. 13 : Pompe à effet vortex	70
Figure III.14 – Fonctionnement à très petit débit d'une pompe à effet vortex.....	71
 CHAPITRE IV: l'influence du mélange sur les caractéristiques des pompes centrifuge	
Figure IV.1 : Pompe centrifuge monocellulaire K-20-30.....	74
Figure IV.2 : Installation d'essai de la pompe K-20-30.....	76
Figure IV.3 .a : Dépendance $H=f(Q)$ de la pompe K-20-30 pour différentes densités du mélange.....	77
Figure IV.3 .b : Dépendances $N=f(Q)$ de la pompe K-20-30 pour différentes densités du mélange.....	77
Figure IV.3. c : Dépendances $\zeta = f(Q)$ de la pompe K-20-30 pour différentes densités du mélange.....	78
Figure IV.4. a : courbes pour différentes densités du mélange.....	79
Figure IV.4. b : courbes pour différentes densités du mélange.....	81
Figure IV.4. c : courbes pour différentes densités du mélange.....	83
Figure IV.5 : $H= f(Q)$ pour 1.5% du mélange.....	87
Figure IV.6 : $N= f(Q)$ pour 1.5% du mélange.....	87
Figure IV.7 : $\zeta = f(Q)$ Pour 1.5% du mélange.....	88
Figure IV.8.a : Coefficient de réduction de la hauteur.....	88
Figure IV.8.b : Coefficient correction de la puissance	89
Figure IV.8.c : Coefficient de réduction du rendement	89
Figure IV.9.a : $H=f(Q)$ a 5.5% du mélange obtenu par le programme.....	90
Figure IV.9.b : $N=f(Q)$ a 5.5% du mélange obtenu par le programme.....	90
Figure IV.9.c : $\eta =f(Q)$ a 5.5% du mélange obtenu par le programme.....	91

Liste des tableaux:

Tableau I.1: Caractéristiques d'un GEP.....5

Tableau I. 2: Caractéristiques de la pompe boostée.....5

CHAPITRE III: Rhéologie des mélanges

Tableau III.1 : Relations de base pour l'écoulement des mélanges.....47

Tableau III.2 : Viscosité de quelques liquides.....50

Tableau III.3 : Modèles rhéologiques décrivant l'écoulement de fluides à contraintes critiques (d'après Midoux, 1988).....51

Tableau III.4 : Lois rhéologiques de fluides ne présentant pas de contrainte critique (d'après Midoux, 1988)53

CHAPITRE III: l'influence du mélange sur les caractéristiques des pompes centrifuge

Tableau IV.1: Caractéristiques techniques de la pompe centrifuge K-20-30.....73

Tableau IV.2.a : la Hauteur $H=f(Q)$79

Tableau IV.2.b : base de données de la Hauteur $H=f(Q)$80

Tableau IV.3.a : la puissance $N=f(Q)$81

Tableau IV.3.b: Base de données de la puissance $N=f(Q)$82

Tableau IV.4.a : le rendement $\eta =f(Q)$84

Tableau IV.4.b : base de données du rendement $\eta =f(Q)$84

Liste des symboles et abréviations

P	Pression	[Pa]
ρ	Masse volumique	[kg/m ³]
g	Accélération	[m/s ²]
η	Rendement	[-]
η_g	Rendement global	[-]
V	Vitesse absolue	[m/s]
Z	Altitude, ou la hauteur correspondante	[m]
w	Vitesse angulaire	[rad/s]
Q	Débit de la pompe	[m ³ /h]
N	Puissance	[KW]
KH	Coefficient de réduction de la hauteur	[-]
K η	Coefficient de réduction du rendement	[-]
KN	Coefficient de correction de la puissance	[-]
g	Accélération de la pesanteur	[m/s ²]
T	Température	[°K]
H _r	Hauteur de refoulement de la pompe	[m]
H _a	Hauteur d'aspiration	[m]
W	Vitesse relative	[m/s]
η_h	Rendement hydraulique d'aubages	[-]
D	Diamètre de la roue	[m]
Re	Nombre de Reynolds	[-]
τ_u	Coefficient de puissance interne utile	[-]
τ	Contrainte de cisaillement	[N/m ²]
γ	Vitesse de cisaillement	[m/s]
d	Diamètre des particules	[m]
μ	Viscosité	[m ² /s]
N _s	Vitesses spécifiques	[m/s]
RTN:	Relais Tampon Normal.	

RTA : Relais Tampon Automatique.

RDN: Relais Direct Normal.

RDS : Relais Direct Sur pressé.

PK: Point Kilométrique.

GEP: Groupe électropompe.

SP3_M'sila: La station de pompage numéro 3 de M'sila .

d_n : diamètre nominal des particules solides en mètres.

β_c : coefficient de forme d'une particule.

S_{fi} : section efficace de fuite interne.

→

γ_w : Accélération relative.

→

γ_u : Accélération d'entraînement .

→

γ_c : Accélération de Coriolis.

ζ : coefficient de perte de charge déduit de l'expérience et fonction de deux.

INTRODUCTION GENERALE

Pendant longtemps, des quatre éléments de la nature, seuls l'air et l'eau furent mis à contribution comme sources d'énergie mécanique naturelle : ailes de moulins à vent, voiles des navires, roues hydrauliques furent les premiers appareils moteurs n'utilisant pas la force humaine ou animale.

La science de la thermodynamique a son origine dans les immortelles « Réflexions sur la puissance motrice du feu » de Carnot (1824) et dans les travaux de Clausius. Par suite, la théorie des moteurs thermiques qui en découle, et qui est à la fois le fruit de longs tâtonnements empiriques antérieurs et la source sport.

Les machines, qui font l'objet du présent volume du traité Génie mécanique des Techniques de l'Ingénieur, utilisées pour produire ces cycles moteurs, furent d'abord des machines alternatives à pistons. Leur création demandait, en effet, davantage d'ingéniosité que de connaissances physiques ou mathématiques.

Vers 1900, la mécanique des fluides avait fait suffisamment de progrès pour que les turbomachines apparaissent avec principalement les pompes et ventilateurs centrifuges, ainsi que les turbines à eau et à vapeur. Ces turbomachines se développèrent, notamment sous l'impulsion d'Auguste Râteau.

Il fallut attendre 1925 pour voir apparaître le premier compresseur axial, puis 1944 pour que les premiers turboréacteurs prennent le relais des moteurs à pistons d'aviation. Ces machines étaient encore lourdes et encombrantes. L'apparition des compresseurs transsoniques centrifuges (1960) puis axiaux (1970) ainsi que des turbines à aubes refroidies allait encore diviser par deux le poids de ces unités.

Les machines hydrauliques et thermiques occupent dans l'énergétique moderne un rôle essentiel. Dans la plupart des applications industrielles, on rencontre des turbomachines, des moteurs à combustion interne et souvent les deux en même temps.

Ces machines sont traversées par un fluide qui leur cède, ou communique, du travail, d'où la nécessité de maîtriser les principales propriétés des fluides pour comprendre le mécanisme physique des transferts d'énergie entre le fluide et les parties mobiles de ces machines.

L'évolution n'est pas terminée, et nous verrons encore des gains spectaculaires sur le poids, par l'introduction des matériaux en fibre de carbone, sur le volume par l'arrivée de compresseurs entièrement supersoniques, sur le rendement par un meilleur contrôle de la couche limite, sur le prix par une généralisation de la fonderie d'alliages à haute résistance.

Par ailleurs, les effets négatifs des machines et turbomachines (bruit, vibrations, pollutions) font l'objet de développements fort prometteurs.

Ces machines hydrauliques et thermiques couvrent une gamme de pression très étendue (du vide le plus poussé jusqu'à des centaines de bars) et une gamme de puissance allant du watt à des centaines de mégawatts ; certaines de ces machines peuvent être mises en concurrence dans diverses applications.

Les machines hydrauliques et thermiques sont, dans le monde entier, l'objet d'une évolution technologique considérable, par suite d'un développement de leurs applications dans divers domaines : technologie du vide, chimie, pétrochimie, cryogénie, transport de fluides, production d'énergie électrique, transports, etc.

Tout processus énergétique consiste à organiser des transferts de travail et de chaleur et à les réaliser dans des appareils appropriés.

Dans les machines volumétriques, cet échange d'énergie a lieu par déformations de capacités à l'intérieur desquelles le fluide est provisoirement prisonnier.

Les turbomachines (pompes, ventilateurs, compresseurs et turbines) qui manipulent des débits de fluide plus grands que les machines volumétriques, jouent dans ces conversions d'énergie un rôle important d'échangeur de travail entre le fluide et un organe mécanique dont la partie en mouvement est constituée d'un rotor muni d'ailettes.

Dans ce contexte ce mémoire est structuré en quatre chapitres dans les lignes directives sont donnés ci-après :

Le premier chapitre est consacré à la présentation de la société de station de pompage 3

Le deuxième chapitre présente la notion de la turbomachine et classification des turbomachines.

Le troisième chapitre est une étude de la rhéologie des mélanges.

Et finalement le quatrième chapitre est consacré les influences des particules solides sur les performances de la pompe centrifuge.

I.1. Introduction

SONATRACH la première entreprise du continent africain. Elle est classée 12ème parmi les compagnies pétrolières mondiales, 2ème exportateur de GNL et de GPL et 3ème exportateur de gaz naturel. Sa production globale (tous produits confondus) est de 230 millions de tep en 2006. Ses activités constituent environ 30% du PNB de l'Algérie.

Dans notre étude on a envisagé la station de pompage numéro 3 (SP3_M'sila) qui appartient à l'oléoduc OB1, reliant le départ de Haoud El Hamra au terminal Bejaia, ce fut le premier pipe-line utilisé en Algérie par la société étrangère française SOPEG, qui a été fondée le 12 Mars 1957.

I.2. Station de pompage SP3_M'sila

I.2.1. Description générale de la station de pompage SP3_M'sila

La station de Pompage numéro trois de la SONATRACH est située dans la zone industrielle du chef lieu de la willaya de M'sila, au PK 493 et à une altitude de 465 mètres, et se situe à 248 km de la capitale.

Les voies d'accès principales sont :

Route Nationale numéro 40 et 45.

Aérogare d'Alger, Bejaïa et Constantine.

Port d'Alger, de Bejaïa, de Djendjen (Jijel), et de Skikda.

I.2.2. Constitution de la station de pompage

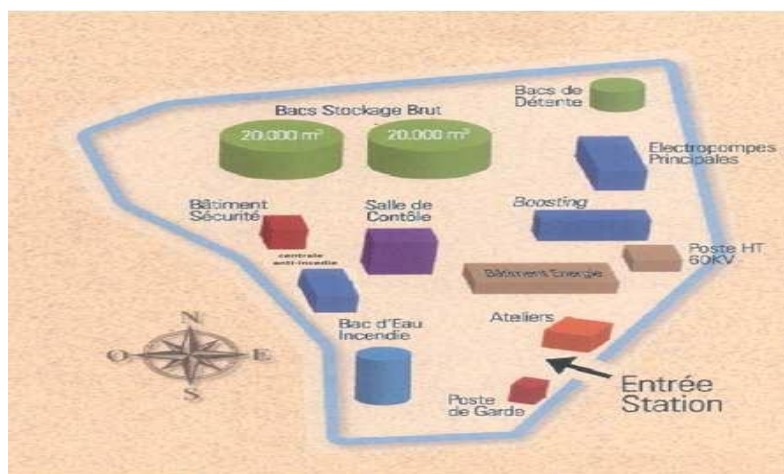


Figure I . 1: Plan de la station SP3

La station est composée de :

Cinq groupes électropompes alimentés en parallèle:



Figure I.2: Groupe électropompe.

Au point de vue physique la pompe transforme l'énergie mécanique issue de son moteur électrique à vitesse variable d'entraînement en énergie hydraulique.

La pompe objet de notre étude est une pompe centrifuge multicellulaire à joint axial, elle fournit au pétrole une énergie cinétique avant de la transformer en énergie de pression.

Son avantage est de pouvoir véhiculer des gros débits d'une manière régulière

Les caractéristiques des pompes centrifuges sont relatées dans le tableau ci-dessous

Tableau I.1: Caractéristiques d'un GEP.

Machine	Constructeur	Type	Caractéristiques
Moteur électrique	ASIRobicon	ET630 I2	P= 1600 Kw U= 3300 V In= 325 A Cos ϕ = 0.9 F= 59.7 Hz N= 3560 tr/min P2V= 712-3560 tr/min IP55 Démarrage par variateur de vitesse
Pompe centrifuge	GUINARD	DVMX6*8*11 5 étages	Q= 600 m ³ /h

Trois pompes boosters : qui sont entraînées par des moteurs électriques.

Tableau I. 2: Caractéristiques de la pompe boostée

Machine	Constructeur	Type	Caractéristiques
Moteur électrique	ASIRobicon	CADV355C4	P= 220 Kw In= 28.6 A Un= 5500 \pm 5% V F= 50 \pm 2% Hz N= 1486 tr/mn Cos ϕ =0.85 IP55 Démarrage direct
Pompe volumétrique	GUINARD	VLB*0 1150*25-3	Q= 1155 m ³ /h Pmax= 8 Kg/cm ²

Une ligne électrique haute tension 60 Kv.

Un bâtiment technique.

Un bâtiment de sécurité.

Des installations de sécurité, auxiliaires et utilités.

Deux bacs tampons de stockage de brut à toit flottant d'une capacité de 20000 m³



Figure I. 3: Bacs de stockage.

Un bac de détente d'une capacité de 2900 m³.

Un bac d'eau anti-incendie d'une capacité de 3000 m³.

I.2.3. Rôle de la station de pompage SP3 M'sila

La station de pompage SP3, assure la liaison du transport, du pétrole Brut et les colonnes de condensât, du centre de stockage de Haoud El Hamra (HEH) au terminal marin de Bejaia.

La station joue un rôle important pour l'oléoduc OB1, qui traverse un relief très accidenté au profil très varié, avec un changement de diamètre du pipe de 24 pouce à 22 pouce et en plus précisément au point kilométrique 533 du col de Selatna.

I.2.4. Organisation administrative

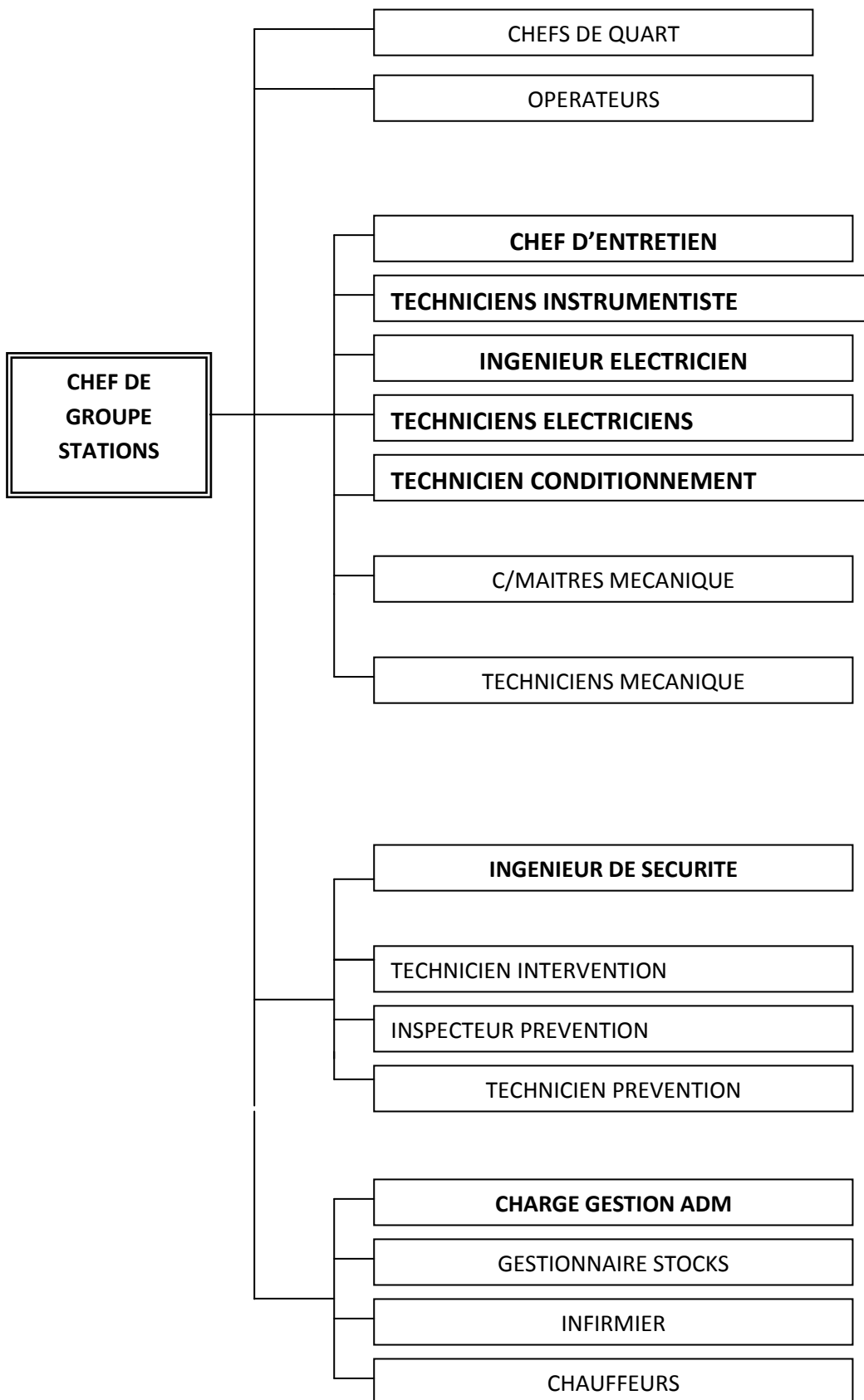


Figure I. 4: Organigramme de la station de pompage.

I.3. Les différents modes de marches de la station

I.3.1. Relais tampon automatique (RTA)

C'est la méthode de fonctionnement la plus employée. La station peut égaliser le débit entre l'entrée et la sortie utilisant l'effet tampon des réservoirs 3A1 et 3A2 par réglage de la PCV301.

Pour le susdit mode, la valeur réglée au PIC303 sera de 0 kg/cm^2 .

En cas de haute pression à l'entrée de la station (débit supérieur au débit à la sortie), la PCV301 envoie le débit en excès aux réservoirs. La PCV301 ne peut envoyer aux réservoirs plus de $495 \text{ m}^3/\text{h}$ (avec une pression à l'entrée de 4 kg/cm^2).

Dans le cas contraire (débit à la sortie supérieur au débit à l'entrée) la station prélève le débit nécessaire des réservoirs. Ça se vérifie lorsque la pression dans la conduite aspiration des pompes boosters devient inférieure à celle produite par la charge hydrostatique du pétrole dans les réservoirs ($0,8 \text{ kg/cm}^2$ avec un niveau dans le réservoir de 10 m).

I.3.2. Relais direct sur pressé (RDS)

Ce mode a lieu quand il y a passage du condensat par la station. Quinze minutes avant l'arrivée du condensat, l'opérateur égalise les débits entrée et sortie. Une fois l'arrivée du condensat est vérifiée (diminution du débit d'entrée), l'opérateur passe en mode RDS et le PIC302 devient en auto et entre dans la chaîne de régulation. L'opérateur augmente et diminue le point de consigne du PIC302 suivant la pression d'entrée station.

La valeur au PIC303 est établie à 5 kg/cm^2 .

L'unique cas pour lequel le condensat peut être envoyé dans les réservoirs est celui de haute pression entrée station (P supérieur à 5 kg/cm^2) à travers la PCV301.

L'entrée des réservoirs 3A1 et 3A2 sera raccordée au système, la sortie des réservoirs sera isolée. En sélectionnant la modalité RDS, après le RTA, le système fermera les MOV sur les sorties des réservoirs 3A1 et 3A2 (MOV322 et MOV320).

I.3.3. Relais tampon normal (RTN)

Cette modalité est employée au cas où la station est en arrêt mais la station en amont continue d'envoyer le pétrole.

Dans ce cas tout le débit à l'entrée de la station est acheminé vers les réservoirs 3A1 et 3A2, la MOV329 (by-pass de la PCV301) est ouverte pour écouler le débit, le niveau des réservoirs va monter.

I.3.4. Relais direct normal (RDN)

La station fonctionne sans boosters. Ce cas peut se présenter s'il y a défaillance des boosters par défaut mécanique ou électrique. On maintient alors une pression suffisante à l'entrée station par réduction du débit sortie ou par augmentation par la station en amont.

I.4. Conclusion

La station de pompage numéro 3 de M'sila (SP3_M'sila) est la principale sur la ligne reliant HEH à Bejaia vu le col de Selatena qui est à une hauteur très importante.

Ce chapitre décrit l'ensemble des fonctions qui sont représentées dans la station de pompage SP3_M'sila. Une telle description est nécessaire pour comprendre le fonctionnement de la station et par la suite pouvoir créer les sections du programme de gestion de cette station.

II. Description turbomachine :

II.1. Différentes familles de turbomachines

Une turbomachine est un ensemble mécanique dont le rôle est d'assurer un échange d'énergie entre un fluide en écoulement et un rotor animé d'un mouvement de rotation généralement uniforme autour de son axe.

On supposera, dans la suite, que l'écoulement est permanent.

Selon le sens de l'échange d'énergie, la turbomachine est dite :

- génératrice lorsqu'elle communique de l'énergie au fluide ;
- réceptrice lorsqu'elle en reçoit de celui-ci.

Puisqu'elle consomme ou recueille de l'énergie mécanique sur son arbre, elle doit être nécessairement accouplée à une autre machine jouant un rôle de :

- moteur dans le cas des turbomachines génératrices (moteur électrique, moteur Diesel, turbomachine réceptrice) ;
- machine entraînée dans le cas des turbomachines réceptrices (dynamo, alternateur, turbomachine génératrice).

Comme d'une manière générale un apport d'énergie au fluide s'accompagne d'une augmentation de sa pression et qu'inversement un emprunt d'énergie est associé à une diminution de pression, on parle indistinctement de turbomachine génératrice ou de compression et de turbomachine réceptrice ou de détente. [1]

Parmi les différentes familles de turbomachines, les hélices marines et aériennes, ainsi que les éoliennes, tiennent une place particulière du fait qu'elles empruntent et rejettent le fluide dans un même milieu illimité.

Les turbomachines de détente portent le nom de turbines, alors que celles de compression se subdivisent en :

- pompes, dans lesquelles le fluide en mouvement est liquide, et donc incompressible ;
- ventilateurs, dans lesquels le fluide gazeux se comporte de manière incompressible c'est-à-dire que sa variation de volume massique au cours de la traversée de la machine est négligeable ;
- les compresseurs et soufflantes dans lesquelles la compressibilité du fluide gazeux intervient.

Ces turbomachines sont largement utilisées pour réaliser des cycles thermodynamiques ; c'est le cas des compresseurs axiaux et des turbines axiales accouplés dans les réacteurs aéronautiques ou les turbines à gaz industrielles (qui portent un nom ambigu, puisqu'elles comprennent au sens strict des termes, un compresseur et une turbine). C'est le cas également des centrales thermiques qui comportent une pompe à eau et une turbine à vapeur. [2]

II.2. Variables de fonctionnement

Les caractéristiques de fonctionnement d'une turbomachine traduisent les relations fonctionnelles existant entre les différentes variables qui définissent ce fonctionnement. Pour une machine donnée véhiculant un fluide incompressible de masse volumique ρ , ces variables sont de diverses catégories.

II.2.1. Variables hydrauliques

Ce sont celles qui caractérisent l'écoulement liquide et qui, pour l'utilisateur d'une turbomachine, sont principalement les suivantes.

- Travail ou énergie massique utile (pour une pompe) ou disponible (pour une turbine), désigné par τ

Avec p pression exercée

$$\tau \equiv \int_e^s \frac{dp}{\rho} + \Delta_e^s \frac{v^2}{2} + g \Delta_e^s z \quad (\text{II.1})$$

Avec p pression exercée Δ_e^s

Variation entre entrée et sortie

v vitesse absolue (m/s)

g accélération due à la pesanteur (m^2/s)

z altitude, ou la hauteur correspondante (m)

$$H_m \equiv \frac{\tau}{g} \quad (\text{II.2})$$

Ce travail (ou hauteur manométrique) est évalué ici entre la bride d'entrée e et la bride de sortie s de la machine.

La hauteur du fluide H_m , pour une turbine hydraulique, est égale à la hauteur de chute disponible diminuée des pertes de charge dans les conduites extérieures à la machine.

De même pour une pompe, la hauteur de fluide se manifeste sous forme d'une hauteur d'élévation après soustraction des pertes hydrauliques externes à la machine.

Cette matérialisation de la hauteur de fluide en une dénivellation n'a d'intérêt que pour un fluide incompressible possédant le plus souvent une masse volumique élevée, et pour lequel une modification d'altitude se traduit par une variation sensible d'énergie.

- Travail sur l'arbre τ_a entre l'entrée 1 et la sortie 2 du rotor.

$$\tau_a \equiv \int_1^2 \frac{d\rho}{\rho} + \Delta_1^2 \frac{V_2}{2} + \Delta_1^2 f_r \quad (\text{II.3})$$

En hydraulique, l'habitude a été prise de rapporter le travail à l'unité de poids plutôt qu'à l'unité de masse et de définir la hauteur sur l'arbre H_a :

$$H_a = \frac{\tau_a}{g} \quad (\text{II.4})$$

II.2.2. Variables mécaniques

Ce sont celles qui définissent les exigences vis-à-vis du moteur entraînant la machine génératrice (ou les qualités du générateur entraîné par la machine réceptrice), et parmi lesquelles on peut citer en particulier les suivantes.

- Vitesse angulaire ω de rotation de l'arbre de la turbomachine. Si N est la vitesse de rotation en tr/min, on a :

$$\omega = 2\pi N / 60 \quad (\text{II.5})$$

- Puissance externe P (en négligeant les fuites externes de seconde espèce, supprimées pratiquement dans les machines hydrauliques par l'emploi de garnitures mécaniques à frottement) :

$$P = (q_{ms} + f_{int}) \tau_a + P_{f,d} + P_m = q_{mr} \tau_a + P_{f,d} + P_m \quad (\text{II.6})$$

Avec

q_{ms} débit-masse utile

f_{int} débit-masse des fuites internes

q_{mr} débit-masse traité par la roue

$P_{f,d}$ puissance de frottements de disques

P_m puissance des pertes mécaniques.

- Puissance interne P :

$$P_u = q_{ms} \tau_a = \rho q_v g H_a \quad (\text{II.7})$$

- Couple externe C égal à P / ω .

II.2.3. Variables de rendement

Ce sont celles qui combinent des variables hydrauliques et mécaniques, comme par exemple les suivantes.

- Rendement global η_g

$\eta_g = \rho q_v g H_m / P$ pour une machine génératrice ;

$\eta_g = P / \rho q_v g H_m$ pour une machine réceptrice.

- Rendement interne η_i pour une machine génératrice en négligeant les fuites externe :

$$\eta_i = \frac{q_{ms}}{(q_{ms} + f_{int})\tau + P_{fd}} = \frac{q_{ms} \tau}{\rho_i} \quad (\text{II.8})$$

que l'on peut encore écrire en passant en débit-volume :

$$\eta_i = \frac{\rho q_v \tau}{\rho q_{vr} \tau_a + \rho_{fd}} = \frac{\rho q_v \tau}{\rho_i} \quad (\text{II.9})$$

- Rendement hydraulique d'aubages η_h , déduit du rendement interne η_i précédent en occultant les fuites et les pertes par frottements de disques, pour une machine génératrice :

$$\eta_h = \frac{\tau}{\tau_a} = \frac{H_m}{H_a} \quad (\text{II.10})$$

II.2.4. Variables de réglage interne

Elles sont particulières aux turbines hydrauliques et, dans le cas le plus général, sont les suivantes :

- la section de passage du distributeur, que l'on caractérise, par exemple, par le degré d'ouverture x , égal au rapport de cette section à la section maximale réalisable ;
- l'angle de calage des aubages rotoriques désigné par i .

II.3. Turbines hydrauliques

II.3.1. Relations fonctionnelles caractéristiques

Considérons une turbine hydraulique fonctionnant entre un plan d'eau amont et un plan d'eau aval. Dans le cas le plus général, le fonctionnement de la machine dépend de quatre variables indépendantes :

- une variable hydraulique, par exemple l'énergie massique disponible τ (ou la hauteur H_m), liée à la différence des niveaux géométriques des plans amont et aval ;
- une variable mécanique, par exemple la vitesse angulaire ω ;
- le degré d'ouverture x du distributeur ;

- l'angle de calage i des aubages rotoriques.

Le débit-volume q_v , la puissance externe P , le couple externe C et le rendement global η_g sont alors fonction de ces quatre variables. La connaissance de deux de ces fonctions définit complètement les propriétés de la turbine. [3]

On utilisera, par exemple :

$$q_v = f_1(\tau, \omega, x, i) ; P = f_2(\tau, \omega, x, i) \quad (\text{II.11})$$

ou

$$q_v = f_1(\tau, \omega, x, i) ; \eta_g = f_3(\tau, \omega, x, i) \quad (\text{II.12})$$

II.3.2.Représentation graphique

Vu le nombre de variables indépendantes dont dépend le fonctionnement d'une turbine hydraulique, une représentation plane de l'ensemble des caractéristiques de fonctionnement de cette machine est difficile. Plutôt que d'établir des représentations paramétriques partielles, on préfère en référer aux propriétés de similitude, où on peut donner des représentations graphiques.

II.4.Principe de bases utilisées dans l'étude des turbomachines

On rappelle brièvement ici les principes fondamentaux de mécanique, de mécanique des fluides et de thermodynamique nécessaires pour l'étude des machines transformatrices d'énergie véhiculant des fluides. Essentiellement à rappeler les notions utiles dans le cas des écoulements permanents, hypothèse de limites dans son application aux turbomachines.

- Principe de conservation de la masse ;
- Principe fondamental de la mécanique ;
- premier principe de la thermodynamique ;
- second principe de la thermodynamique ;

Ces quatre principes de base et le théorème de l'énergie cinétique ainsi que les équations de bases constituent les outils principaux permettant l'étude des turbomachines hydrauliques et thermiques.

II.4.1.Principe de conservation de la masse

Dans un écoulement unidimensionnel pour lequel la répartition des vitesses est uniforme dans chaque section, on montre que l'application du principe de conservation de la masse conduit à l'équation de continuité qui dans le cas particulier d'un écoulement permanent s'écrit :

$$\rho S v = \text{Cte} = q_m \quad (\text{II.13})$$

Avec q_m débit volume (exprimé en m^3/s).

II.4.2. Principe fondamental de la mécanique

Du principe fondamental de la mécanique, nous utiliserons essentiellement dans les turbomachines hydrauliques et thermiques :

- les équations de mouvement d'un fluide réel, déduites des équations des fluides parfaits ;
- le théorème des quantités de mouvement ;
- le théorème du moment des quantités de mouvement, qui est la relation fondamentale pour les turbomachines, et qui fera l'objet de développements spécifiques.

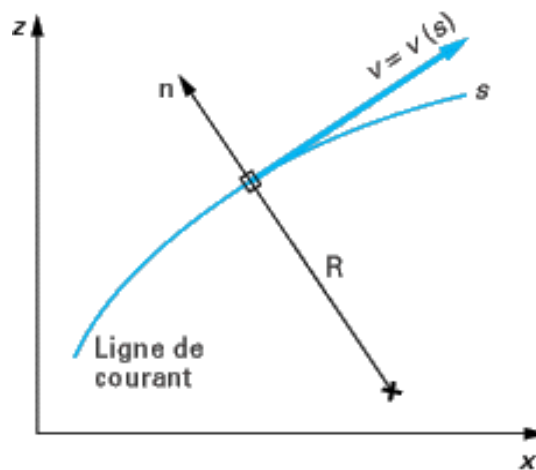


Figure II.1 : Trajectoire d'une particule : z en fonction de x . [3]

II.4.3. Équations intrinsèques du mouvement d'un fluide parfait

En suivant une particule de masse m sur une ligne de courant figure (II.1) et en lui appliquant le principe fondamental de la mécanique, dans le cas d'un fluide parfait dénué de viscosité, l'expression du principe fondamental de la mécanique se réduit à :

$$\sum \vec{F}_{surface} + \sum \vec{F}_{volume} = m \vec{\gamma} \quad (\text{II.14})$$

$F_{surface}$ Force appliquée sur la surface

$F_{svolume}$ Force de volume

$\gamma \rightarrow$ Accélération absolue.

Pour simplifier, on considère l'écoulement dans le plan z, x .

On écrit les équations de mouvement selon les axes s et n liés à la particule.

Selon n , on trouverait l'équation transversale de mouvement :

$$\frac{1}{\rho} \frac{\delta p}{\delta n} + g \frac{dz}{dn} = \frac{v_2}{R} \tag{II.15}$$

Avec R rayon de courbure

P pressions, que l'on pourra encore écrire, en l'absence de forces de volume (écoulement horizontal) ou en les négligeant :

$$\frac{1}{\rho} \frac{\delta p}{\delta R} = \frac{v_2}{R} \tag{II.16}$$

L'équation longitudinale de mouvement s'écrit, le long d'une ligne de courant (selon s) :

$$\frac{dp}{\rho} + v dv + g dz = 0 \tag{II.17}$$

En intégrant entre deux points 1 et 2 situés sur la ligne de courant, il vient pour un fluide incompressible :

$$\frac{p_2 - p_1}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) = 0 \tag{II.18}$$

En intégrant entre deux points 1 et 2 situés sur la ligne de courant, il vient pour un fluide compressible :

$$\int_1^2 \frac{dp}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) = 0 \tag{II.19}$$

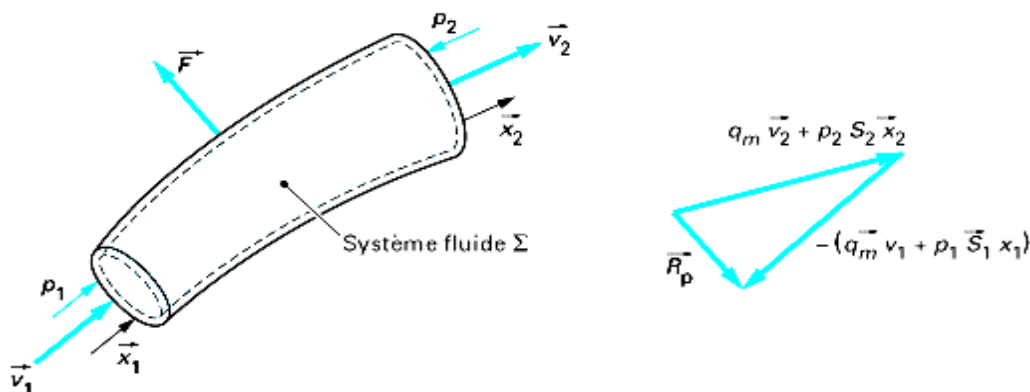


Figure II.2 : ligne de courant d'un fluide incompressible. [3]

Une difficulté introduite par la compressibilité du fluide apparaît puisqu'il faut connaître la loi :

$$P = f(\rho) \quad (\text{II.20})$$

Reliant la pression p et la masse volumique ρ pour intégrer l'équation longitudinale. Or, les études sur les gaz ont montré que la masse volumique est une fonction de la pression, mais aussi de la température T :

$$\rho = g(p, T) \quad (\text{II.21})$$

Il y a donc lieu de faire intervenir, pour l'étude des fluides compressibles, les éléments liés à la température, comme les quantités de chaleur ; donc d'utiliser les deux principes de thermodynamique.

L'utilisation des fluides compressibles nécessite généralement l'emploi des quatre principes de base.

L'étude des fluides dits incompressibles ($\rho = \text{cst}$) permettant l'intégration directe des équations de mouvement, n'a donc pas a priori à tenir compte des principes de thermodynamique.

II.5. Classification des turbomachines

II.5.1. Caractères distinctifs des turbomachines

Il est possible d'identifier et de classer les turbomachines à partir des caractères qui viennent d'être dégagés et de quelques autres :

- a-** le sens de l'échange d'énergie : machines génératrices (ou de compression), réceptrices (ou de détente) ;
- b-** l'état du fluide : liquide ou gazeux ; (le comportement compressible ou incompressible de ce fluide) ;
- c-** le nombre d'étages : machines mono ou multicellulaires ;
- d-** le trajet du fluide par rapport à l'axe, qui conduit à distinguer :

d.1. Les machines axiales

Des machines axiales pour lesquelles les filets de courant sont situés sur des surfaces de révolution qui sont très sensiblement des cylindres figure (II.3).

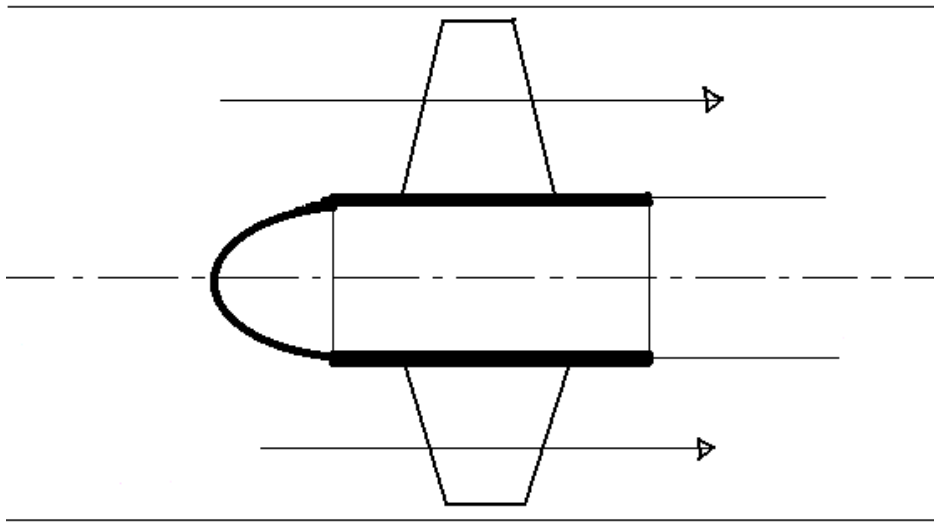


Figure II.3 : Ecoulement axial. [3]

d.2. les machines centrifuges ou centripètes

Les filets de courant sont contenus dans des plans perpendiculaires à l'axe figure (II.4).

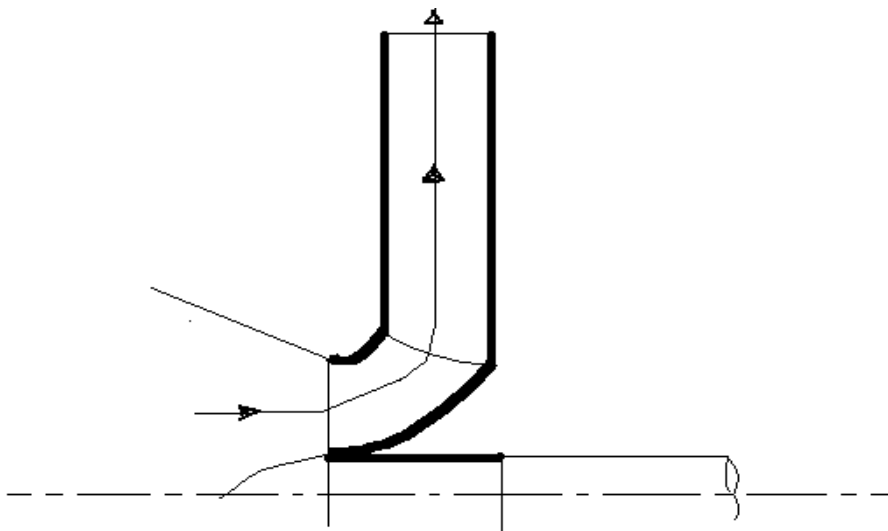


Figure II.4 : Ecoulement dans une machine centrifuge ou centripète. [3]

d.3.les machines hélicentrifuges ou hélicocentrifètes

Moins nombreuses en pratique, mais qui correspondent au cas général où la veine de fluide est contenue entre deux surfaces de révolution quelconques ;

- (ou hélicocentrifètes) dont les filets sont situés sur des surfaces de révolution dont la méridienne est inclinée sur l'axe figure (II.5).

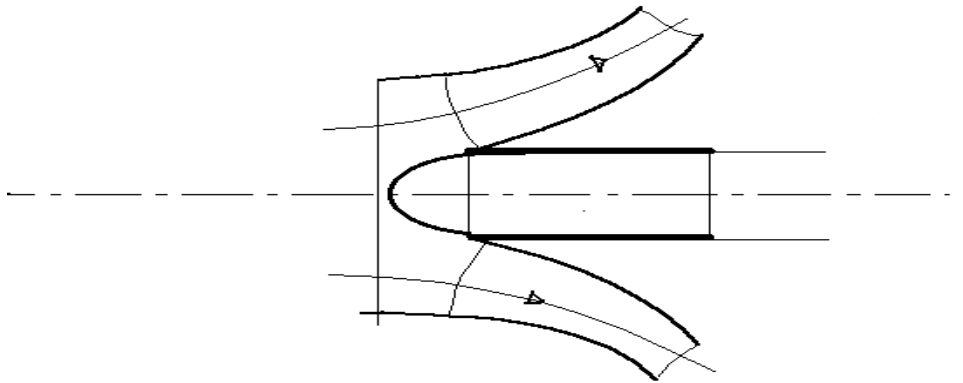


Figure II.5 : Ecoulement dans les machines hélicocentrifuges ou hélicocentrifètes.[3]

e- nature de l'énergie échangée par le fluide dans le rotor. Comme l'énergie échangée avec le fluide transite entièrement par le rotor, elle se distribue à la traversée des canaux mobiles, entre une variation d'énergie piézométrique et une autre d'énergie cinétique. On appelle degré de réaction le rapport exprimé en pour-cent de cette variation d'énergie piézométrique dans le rotor à l'énergie totale échangée dans l'étage. Lorsque le degré de réaction est nul et que les canaux mobiles ne sont donc le siège que d'une variation d'énergie cinétique, la cellule est dite à action ; dans le cas contraire, plus général, elle est dite à réaction ;

f- le degré d'injection : injection totale ou partielle

II.6.les pompes hydrauliques

On appelle pompes une machine hydraulique capable d'élever la pression d'un fluide, autrement dit, de lui communiquer de l'énergie.

II.6.1. Relations fonctionnelles caractéristiques

Considérons une pompe, dont la roue a rayon extérieur r , fonctionnant sur un circuit donné avec un fluide de masse volumique ρ . Parmi toutes les variables de fonctionnement citées avant, il n'y a que deux variables indépendantes :

- une variable hydraulique correspondant à une action sur le circuit. On peut, par exemple, fixer le débit par un vannage ;
- une variable mécanique résultant d'une action sur le moteur d'entraînement. On peut, par exemple, fixer la vitesse de rotation.

On choisit donc généralement comme variables indépendantes :

le débit volume q_v ;

- la vitesse angulaire ω ;

Toutes les autres variables seront alors fonction de q_v et ω , et les relations fonctionnelles caractéristiques sont les suivantes :

$$\tau \text{ (ou } H_m) = f_1(q_v, \omega) ; P = f_2(q_v, \omega) ; C = f_3(q_v, \omega) ; \eta_g = f_4(q_v, \omega)$$

II.6.2. Courbes caractéristiques

Pour une vitesse angulaire ω donnée, on obtient les courbes caractéristiques de la turbomachine. Les courbes, à régime de rotation constant :

$$\tau \text{ (ou } H_m) = f_1(q_v) ; P = f_2(q_v) ; C = f_3(q_v) \text{ et } \eta_g = f_4(q_v)$$

Sont respectivement appelées caractéristique énergétique (ou manométrique) caractéristique de puissance, caractéristique de couple et caractéristique de rendement. Les plus utilisées sont les caractéristiques énergétiques et de rendement. On trouvera un exemple à la figure (II.6)

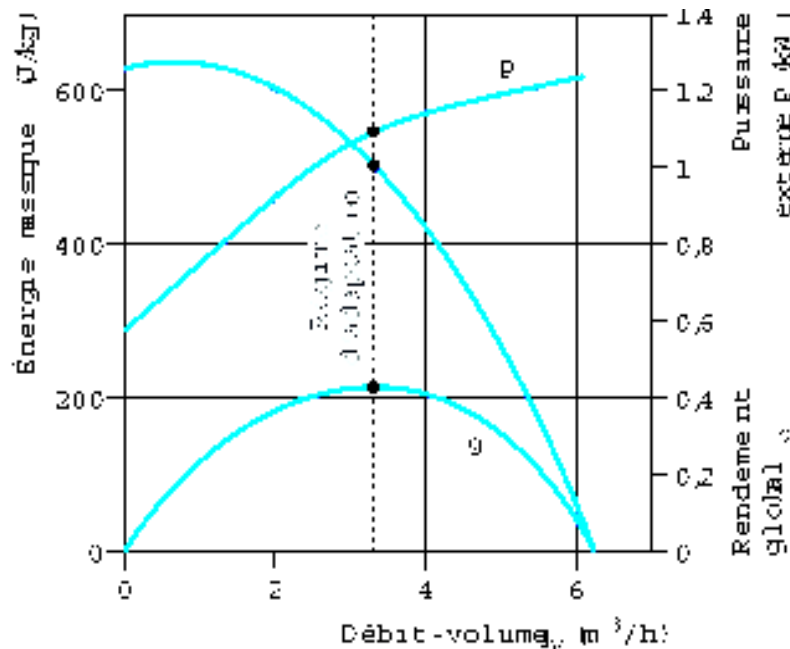


Figure II.6 : Caractéristiques d'une pompe centrifuge multicellulaire à vitesse constante

($N = 3\,000$ tr/min). [3]

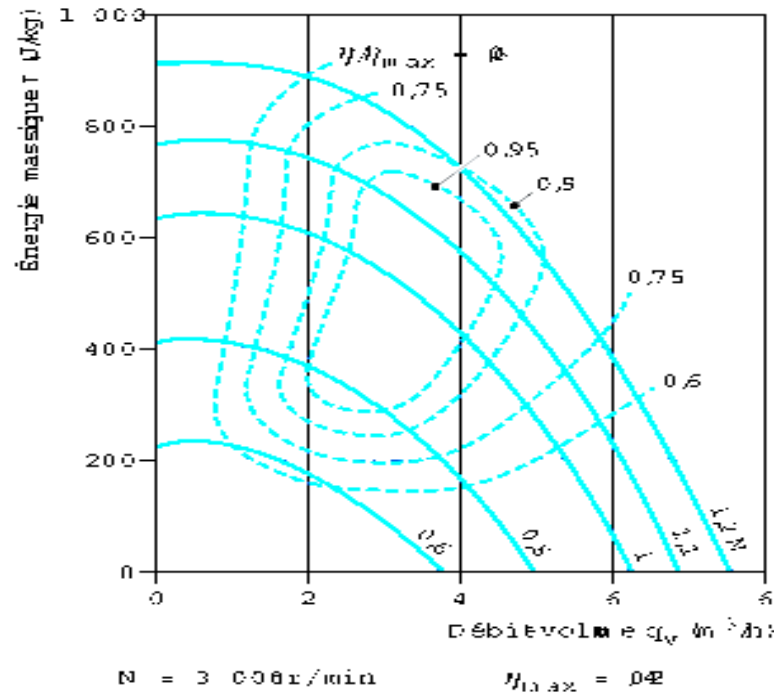


Figure II.7 : Caractéristiques de la pompe de la figure 1 à diverses vitesses de rotation. [3]

Pour toute une série de valeurs différentes de la vitesse angulaire ω figure (II.7), les propriétés d'une pompe peuvent être représentées en traçant dans le même plan les caractéristiques énergétiques relatives à ces valeurs et en joignant sur ces courbes les points d'égal rendement. On obtient ainsi un double réseau. [4]

II.6.3. Différents types de pompes

Les pompes véhiculant des liquides se divisent en deux catégories principales :

- * les pompes centrifuges : le mouvement du liquide résulte de l'accroissement d'énergie qui lui est communiqué par la force centrifuge
- * les pompes volumétriques : l'écoulement résulte de la variation d'une capacité occupée par le liquide.

A/ pompes volumétrique

Principe de fonctionnement et généralités

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 généralement :

- les pompes volumétriques rotatives
- les pompes volumétriques alternatives

B/ Les pompes centrifuges

Petit aperçu :

1/ Principe de fonctionnement

Une pompe centrifuge se compose figure (II.8) :

➤ un distributeur, sorte de tubulure profilée qui, comme son nom l'indique, sert à conduire l'eau avec une vitesse et une direction convenable dans l'axe de la pompe ou <ouïe>, ou <oeillard> de la roue.

Le distributeur est généralement constitué par un cône convergent qui permet de réaliser une meilleure disposition des filets liquides en améliorant le parallélisme et l'égalité de vitesses. Il est précédé, à l'amont, par la canalisation d'aspiration ;

➤ d'une roue, ou turbine, rotor, ou mobile, constitué par un moyeu porté par un arbre et muni d'aubes tournant à l'intérieur de la de deux coquilles formant le corps *pompe*. Les aubes peuvent être fixées sur un ou deux côtés à des disques ; on distingue ainsi des rotors ouverts, demi-ouverts ou fermés figure (II.9)

➤ un collecteur de section croissante, en forme de spirale appelée volute : la théorie du fonctionnement des pompes centrifuges montre qu'entre l'entrée et la sortie de la roue, l'énergie mécanique totale de la veine fluide est augmentée. Cette augmentation provient :

- d'une part d'un accroissement de l'énergie pression (ou l'énergie potentielle).
- D'autre part d'un accroissement de l'énergie cinétique

Cette dernière est transformée en énergie pression par un ralentissement progressif qui est obtenu dans une pièce placée à l'extérieur de la roue et qui, suivant le cas, peut être :

- a- un diffuseur lisse ;
- b- un diffuseur à ailettes ;
- c- un colimaçon ou volute.

Dans tous les cas, cette pièce se termine par un cône divergent qui contribue encore à ralentir la vitesse du fluide et, à récupérer sous forme de pression l'énergie cinétique correspondante. En définitive, dans le type de pompe le plus courant, l'eau entre par le centre de la roue et sort à la périphérie, décrivant une trajectoire centrifuge d'où le nom donné à ces machines. En fait ce nom est mal choisi car, il existe des pompes de même type dont le fonctionnement obéit aux mêmes lois et dans lesquelles la trajectoire générale des filets liquides tend à devenir parallèle à l'axe et, à la limite, correspond effectivement à une hélice (cas des pompes-hélices). Par ailleurs, la force centrifuge ne joue aucun rôle dans le fonctionnement de ces machines. [5]

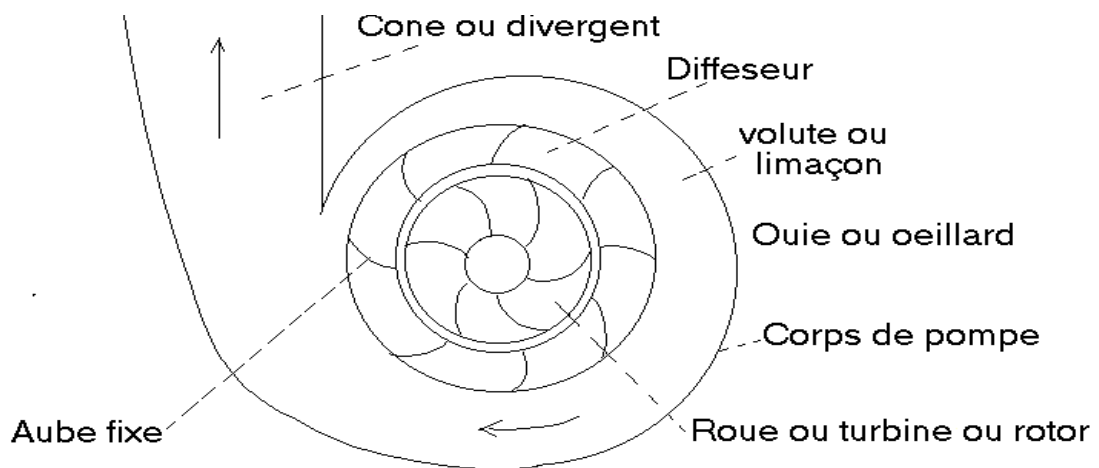


Figure II.8 : construction d'une pompe centrifuge. [6]

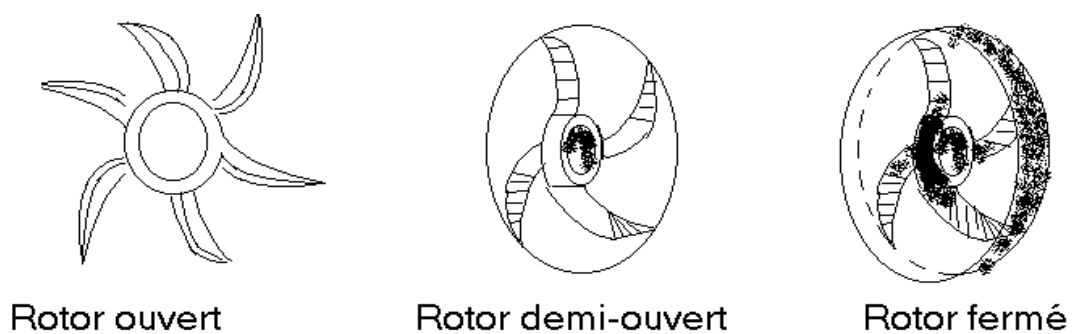


Figure II.9 : Diffuseur types de rotors. [6]

Le liquide arrive dans l'axe de l'appareil par le distributeur et la force centrifuge le projette vers l'extérieur de la turbine. Il acquiert une grande énergie cinétique qui se transforme en énergie de pression dans le collecteur où la section est croissante.

L'utilisation d'un diffuseur (roue à aubes fixe) à la périphérie de la roue mobile permet une diminution de la perte d'énergie.

Dans les pompes centrifuges l'augmentation de pression résulte du recours à la force centrifuge imprimée au fluide par une roue ou propulseur qui se meut à l'intérieur d'un corps de la pompe, qui oriente le fluide, de l'entrée à la sortie .

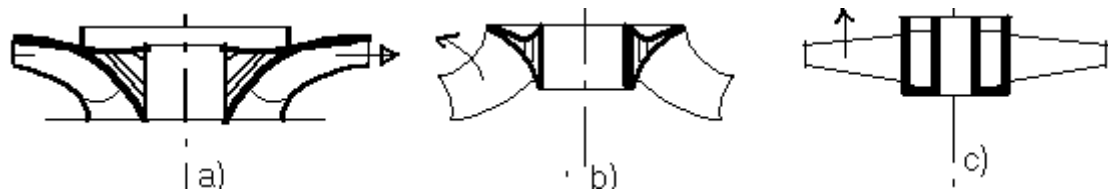


Figure II.10 : différents type d'orientation du fluide. [6]

Quant à la forme de la roue, il existe essentiellement trois types de pompes :

1.les pompes centrifuges proprement dites : (ou à écoulement radiale)

Dans ces pompes, la pression est développée principalement par l'action de la force centrifuge, le liquide entre axialement par le centre et sort radialement par la périphérie ;Si l'entrée se fait par un seul coté, on dit que ces pompes sont à simple aspiration figure(II.10.a) ; Si l'entrée se fait par les deux cotés, on dit qu'elles sont à double aspiration. Ce type de pompe s'adapte principalement aux grandes hauteurs d'élévation. [4,7]

2.pompes à écoulement semi-axial :

La pression est développée en partie par la force centrifuge et en partie par l'action d'aspiration des aubes sur le liquide. Le liquide arrive axialement et sort dans une direction intermédiaire entre la direction axiale et la direction radiale figure(II.10.b). ce type de pompe est spécialement indiqué pour des hauteurs d'élévation moyennes.

3.pompes à écoulement axial :

La pression est développée surtout par l'action d'aspiration. Le débit arrive axialement et sort presque axialement. Ce type de pompe s'adapte bien aux faibles hauteurs d'élévation.

- Quant à la forme du corps de pompe, il existe essentiellement les types de pompes suivants :

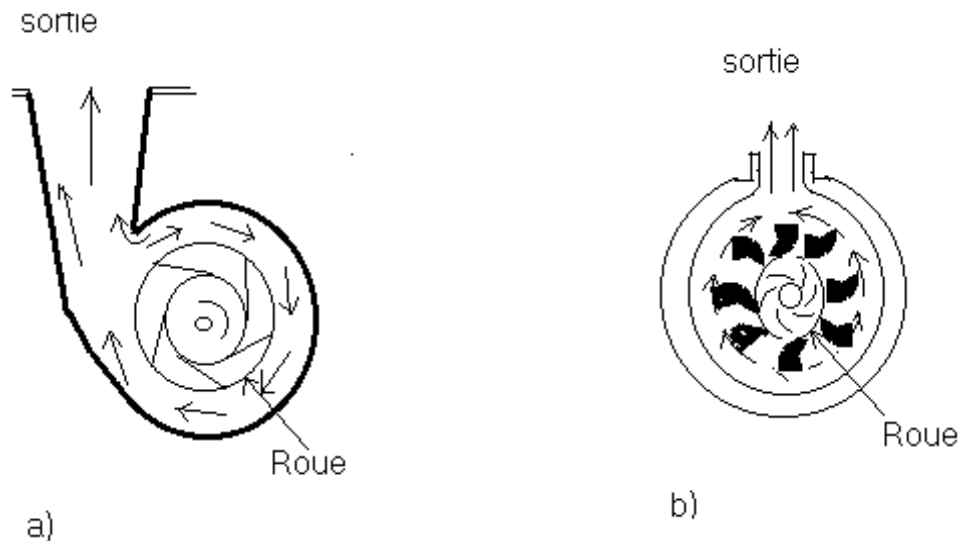


Figure II.11 : pompes à volute et diffuseur circulaire. [6]

a/ pompes à volute ou colimaçon : corps de pompe dessiné à maintenir les vitesses égales autour de la roue et à réduire la vitesse de l'eau dans le passage à la section de sortie figure(II.11.a).

b/ A diffuseur circulaire ou du type turbine : corps de pompe a section constante et concentrique a la roue, qui dans ce cas est entourée d'aubes fixes qui dirigent l'écoulement et réduisent la vitesse de l'eau, transformant l'énergie cinétique en énergie potentielle de pression figure(II.11.b).

II.6.4. Description d'une pompe centrifuge

Cette pompe est représentée sur la figure(II.12), La turbomachine est définie entre les brides d'entrée B_1 et de sortie B_2 .

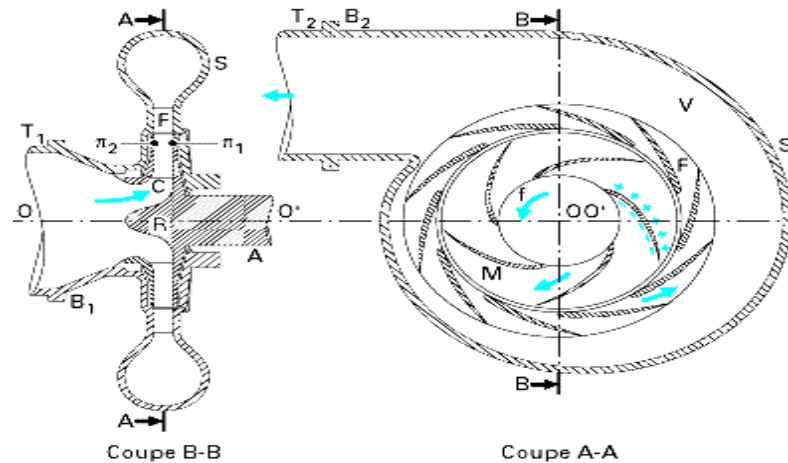


Figure II.12 : Pompe centrifuge. [3]

La machine se raccorde à deux tuyauteries cylindriques :

la conduite d'aspiration T_1 , qui sert à amener le fluide à l'entrée de la pompe (bride B_1) ;

la conduite de refoulement T_2 , fixée à la pompe par la bride B_2 .

La partie active de la machine est constituée par la roue ou rotor R qui porte les aubes mobiles M appelés encore aubes, pales ou ailettes et tourne à vitesse angulaire que l'on supposera constante autour de l'axe OO' . Lorsque l'on observe la roue à l'arrêt, ces aubages, tous identiques en forme, se déduisent l'un de l'autre par une rotation autour de OO' égale à $2\pi/n_r$, n_r désignant le nombre total de pales ; ainsi, la couronne des aubages mobiles présente par rapport à l'axe de rotation une symétrie d'ordre n_r . L'espace compris entre deux aubages mobiles constitue un canal mobile.

À partir de la bride B_1 , dont la forme est circulaire et qui dans l'exemple choisi admet OO' pour axe, le fluide est aspiré par l'intermédiaire d'un conduit d'entrée, généralement convergent, de façon à assurer une répartition homogène des vitesses à l'entrée C des canaux mobiles que l'on appelle l'*ouïe* de la pompe.

Du fait du mouvement d'entraînement à vitesse angulaire constante imposé par l'arbre de commande dans le sens indiqué par la flèche f figure(II.12), les pales exercent des efforts de pression sur le fluide, qui se traduisent par l'existence d'une surpression le long de leur extradados

(face menante) et d'une dépression sur leur intrados (face menée). Le travail de ces forces exige un apport permanent d'énergie mécanique par l'arbre A qui doit être mû par un moteur. Ici réside donc le principe essentiel de fonctionnement d'une turbomachine génératrice ; il y a transfert d'énergie entre l'arbre et le fluide. L'énergie mécanique fournie par l'arbre au fluide pendant la traversée des canaux mobiles se manifeste par un accroissement, d'une part, de la pression du fluide et, d'autre part, de son énergie cinétique. À l'intérieur d'un canal mobile, l'écoulement peut être considéré comme permanent, en première approche, par rapport à un repère mobile solidaire du rotor R .

Dans le cas considéré, la machine est qualifiée de centrifuge car, à la traversée du rotor, le fluide s'écarte de l'axe de rotation OO' , chaque particule s'écoulant sensiblement dans un plan perpendiculaire à cet axe.

* Le stator S de la pompe, encore appelé corps ou enveloppe, porte une couronne d'aubages fixes F , en nombre égal à n_f ce qui lui confère une symétrie d'ordre n_f , par rapport à l'axe OO' . L'espace compris entre deux aubages fixes constitue un canal fixe ; les différents canaux fixes sont alimentés de manière identique par le rotor et se trouvent parcourus par un écoulement qui peut être considéré comme permanent par rapport à un repère absolu, tout au moins en négligeant certains effets instationnaires.

En ralentissant le fluide, la couronne d'aubages fixes, qui porte également le nom de diffuseur, provoque une augmentation de pression par conversion d'une partie de l'énergie cinétique.

Dans les aubages fixes, l'écoulement est également centrifuge.

* D'une manière générale, l'espace occupé par les couronnes d'aubages mobiles et fixes est limité par deux surfaces de révolution de méridiennes respectives π_1 et π_2 sur la coupe BB de la figure (II.12). Dans une machine strictement centrifuge, comme dans le cas de la machine décrite ici, ces deux surfaces sont des plans perpendiculaires à OO' , et les méridiennes π_1 et π_2 sont des droites également perpendiculaires à OO' . Par extension, on continue toutefois à qualifier de centrifuges des turbomachines où π_1 et π_2 sont des courbes dont la tangente en chaque point fait avec OO' un angle assez peu différent de 90° . [5]

* À la sortie du diffuseur, le fluide doit être collecté et conduit vers la tuyauterie T_2 . Cette dernière fonction est assurée par une capacité V qui s'enroule autour du diffuseur et qui doit à sa forme géométrique le nom de volute ; dans une certaine mesure, cet espace est utilisé pour une transformation complémentaire de l'énergie cinétique en énergie piézométrique (c'est-à-dire la somme de l'énergie de pression statique et de l'énergie de pesanteur).

en ce qui concerne le nombre de roues, on peut diviser les pompes en deux catégories :

- pompes à un seul étage, lorsqu'il n'y a qu'une seule roue.
- pompes multicellulaires, lorsqu'il y a plus d'une roue ; figure (II.13).

les pompes multicellulaires peuvent être reliées en série ou en parallèle, il peut y avoir aussi des séries d'étages reliés parallèle : dans ce cas, la liaison est mixte.

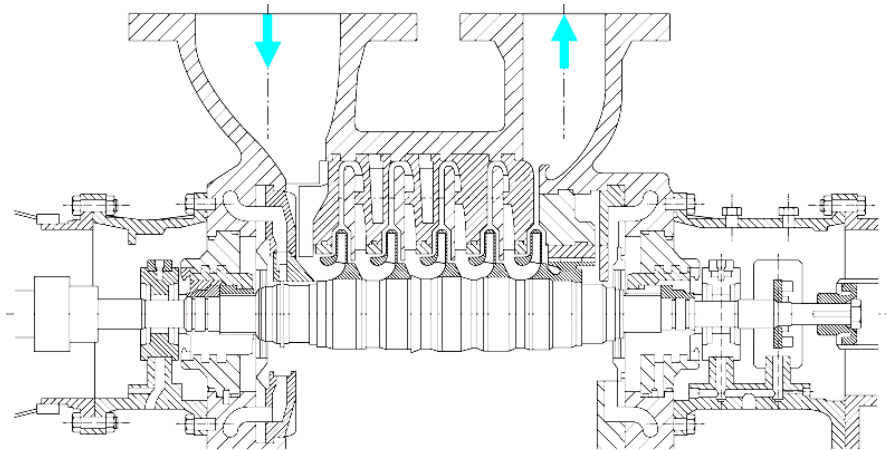


Figure II.13 : Machine multicellulaire centrifuge de compression à 5 étages. [5]

Lorsqu'il faut opérer sur un débit donné de fluide un transfert de travail supérieur à celui réalisable dans une seule cellule, on empile autour d'un même axe de rotation une succession de cellules élémentaires fonctionnant en série de manière à ajouter les énergies échangées dans chacune d'elles.

On a ainsi constitué une machine multicellulaire dont un exemple est illustré par la figure (II.13), où l'on voit les couronnes d'aubages mobiles solidaires d'un même rotor et les couronnes d'aubages fixes portées par le stator. Chaque cellule porte aussi le nom d'étage.

II.6.5. Paramètres des pompes centrifuges

Les pompes centrifuges sont caractérisées par le débit, par la hauteur 'élévation, par la charge absolue à l'aspiration au dessus de la tension de la vapeur, par la puissance et le rendement, par la vitesse de rotation et par la vitesse spécifique.

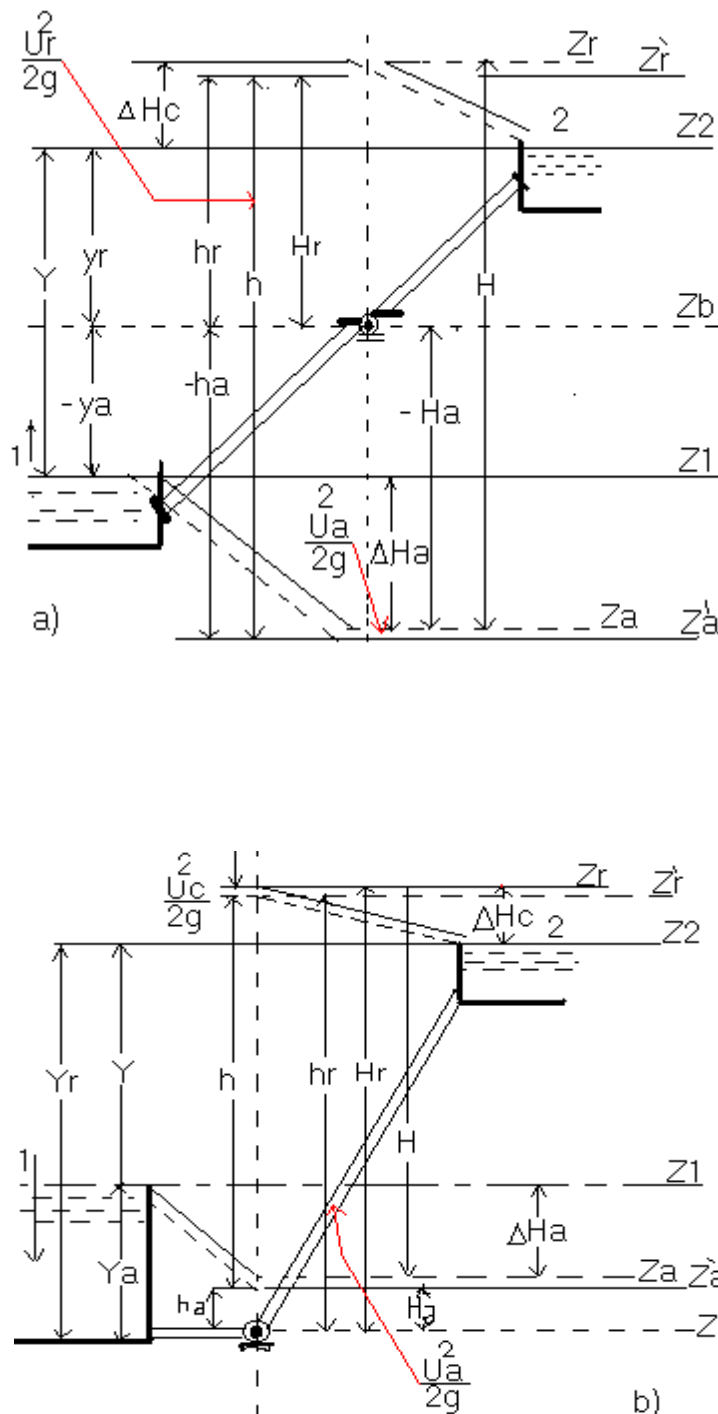
A/ le Débit :

Le débit est le volume de liquide pompé par unité de temps, il est généralement mesuré en mètre cube par seconde, ou en litre par seconde. Représenté par Q .

B/ Hauteur d'élévation :

La hauteur d'élévation est l'augmentation de la pression que la pompe peut communiquer au fluide, on l'exprime habituellement en mètre de hauteur du liquide ou en Newtons par centimètre carré, représente par H .

Pour bien comprendre on réfère aux schémas suivant : [4]



- Z_1 : cote de la surface libre dans le réservoir d'aspiration.
- Z_2 : cote de la surface libre dans le réservoir de refoulement
- Z_b : cote de l'axe de la pompe
- Z_a : cote de la ligne de charge relative à la bride d'aspiration de la pompe
- Z_r : cote de la ligne de charge relative à la bride de refoulement de la pompe
- Z_a' : cote de la ligne piézométrique relative à la bride d'aspiration
- Z_r' : cote de la ligne piézométrique relative à la bride de refoulement
- $Y_a = Z_1 - Z_b$: hauteur géométrique ou charge statique d'aspiration ; négatif dans le schéma a) et positif dans b).
- $Y_r = Z_2 - Z_b$: hauteur géométrique ou charge statique de refoulement .
- $h_a = Z_a' - Z_b$: hauteur manométrique d'aspiration
- $h_r = Z_r' - Z_b$: hauteur manométrique de refoulement .

Figure II.14 : Hauteur d'élévation

$H_a = Z_a - Z_b = h_a + \frac{U_a^2}{2g}$: Hauteur totale d'aspiration négative dans le schéma a) et positive dans le schéma b).

$H_r = Z_r - Z_b = h_r + \frac{U_r^2}{2g}$: Hauteur totale ou charge totale au refoulement

$H = Z_r - Z_a$: Hauteur totale ou charge totale .

$\Delta H_a = Z_1 - Z_a$: Perte de charge singuliers et contenues, dans la conduite d'aspiration.

$\Delta H_r = Z_r - Z_2$: perte de charge singuliers et contenues, dans la conduite de refoulement.

Ces diverses grandeurs sont liées par les relations suivantes :

$$Y = Y_r - Y_a$$

$$H = h_r - h_a$$

$$H = H_r - H_a$$

Si $U_a = U_r$, on aussi $h = H$.

C/ Pression absolue minimale admissible a l'aspiration :

La charge absolue a l'aspiration est la différence entre la hauteur totale d'aspiration, rapporté a la pression absolue, et la tension de la vapeur du liquide ; on la représente par H_0 , elle sera donc définie, en mètres, par la relation :

$$H_0 = p_0 + H_a - h_v \quad (\text{II.22})$$

Où : P_0 = pression atmosphérique en mètre.

H_a = hauteur totale d'aspiration en mètre, négative dans le schéma a) et positive dans b)

h_v = Tension de vapeur en mètre .

si p_0 et h_v sont exprimés en pascal, on aura alors, en représentant par ϖ , le poids spécifique du liquide en N/m^3 :

$$H_0 = \frac{p_0 - h_v}{\varpi} + H_a \quad (\text{II.23})$$

Pour éviter les phénomènes de cavitation dans les pompes, et pour éviter le désamorçage, la charge H_0 ne peut être inférieure à une valeur limite, dite ‘pression absolue maximale admissible à l’aspiration’.

Cette valeur qui dépend de la vitesse spécifique de la pompe est une caractéristique de chaque pompe fournie en générale par le constructeur.

D/ Puissance et rendement :

On utilise habituellement les déverses grandeurs définies ci-dessous :

* Puissance utile de la pompe ‘ p_u : puissance correspondant au travail réalisé par la pompe.

‘ Q ’ étant le débit pompé en m^3/s et H la hauteur totale en mètre, on peut écrire, avec ϖ exprimé N/m^3 .

$$p_u = \varpi Q.H \text{ (en W)} = \frac{\varpi QH}{736} \text{ (en CV)} = \frac{\varpi QH}{1000} \text{ (enKW)} \quad (\text{II.24})$$

* Puissance absorbée par la pompe ‘ p_a ‘ puissance fournie sur l’arbre de la pompe .

* Rendement de la pompe ‘ $\eta = p_u/p_a$: rapport de la puissance utile à la puissance absorbée, donc :

$$p_a = \frac{\varpi Q H}{1000} \text{ (en KW)} \quad (\text{II.25})$$

II.6.6. Écoulement permanent dans un canal mobile

a. Mouvement relatif d’un point matériel :

Examinons un point matériel P (ou particule), de masse m , qui se déplace sous l’action des forces $\sum \vec{F}_{ext}$ appliquées par les « particules » voisines et la pesanteur.

On étudiera (figure suivante **a**) le mouvement de ce point par rapport au repère $Oxyz$ qui à son tour exécute un mouvement bien déterminé par rapport au repère immobile $O_1 x_1, y_1, z_1$. Dans une turbomachine, les axes Oz et $O_1 z_1$ sont confondus et le mouvement sera considéré comme une rotation uniforme.

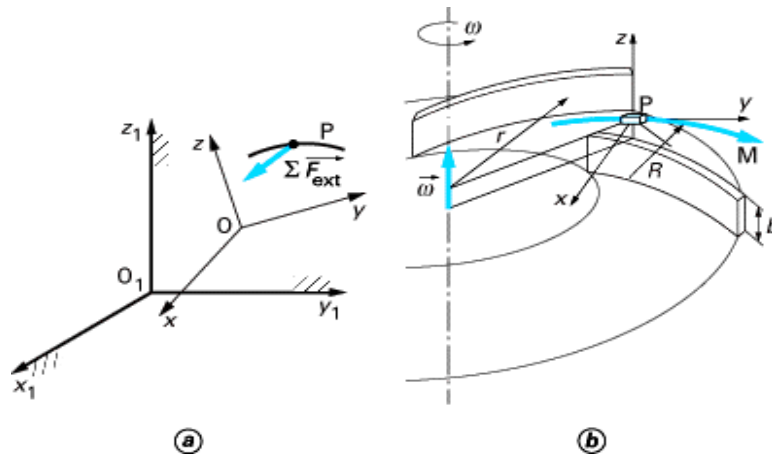


Figure II.15 : Repères dans un canal mobile. [3]

Cherchons la relation entre l'accélération relative $\vec{\gamma}_w$ du point et les forces agissant sur lui. Dans le cas du mouvement absolu, la loi fondamentale de la dynamique prend la forme :

$$m\vec{y} = \sum \vec{F}_{\text{ext}} \tag{II.26}$$

On montre en cinématique que : $\vec{\gamma} = \vec{\gamma}_w + \vec{\gamma}_u + \vec{\gamma}_c$ (II.27)

Avec :

$\vec{\gamma}_w$ Accélération relative

$\vec{\gamma}_u$ Accélération d'entraînement

$\vec{\gamma}_c$ Accélération de Coriolis.

En substituant cette valeur de $\vec{\gamma}$ dans l'équation, celle-ci devient :

$$m\vec{\gamma}_w = \sum \vec{F}_{\text{ext}} - m\vec{\gamma}_u - m\vec{\gamma}_c \tag{II.28}$$

On définit les forces suivantes :

- force d'inertie d'entraînement : $\vec{F}_u^{in} = -m \vec{y}_u$;
- force d'inertie de Coriolis : $\vec{F}_c^{in} = -m \vec{y}_c$.

L'équation prend alors la forme :

$$m \vec{\gamma}_w = \sum \vec{F}_{ext} + \vec{F}_u^{in} + \vec{F}_c^{in} \quad (\text{II.29})$$

Cette relation exprime la loi fondamentale de la dynamique pour le mouvement relatif d'un point matériel (ou particule). En comparant les relations (II.26) et (II.29) , on arrive à la conclusion que les équations et les théorèmes de la mécanique pour le mouvement relatif du point sont formés de la même façon que les équations correspondantes du mouvement absolu, à condition d'ajouter les forces d'inertie d'entraînement et les forces d'inertie de Coriolis aux forces extérieures agissant sur la particule étudiée.

b.Représentation de l'écoulement

L'écoulement dans une couronne d'aubages, à des effets secondaires près, qualifié de permanent par rapport à un repère solide des aubes, que celles-ci soient fixes ou mobiles. Par conséquent, le champ d'écoulement se trouve défini par la connaissance du vecteur vitesse en chaque point du domaine, et, selon que celui-ci est fixe ou mobile, on considère la vitesse absolue \vec{v} ou la vitesse relative \vec{w} .

b.1- l'écoulement dans une couronne d'aubages, à des effets secondaires près, qualifié de permanent par rapport à un repère solide des aubes, que celles-ci soient fixes ou mobiles. Par conséquent, le champ d'écoulement se trouve défini par la connaissance du vecteur vitesse en chaque point du domaine, et, selon que celui-ci est fixe ou mobile, on considère la vitesse absolue \vec{v} ou la vitesse relative \vec{w} .

Pour passer du domaine fixe au domaine mobile, ou inversement, on utilise la règle classique en mécanique de composition vectorielle des mouvements :

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w} \quad (\text{II.30})$$

avec \vec{u} vitesse d'entraînement ou vitesse circonférentielle créée, au point M considéré, par le mouvement de rotation autour de l'axe OO' ;

$$\|\vec{u}\| = \omega r \quad (\text{II.31})$$

avec ω vitesse angulaire constante de rotation

r distance du point considéré à l'axe OO' .

Pratiquée graphiquement la composition des vitesses donne lieu au tracé figure(II.16.a) d'un triangle de vitesses.

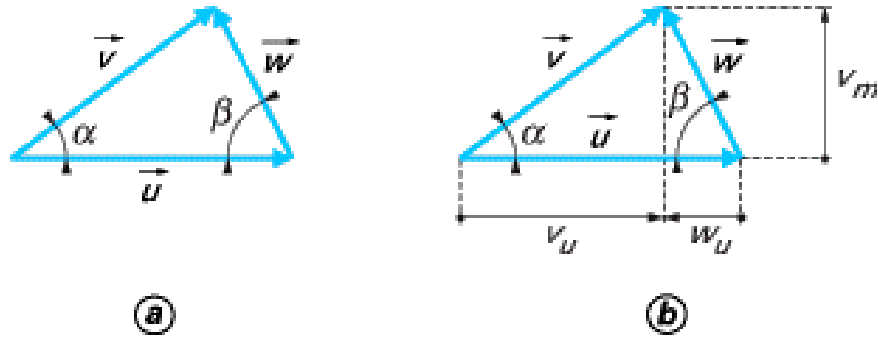


Figure II.16 : Représentation graphique des composantes de vitesses d'écoulement. [3]

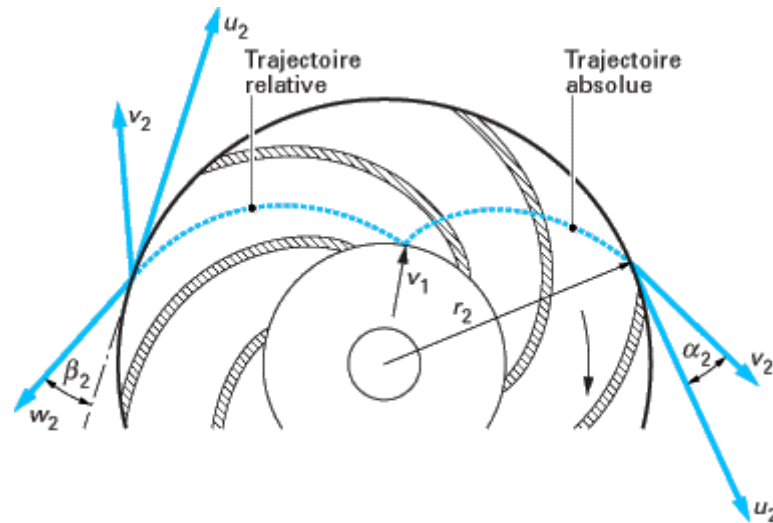


Figure II.17 : Trajectoire d'une particule dans une pompe centrifuge. [3]

b.2. Composantes des vitesses d'écoulement :

On est conduit à décomposer les vitesses \vec{v} ou \vec{w} considérées en un point M de l'écoulement en deux composantes orthogonales figure (II.16.b) :

- une composante projetée sur u , dite tangentielle, désignée par v_u ou w_u et mesurée positivement dans le sens de la rotation ;

- une composante projetée dans le sens de l'écoulement dite méridienne désignée par v_m ou w_m ; les vitesses méridiennes sont, en principe, toujours positives, sauf dans des régimes de fonctionnement perturbés.

b. 3.1- Trajectoire d'une particule dans le repère relatif :

La figure (II.17) représente évidemment une position figée de la roue. Autrement dit, l'observateur est « fixé » sur la roue et dans ce repère relatif, il ne voit que la trajectoire relative de la particule.

Cette image de l'évolution de la vitesse relative, pourrait être obtenue également par une photographie instantanée réalisée par un observateur lié au repère absolu.

b.3.2- Trajectoire d'une particule dans le repère absolu :

Si le même observateur réalise maintenant une photographie avec un long temps de pose, il observera uniquement la trajectoire de la particule dans le domaine absolu. Il verra cette trajectoire s'incliner dès son entrée dans la roue.

À chaque rayon, la composition des vitesses :

- relative qui décroît depuis l'entrée de la roue jusqu'à la sortie ;
- d'entraînement qui augmente avec le rayon depuis l'entrée jusqu'à la sortie de la roue ;
- permet d'obtenir la trajectoire absolue de la figure (II.17).

L'organe fixe (diffuseur à aubes, diffuseur lisse ou bec de volute) disposé à l'aval recueillera la vitesse v_2 orientée selon α_2 .

II.6.7. Courbes caractéristiques d'une pompe centrifuge

La **courbe caractéristique** d'une pompe est le lieu des points de fonctionnement (h , Q) que l'on obtient lorsque l'on modifie le débit par action sur un organe de réglage.

Courbe caractéristique idéale

Par courbe caractéristique idéale, on entend celle qui correspond à un fonctionnement sans pertes et dont toutes les grandeurs peuvent être déduites du triangle des vitesses.

Considérons le triangle des vitesses de la figure(II.19.a) et examinons comment il se modifie lorsque le débit de la pompe s'écarte en plus ou en moins du débit nominal, pour une vitesse de rotation fixe, qui reste égale à la vitesse de rotation nominale. Nous supposons que l'angle de sortie du fluide n'est pas modifié et reste égal à β_2 , ce qui est exact pour un nombre d'ailes infini et demeure une approximation raisonnable pour les nombres d'aubes finis que l'on rencontre dans la pratique figure(II.18). [8]

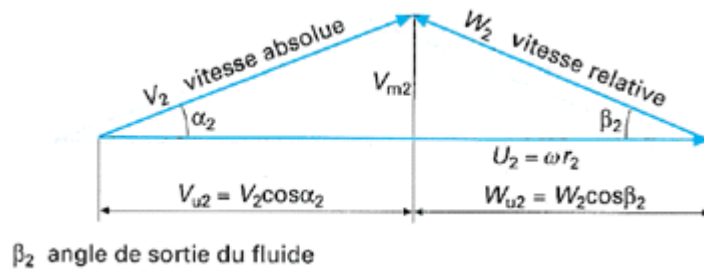


Figure II.18 : Triangle des vitesses à la sortie de la roue. [3]

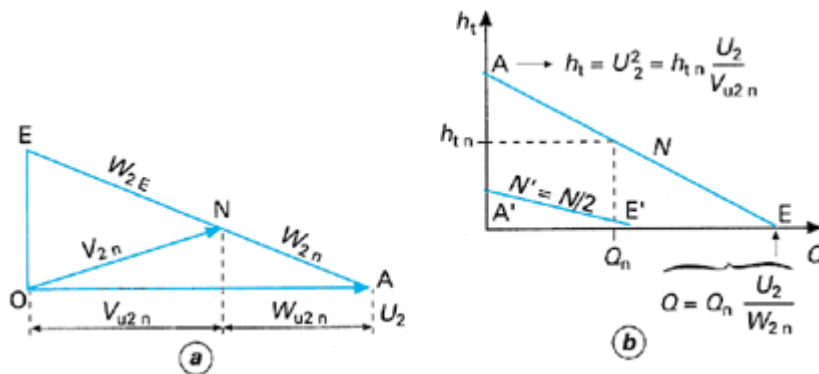


Figure II.19 : Pompe centrifuge : triangle des vitesses et hauteur théorique. [5]

Dans ces conditions, la vitesse relative W_2 à la sortie de la roue n'est pas modifiée en direction, mais seulement en amplitude ; la composante tangentielle de W_2 est ainsi proportionnelle au débit : $W_{u2} = kQ$.

II.7. Etude directe de la similitude de fonctionnement

II.7.1. Type et famille de turbomachines

Deux turbomachines sont dites du même type lorsqu'elles sont géométriquement semblables, c'est-à-dire lorsque l'on peut passer de l'une à l'autre en multipliant toutes les dimensions linéaires par un même facteur appelé coefficient de similitude géométrique. L'ensemble des turbomachines d'un même type forme une famille qui est donc caractérisée par la constance :

- des rapports de toutes les dimensions linéaires à une longueur de référence que nous choisissons égale au rayon extérieur du rotor r ;
- des angles homologues, en particulier des angles définissant la position des aubages, tant fixes que mobiles.

En conséquence, une pompe d'une famille donnée est entièrement déterminée si l'on en connaît une seule dimension linéaire. Pour les turbines hydrauliques comportant des réglages internes, par contre, il n'en est pas de même. Dans ce cas, outre une dimension linéaire, il faut encore préciser la valeur des variables de réglage interne : le degré d'ouverture x du distributeur et l'angle de calage i

des aubages rotoriques. En effet, pour ces turbines, la similitude géométrique postule également la constante de x et i .

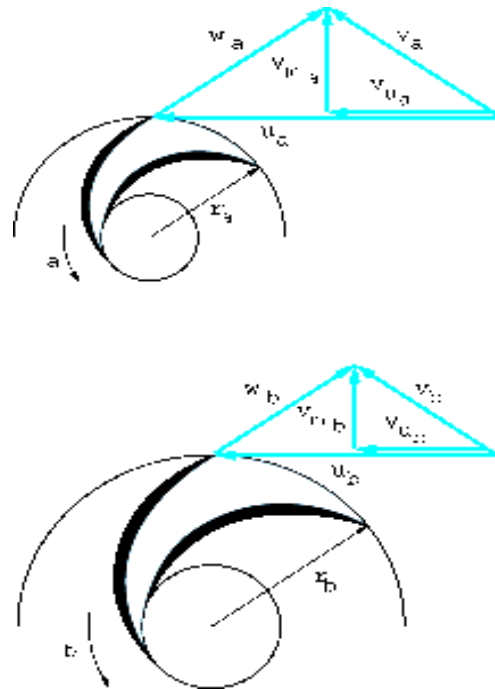


Figure II.20 : Triangles des vitesses semblables de deux pompes du même type. [5]

II.7.2.Similitude de fonctionnement

Pour que deux écoulements en fluide incompressible à l'intérieur des canaux soient hydrauliquement semblables, il faut :

- que les limites solides du domaine fluide soient géométriquement semblables ;
- qu'en tous points homologues, on ait même valeur du nombre de Reynolds et que les champs des vitesses absolues et relatives soient semblables

II.7.3.Application à une pompe centrifuge

Prenons deux pompes du même type (c'est-à-dire géométriquement semblables) a et b . Elles peuvent véhiculer des fluides incompressibles différents.

Prenons deux points pour lesquels les triangles de vitesse sont semblables figure(II.20). Ces deux pompes fonctionnent alors en similitude. Pour être très général, les positions de ces points sont indifférentes sur les courbes caractéristiques des machines. En clair, il peut s'agir de points éloignés du point nominal.

Soit :

1. Coefficient de similitude géométrique k : $r_b = k r_a$, $k > 1$ dans le cas de la figure(II.20).

2. Rapport de deux vitesses c : $u_b = c u_a$

On aura donc aussi : $v_b = c v_a$, etc.

3. Pour ne pas alourdir les démonstrations, on se placera dans le cas particulier (mais néanmoins assez général en pratique), pour lequel l'entrée du fluide dans la roue est radiale ($v_{1u} = 0$). Si bien que l'on n'aura à prendre en compte, pour l'analyse ci-après, que les caractéristiques en sortie roue (indice 2). Cet indice qui apparaît sur chaque terme devient superflu, et pour simplifier, il sera rendu muet (la composante u_{2b} , par exemple, sera donc réduite à u_b , ce qui allège sensiblement les écritures). [9]

II.7.4.Coefficients de Râteau

Les coefficients de Râteau, auxquels on adjoint le rendement η_h , sont établis ci-après.

a)Pouvoir manométrique théorique :

On a, d'après ce qui précède, les relations entre les vitesses :

$$u_{2b} = c u_{2a} \quad \text{et} \quad u_b = c u_a \quad \text{et} \quad v_{2ub} = c v_{2ua} \quad \text{et} \quad v_{ub} = c v_{ua}$$

ce qui donne en multipliant terme à terme : $u_b v_{ub} = c^2 u_a v_{ua}$

On a aussi :

$$u_{2b} = c^2 u_{a2} \tag{II.32}$$

En divisant membre à membre les deux relations précédentes, il vient :

$$\frac{u_b v_{ub}}{u_{b2}}$$

ce qui élimine la constante de similitude. Soit d'après l'équation d'Euler :

$$\left(\frac{\tau_a}{u_{a2}} \right) = \left(\frac{\tau_a}{u_{a2}} \right)$$

et, puisque $\tau_a = gH_{th} = gH_a$, on a :

$$\left(\frac{gh_a}{u_2} \right)_b = \left(\frac{gh_a}{u_2} \right)$$

Le pouvoir manométrique théorique est désigné par μ_a :

$$v_a = \frac{gh_a}{u_2} = \frac{\tau_a}{u_2} \quad (\text{II.33})$$

$$(\mu_a)_a = (\mu_a)_b = \text{Cte}$$

b) Rendement hydraulique d'aubages η_h

Sa définition est donnée par :

$$\eta_h = \frac{\tau_a}{gH_a} = \frac{gH_m}{gH_a} = \frac{gH_a - \sum \Delta f}{gH_a} = \frac{gH_a - (\Delta f_f + \Delta f_c)}{gH_a} = 1 - \frac{(\Delta f_f + \Delta f_c)}{gH_a} \quad (\text{II.34})$$

en décomposant les pertes totales en pertes par frottement f_f et pertes par désadaptation f_c .

* La somme des pertes dues au frottement Δf_f est de la forme :

$$\Delta f_f = \frac{1}{D} \frac{v_2^2}{2} \quad (\text{II.35})$$

avec l longueur du tube

D diamètre du tube

ζ coefficient de perte de charge déduit de l'expérience et fonction de deux.

Paramètres sans dimension : le nombre de Reynolds et la rugosité relative R_r . Pour des tuyaux circulaires par exemple, le diagramme de Moody figure (II.21) montre l'évolution de ζ en fonction de Re et de R_r .

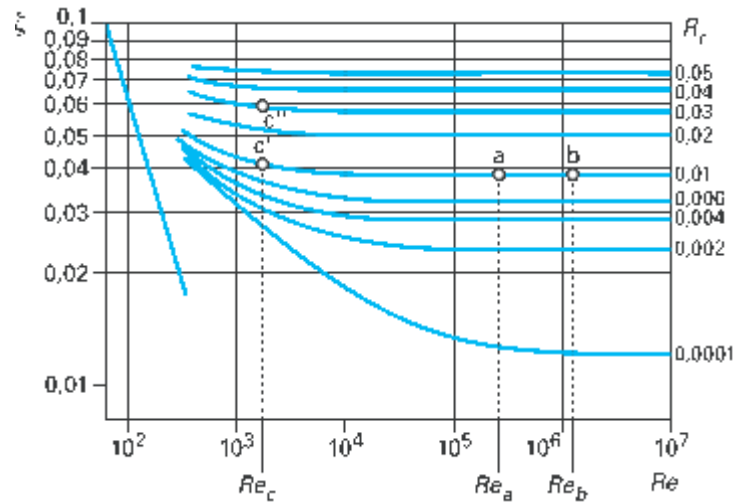


Figure II.21 : Coefficient de perte de charge dans les tubes. [5]

Les pertes dues au frottement Δf_f varient comme v^2 sous la réserve que les coefficients ζ restent constants.

$$\left(\frac{\Delta f_f}{v^2} \right)_b = \left(\frac{\Delta f_f}{v^2} \right)_a \tag{II.36}$$

Les nombres de Reynolds dans les machines à fluide incompressible sont très généralement supérieurs à 10^4 .

Dans le cas où les nombres de Reynolds entre les fonctionnements en a et b ne sont pas suffisamment différents pour qu'ils influent notablement sur ζ , il est raisonnable de poser $\zeta_a(Re) = \zeta_b(Re)$ (voir figure(II.21) sur laquelle sont schématisés les fonctionnements a et b).

L'influence de Re sera vue ultérieurement mais pour le moment, ses variations seront donc négligées.

En utilisant la relation $(v^2 / u^2)_b = (v^2 / u^2)_a$, on peut ramener ces pertes à la vitesse de référence sortie roue :

$$\left(\frac{\Delta f_f}{v^2} \right)_b \left(\frac{\Delta f_f}{v^2} \right)_b = \left(\frac{\Delta f_f}{v^2} \right)_a = \left(\frac{V_2}{u_2} \right)_a \rightarrow \left(\frac{\Delta f_f}{u^2} \right)_b = \left(\frac{\Delta f_f}{u^2} \right)_a \tag{2.37}$$

* Les pertes par désadaptation Δf_c (ou pertes par chocs) sont analogues à celles existant dans un rétrécissement ou un élargissement brusque. Elles sont proportionnelles au carré des vitesses et généralement peu sensibles au nombre de Reynolds ; en tout cas, elles sont moins affectées par Re que les pertes par frottements. En raisonnant de la même manière que pour les pertes par frottements, on trouverait :

$$\left(\frac{\Delta f_f}{u^2} \right)_b = \left(\frac{\Delta f_f}{u^2} \right)_a \quad (\text{II.38})$$

La relation devient, en tenant compte des relations précédentes, conduit à la relation très importante suivante montrant l'égalité des rendements hydrauliques d'aubages entre les fonctionnements a et b :

$$\eta_{ha} = 1 - \frac{\left(\frac{\Delta f_f}{u^2} \right)_b = \left(\frac{\Delta f_f}{u^2} \right)_a = \left(\frac{\Delta f_f}{u^2} \right)_b = \left(\frac{\Delta f_f}{u^2} \right)_a}{\left(\frac{gH_f a}{u^2} \right)_b = \left(\frac{gH_f a}{u^2} \right)_b} \quad (\text{II.39})$$

Remarque : ce résultat est bien entendu conforme à la théorie de la similitude selon laquelle deux écoulements semblables doivent avoir les mêmes nombres sans dimension

c) Pouvoir manométrique μ

Reprenons les expressions des pouvoirs manométriques théoriques μ_a et des rendements η_h .

$$\text{et } (\eta_h)_b = (\eta_h)_a \quad \left(\frac{gH_a}{u^2} \right)_b = \left(\frac{gH_a}{u^2} \right)_a \quad (\text{II.40})$$

Il vient en les multipliant terme à terme :

$$\left(\frac{gH_a}{u^2} \right)_b = \left(\frac{gH_a}{u^2} \right)_a \quad (\text{II.41})$$

En posant, $\mu \frac{gH_a}{u^2}$ on a : $\mu_b = \mu_a$

Lorsque deux machines à fluide incompressible sont homothétiques : aux points où leurs triangles des vitesses sont semblables, leurs rendements hydrauliques sont égaux. Leurs pouvoirs manométriques μ ainsi que leurs pouvoirs manométriques théoriques μ_a sont alors les mêmes.

d) Coefficient de débit δ

On peut définir deux coefficients de débit δ' et δ .

D'après les relations précédentes, on a : $v_{mb} = cv_{ma}$ et $u_b = cu_a$

En divisant membre à membre :

$$\left(\frac{v_m}{u} \right)_b = \left(\frac{v_m}{u} \right)_a \quad (\text{II.42})$$

Posons, $\sigma' = \left(\frac{v_m}{u} \right)_a$ on a donc :

$$\sigma' = \sigma_a$$

Ce premier coefficient est généralement peu usité dans les pompes : on lui préfère le coefficient δ défini ci-après qui dérive directement de δ' et qui fait appel à des quantités facilement mesurables.

Le débit-volume $q_{v,r}$ traité par la roue d'une machine, peut être calculé à la sortie du rotor. La relation (42) précédente donne alors :

$$\left(\frac{q_{v,\tau}}{2\pi\tau lu} \right)_b = \left(\frac{q_{v,\tau}}{2\pi\tau lu} \right)_a \quad (\text{II.43})$$

Par ailleurs, on a $l_b = kl_a$ et $r_b = kr_a$ d'où $\frac{l_b}{r_b} = \frac{l_a}{r_a}$, expression qui permet de simplifier la relation (43) :

$$\left(\frac{q_{v,\tau}}{ur^2} \right)_b = \left(\frac{q_{v,\tau}}{ur^2} \right)_a \quad (\text{II.44})$$

Il reste à examiner les fuites internes par lesquelles le débit-volume de la roue $q_{v,r}$ diffère du débit-volume utile q_v . La relation qui relie ces deux termes est :

$$q_v = q_{v,r} - q_{v,fi} \quad (\text{II.45})$$

Le débit-volume de chaque fuite interne peut se mettre sous la forme :

Avec

a coefficient expérimental

S_{fi} section efficace de fuite interne

Δp écart de pression génératrice entre les points externes de la dérivation, imposé par l'écoulement principal.

En admettant que a , comme les pertes hydrauliques, est insensible au nombre de Reynolds, et que la similitude géométrique s'étend aux jeux et par conséquent à S_{fi} , proportionnel à r^2 , on constate qu'en état de similitude hydraulique où

$\Delta p / \rho = gH$ varie comme u^2 :

$$\left(\frac{q_{v,\tau}}{ur^2} \right)_b = \left(\frac{q_{v,\tau}}{ur^2} \right)_a \quad (\text{II.46})$$

La relation, donne alors :

$$\left(\frac{q_v}{ur^2} \right)_a = \left(\frac{q_v}{ur^2} \right)_b \quad (\text{II.47})$$

En posant, $\sigma = \frac{qv}{ur^2}$ il vient :

$$\delta_b = \delta_a$$

Lorsque deux machines à fluide incompressible sont homothétiques : aux points où leurs triangles des vitesses sont semblables, leurs rendements hydrauliques sont égaux. Leurs pouvoirs manométriques μ , leurs pouvoirs manométriques théoriques μ_{th} et leurs coefficients de débit δ et δ' sont alors les mêmes. [11]

e) Coefficient de puissance utile P_u

La puissance interne utile absorbée d'une turbomachine monocellulaire a pour expression :

$P_u = q_{ms} \tau_a$ pour une machine génératrice. En passant au débit-volume utilisé, on a :

$$P_u = \rho q_v \tau_a = \rho q_v g H_a \quad (\text{II.48})$$

Calculons la puissance interne utile absorbée de la pompe b , on a :

$$(P_u)_b = \left(\frac{\rho q_v g H_m}{\eta_h} \right)_b \quad (\text{II.49})$$

En faisant apparaître le coefficient de débit δ et le pouvoir manométrique μ dans l'expression ci-avant, il vient :

$$(P_u)_b = \left(\frac{\rho \sigma u r^2 \mu u^2}{\eta_h} \right)_b = \left(\frac{\sigma \mu}{\eta_h} \right)_b (\rho u^3 r^2)_b \quad (\text{II.50})$$

On trouverait évidemment une relation analogue pour $(P_u)_a$. Il vient donc :

$$\left[\frac{\sigma u}{\rho u^3 r^2} \right]_b = \left(\frac{\sigma \mu}{\eta_h} \right)_b = \left(\frac{\sigma \mu}{\eta_h} \right)_a = \left[\frac{\rho u}{\rho u^3 r^2} \right]_a \quad (\text{II.51})$$

$$\text{Posons : } \tau_u = \frac{\sigma \mu}{\eta_h} = \frac{\rho u}{\rho u^3 r^2} \quad (\text{II.52})$$

Il vient la propriété suivante, en similitude, pour le coefficient de puissance interne utile absorbée τ_u :

$$(\tau_u)_b = (\tau_u)_a$$

Lorsque deux machines à fluide incompressible sont homothétiques : aux points où leurs triangles des vitesses sont semblables, leurs rendements hydrauliques sont égaux. Leurs pouvoirs manométriques μ et μ_{th} , leur coefficient de débit δ et leur coefficient de puissance τ_u sont alors les mêmes.

f) Coefficient de puissance interne τ_i :

La puissance interne d'une turbomachine monocellulaire a pour expression:

$$P_i = (q_{ms} + f_{int}) \tau_a + P_{f,d} \text{ (pour une pompe) ;}$$

$$P_i = (q_{ms} - f_{int}) |\tau_a| - P_{f,d} \text{ (pour une turbine).}$$

Pour une turbomachine génératrice à fluide incompressible, en négligeant comme précédemment les fuites externes, on obtient :

$$P_i = (q_v + q_{v,fi}) \rho g H_a + P_{f,d} = q_v \rho g H_a + q_{v,fi} \rho g H_a + P_{f,d} \quad (\text{II.53})$$

On reconnaît dans $q_v + q_{v,fi}$, le débit $q_{v,r}$ traversant le rotor.

Étudions chacun des termes de l'expression :

- Le premier terme $q_v \rho g H_a$ représente la puissance P_u . On vient de montrer que lors de la similitude, ce terme rapporté à $\rho u^3 r^2$ était constant. C'est le coefficient de puissance interne utile absorbée τ_u défini par l'expression (II.53).
- Le second terme $q_{v,fi} \rho g H_a$ est décomposable en deux éléments :
- on le groupement $\frac{q_{vi} f_i}{u r^2}$ qui reste constant lors de la similitude ;
- le pouvoir manométrique théorique μ_a montre que $g H_a$ ramené à u^2 est constant lors de la similitude.

Il vient en multipliant ces deux éléments constants par ρ / ρ constant :

$$\frac{q_v f_i}{u r^2} \cdot \frac{\rho}{\rho} \cdot \frac{g H_a}{u^2} = \frac{q_{vi} f_i \rho g H_a}{\rho u^3 r^2} = Cte \quad (\text{II.54})$$

- Si l'on se réfère aux expressions de la puissance dissipée par frottements de disques $P_{f,d}$, établie dans l'article Turbomachines, Bilan énergétique et Applications le groupement :

$$\frac{P_{f,d}}{\rho u^3 r^2}$$

constitue un autre invariant, à condition, comme pour les pertes hydrauliques, de négliger l'influence du nombre de Reynolds et de la rugosité relative sur $k_{f,d}$. [12]

III.1. Rhéologie des mélanges liquides solides

Etymologiquement, la rhéologie est une discipline qui traite de l'écoulement, des déformations des matériaux sous l'action de contraintes. La rhéologie a été développée pour décrire les propriétés de matériaux au comportement mal défini et intermédiaire entre celui du solide élastique parfait et celui du fluide newtonien. La section qui suit vise à définir les principaux paramètres rhéologiques ainsi que les différentes typologies d'écoulement des fluides. [13]

on peut regrouper les mélanges liquides solides en 3 grandes familles:

- Les fluides qui portent des charges pulvérulentes abrasives ou très abrasives, mais dont la dimension des particules reste petite comparée aux sections de passage de la pompe c'est le cas qu'on va étudier dans cette recherche;
- Les fluides qui transportent des corps solides de dimensions non négligeables, pouvant donner lieu à une obstruction des canaux de la roue de la pompe;
- Les fluides porteurs de matières fibreuses, végétales ou organiques, pouvant conduire à un colmatage d'une section de la pompe.

III.1.1. Concentration

Pour les mélanges liquides solides la relation entre la concentration et la densité est donnée par [2] la relation suivante:

$$\rho_m = \rho_o + (\rho_s - \rho_o) C_v \quad (\text{III.1})$$

ou C_v est la concentration en volume

Etant donné que le fluide utilisé dans le transport hydraulique des mélanges est de l'eau ρ_o est égale à l'unité et par conséquent :

$$\rho_m = 1 + (\rho_s - 1) C_v \quad (\text{III.2})$$

Les relations de base pour l'écoulement des mélanges sont données dans le Tableau III.1. [14]

III.1.2 Notion de mouvement de cisaillement et viscosité

III.1.2.1 Définition

Un matériau soumis à un ensemble de forces est susceptible de se déformer, les mouvements des différents points du matériau dépendant bien entendu de la répartition et de l'intensité des forces appliquées. Un mouvement laminaire de cisaillement est engendré pour certaines distributions de ces forces. Au cours d'un tel mouvement, on considère que le matériau présente une structure en lamelles, en couches adjacentes. La déformation du matériau s'effectue par glissement relatif des différentes couches, sans qu'il y ait transfert de matière d'une couche à l'autre. Les mouvements laminaires de cisaillement sont engendrés à l'aide de rhéomètres. C'est à partir de tels mouvements que peuvent être déterminés les paramètres rhéologiques des fluides.

Tableau III.1 : Relations de base pour l'écoulement des mélanges [14]

Expression de	En terme de		
	C_v	C_p	ρ_m
C_v	C_v	$\frac{\rho_o \cdot C_p}{\rho_s - (\rho_s - \rho_o) C_p}$	$\frac{\rho_m - \rho_o}{\rho_s - \rho_o}$
C_p	$\frac{\rho_s \cdot C_v}{\rho_o + (\rho_s - \rho_o) C_v}$	C_p	$\frac{\rho_s}{\rho_m} \left(\frac{\rho_m - \rho_o}{\rho_s - \rho_o} \right)$
ρ_m	$\rho_o + (\rho_s - \rho_o) C_v$	$\frac{\rho_o}{1 - \left(\frac{\rho_s - \rho_o}{\rho_s} \right) C_p}$	ρ_m

III.1.2.2 Contrainte de cisaillement

La contrainte de cisaillement (notée τ) est la grandeur dynamique fondamentale en rhéologie. Au cours d'un mouvement laminaire de cisaillement, deux couches successives au contact l'une de l'autre se déplacent relativement l'une par rapport à l'autre. Il apparaît à

l'interface de ces deux couches des forces de frottement qui s'exercent tangentiellement à la surface de la couche, elles sont appelées force de cisaillement Figure(III.1).

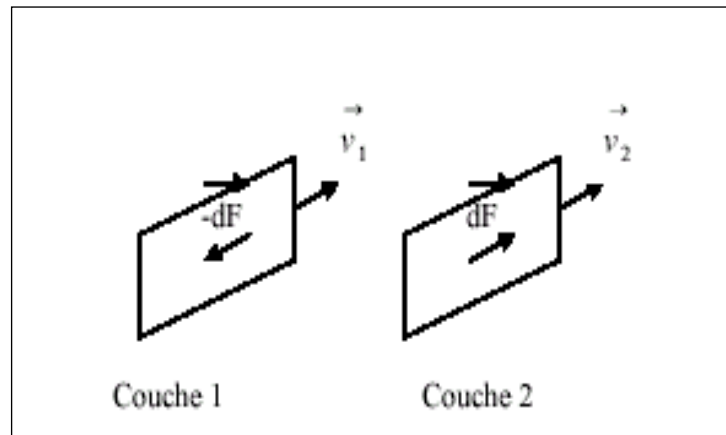


Figure III.1 : Forces agissant sur deux éléments de couches voisines.

En supposant que la couche (1) est animée d'une vitesse v_1 supérieure à la vitesse v_2 de la couche (2), la couche (1) exerce sur la couche (2) une force de cisaillement dF parallèle au mouvement et tendant à accélérer la couche (2). La couche (2) exerce pour sa part sur la couche (1), une force de cisaillement $-dF$ tendant à la freiner. En rapportant ces forces de cisaillement à l'unité de surface, on définit la contrainte de cisaillement τ

$$\tau = \frac{dF}{dS} \quad (\text{III.3})$$

τ représente une force par unité de surface, elle s'exprime en newton par m^2 ou bien plus commodément en Pascal (Pa) et dS est la surface élémentaire de l'entité considérée.

Il est à noter que dans le calcul de la résultante des forces, les forces de pression s'exerçant perpendiculairement à la surface ne sont pas prises en compte, du fait de leur faible valeur en comparaison des forces de cisaillement.

III.1.2.3 Déformation et vitesse de cisaillement

Ces deux grandeurs constituent les grandeurs cinématiques fondamentales en rhéologie. La définition de la déformation de cisaillement est présentée dans le cas particulier le plus simple d'un mouvement de cisaillement présentant une symétrie plane.

Le matériau est cisailé entre deux plans parallèles, l'un mobile, l'autre immobile Figure (III.2).

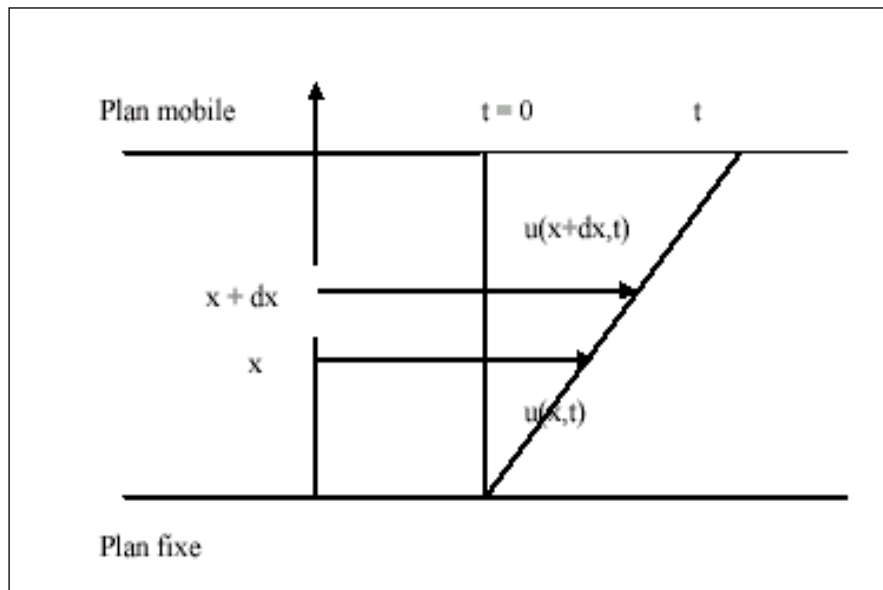


Figure III.2 : Mouvement de cisaillement entre deux plans parallèles.

On considère arbitrairement que les particules de matière de deux couches adjacentes se trouvent à l'instant $t = 0$ dans une section droite. A l'instant t postérieur, les particules auront parcouru la distance $u(x, t)$ pour la particule située à l'abscisse x et $u(x+dx, t)$ pour la particule située à l'abscisse $x+dx$.

La déformation de cisaillement est définie par l'équation :

$$\gamma = \frac{du(x, t)}{dx} \quad (\text{III.4})$$

Cette grandeur est sans dimension, elle ne dépend pas du déplacement $u(x, t)$ lui-même mais de la variation de ce déplacement lorsqu'on passe d'une couche à une couche infiniment voisine.

L'expression de la vitesse de cisaillement ($\dot{\gamma}$) est donnée par l'équation qui suit, il s'agit de la dérivée par rapport au temps de la déformation de cisaillement :

$$\dot{\gamma} = \frac{d\gamma}{dt} \quad (\text{III.5})$$

$\dot{\gamma}$ a la dimension de l'inverse d'un temps et s'exprime en s^{-1} .

III.1.2.4 Equation d'état

La détermination de ces deux grandeurs (contrainte de cisaillement et déformation ou vitesse de cisaillement) permet de définir l'équation rhéologique d'état du matériau, c'est à dire la relation les unissant ($\gamma = f(\tau)$ ou bien $\dot{\gamma} = f(\tau)$). Les rhéogrammes sont les courbes traduisant graphiquement l'équation rhéologique d'état du matériau. La représentation la plus courante consiste à exprimer la variation de la contrainte de cisaillement avec celle de la vitesse de cisaillement.

La détermination de ces paramètres permet entre autre d'obtenir la viscosité du fluide étudié (dans le cas des fluides newtoniens), grandeur suffisant bien souvent à caractériser de manière précise le comportement rhéologique du matériau étudié. La viscosité s'exprime en Pa.s, elle est notée μ . Le Tableau III.2 donne des valeurs de viscosité de substances usuelles à température ambiante (Coussot et Grossiord 2001). [15]

Tableau III.2 : Viscosité de quelques liquides. [15]

Matériau	Viscosité (Pa.s)
Air	10^{-5}
Eau	10^{-3}
Huile d'olive	10^{-1}
Glycérine	1
Miel	10
Polymères fondus	10^3
Bithume	10^8

III.1.3 Typologie de l'écoulement

L'écoulement des fluides newtoniens est le cas le plus simple que l'on puisse trouver, dans ce cas, la vitesse de cisaillement et la contrainte de cisaillement sont reliés par une loi linéaire, la pente de la droite alors obtenue en traçant le rhéogrammes est la viscosité du fluide. Tous les fluides homogènes pour lesquels la dissipation d'énergie est due aux collisions d'espèces moléculaires relativement petites ont un comportement newtonien (gaz, liquides usuels et solutions de molécules de faible poids moléculaire). La majorité des fluides présentent toutefois

des comportements non newtoniens qui font appel à l'utilisation de modèles rhéologiques plus complexes pour décrire leur comportement en écoulement.

III.1.3.1 Fluides à contrainte critique

Cette catégorie de fluides est aussi communément désignée par l'appellation fluide plastique, la Figure(III.3) donne une vue des courbes d'écoulement les caractérisant [16,17]. Il s'agit de fluides ne s'écoulant pas avant qu'il leur soit appliqué une contrainte de cisaillement minimale.

Le Tableau III.3 récapitule les principales lois d'écoulement rhéologiques utilisées pour décrire le comportement de tels fluides.

Tableau III.3 : Modèles rhéologiques décrivant l'écoulement de fluides à contraintes critiques (d'après Midoux, 1988) [17].

Modèle	Loi rhéologique
Bingham	$\tau = \tau_B + \mu_B \cdot \dot{\gamma}$
Herschel –Bulkley	$\tau = \tau_B + K \cdot \dot{\gamma}^n$
Casson général	$\tau^n = \tau_c^n + (k_c \cdot \dot{\gamma})^n$
Casson	$\tau^{1/2} = \tau_c^{1/2} + (k_c \cdot \dot{\gamma})^{1/2}$

Le modèle d'Herschel-Bulkley est celui permettant de décrire la plupart des fluides plastiques, la courbe d'écoulement de tels fluides finit par devenir rectiligne au-delà d'une certaine contrainte appliquée.

Le modèle de Bingham est le plus simple de ces modèles, le fluide de Bingham s'écoule lorsqu'un seuil minimal de contrainte τ_B est dépassé. Ce modèle permet de décrire le comportement rhéologique de nombreux matériaux (boues de forage, peintures à l'huile, certaines graisses...). [13]

III.1.3.2 Fluides sans contrainte critique

La Figure (III.4) présente les courbes d'écoulement des deux principales catégories de fluides sans contrainte critique, à savoir les fluides pseudos plastiques (ou rhéofluidifiants) et les fluides dilatants (ou rhéoépaississants). [16,17]

Pour les fluides pseudo plastiques, le rapport $\tau/\dot{\gamma} = \mu_{app}$ (viscosité apparente) est à peu près constant pour les plus faibles valeurs de vitesse de cisaillement imposées et vaut μ_0 . Ce rapport décroît ensuite progressivement lorsque la vitesse de cisaillement augmente (d'où le nom de rhéofluidifiants), jusqu'à atteindre une valeur de viscosité limite (μ_∞). Les principales lois rhéologiques décrivant le comportement de tels fluides sont présentées dans le Tableau III.4.

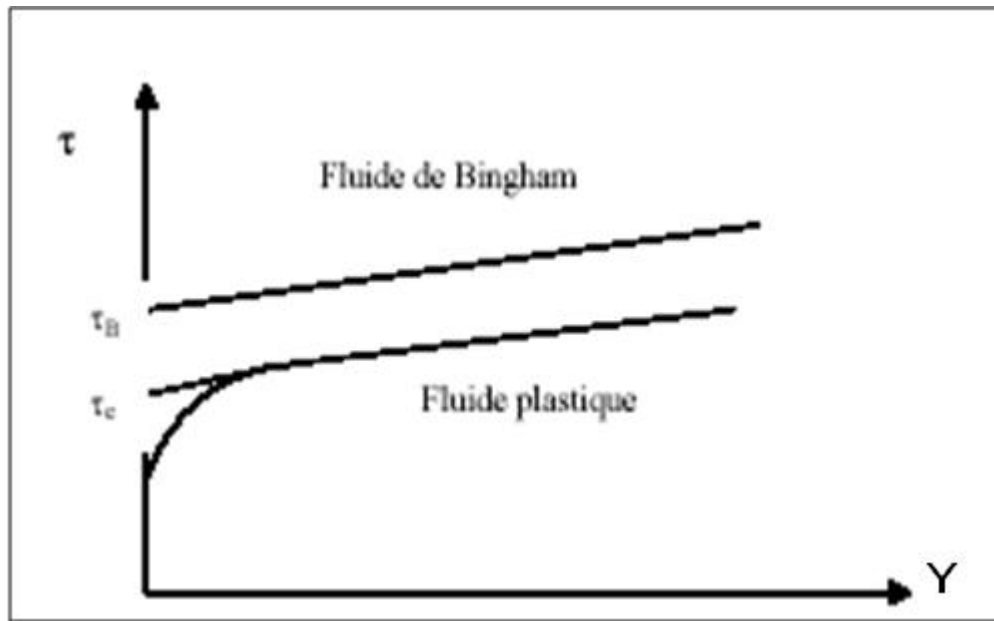


Figure III.3 : Courbes d'écoulement de fluides présentant une contrainte critique. [13]

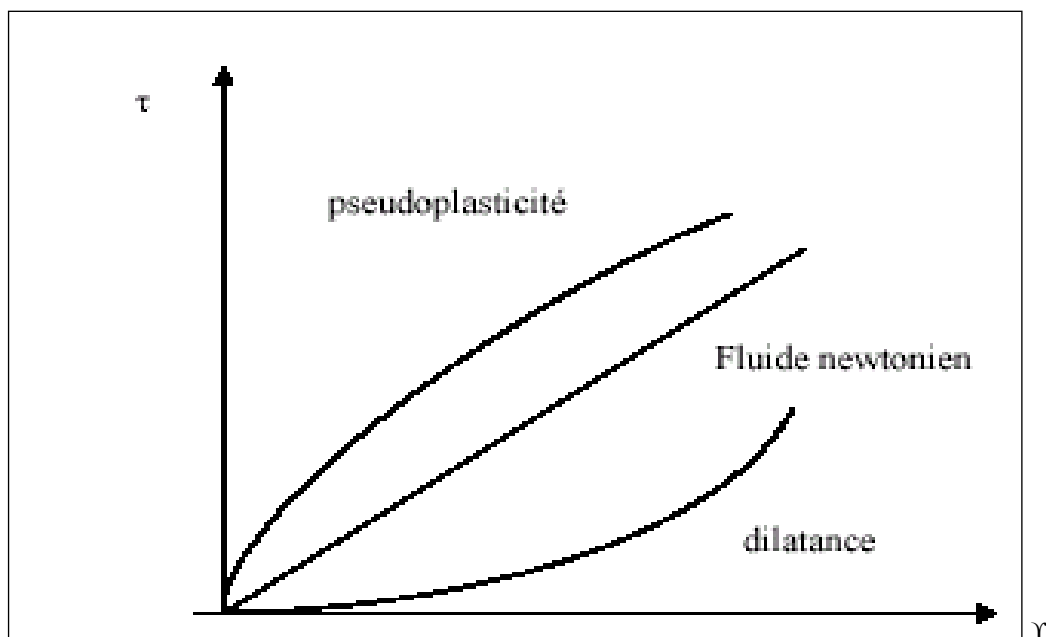


Figure III.4 : Courbes d'écoulement des principales catégories de fluides sans contrainte critique.

[16]

Tableau III.4 : Lois rhéologiques de fluides ne présentant pas de contrainte critique (d'après Midoux, 1988) .[18]

Modèle	Loi rhéologique
Ostwald de Waele	$\tau = k \cdot \dot{\gamma}^n$
Ellis	$\tau = \left[\mu_0 / \left(1 + (\tau / \tau^{1/2})^{\alpha-1} \right) \right] \cdot \dot{\gamma}$
Sisko	$\tau = \mu_0 \cdot \dot{\gamma} + k \cdot \dot{\gamma}^n$
Reiner Philipoff	$\tau = \left[\mu_0 + \left((\mu_0 - \mu_\infty) / \left(1 + (\tau / \tau_s)^2 \right) \right) \right] \cdot \dot{\gamma}$
Prandtl-Eyring	$\tau = \tau_0 s h^{-1} (\tau_0 \cdot \dot{\gamma})$
Carreau	$\tau = \left[\mu_\infty + (\mu_0 - \mu_\infty) \cdot \left(1 + (\lambda \cdot \dot{\gamma})^2 \right)^{(n-1)/2} \right] \cdot \dot{\gamma}$
Cross	$\tau = \left[\mu_\infty + (\mu_0 - \mu_\infty) / \left(1 + \dot{\gamma} t_1 \right)^p \right] \cdot \dot{\gamma}$

Parmi ces modèles d'écoulement, la loi d'Ostwald de Waele est la plus communément utilisée. Dans ce modèle, k est appelée la consistance du fluide et l'écart de l'exposant n (ou indice d'écoulement) à l'unité ($0 < n \leq 1$) traduit la non perfection visqueuse du fluide considéré. Parmi les fluides présentant un comportement pseudo plastique, on compte les suspensions de particules asymétriques, les ciments, les colles, certaines peintures ...

Les fluides dilatants obéissent également à une loi puissance d'Ostwald mais avec $n > 1$, la viscosité apparente croît avec la vitesse de cisaillement qui augmente. Cette catégorie de fluides est beaucoup plus rare que les fluides pseudo plastiques, elle se rencontre essentiellement pour des suspensions à forte teneur en matière solide (concentrations en volume supérieures à 50 %). Ce type de comportement peut avoir pour origine une transition ordre désordre entre les particules constitutives du fluide, pour les plus faibles vitesses de cisaillement, les particules sont plus ou moins alignées alors que pour les plus fortes valeurs de vitesse de cisaillement, elles sont dispersées aléatoirement, ce qui induit une viscosité qui augmente lorsque le désordre s'installe au sein du fluide.

III.1.4 Facteurs influençant la rhéologie des mélanges

III.1.4.1 la teneur en matière solide

La teneur en matière solide est reportée comme étant l'un des facteurs principaux affectant la rhéologie des mélanges. Ainsi pour des fluides ayant un caractère newtonien et pour des concentrations en matière solide pas trop élevée, la viscosité est donnée par l'équation de Einstein. [10]

$$\frac{\Delta\mu}{\mu} = 2,5\varphi \quad (\text{III.6})$$

ou φ représente le volume occupé par les particules dans l'unité de volume de suspension, φ doit être petit. Cette formule est très bien vérifiée dans la pratique. En ce qui concerne les mélanges liquide solide, de nombreuses tentatives ont été [19] faites depuis cinquante années pour calculer les viscosités en fonction de leur constituants mais les formules trouvés ne présentent aucune généralisation, et on ne peut encore établir une relation certaine et précise entre la viscosité et la concentration des solutions.

Suivant les cas on constate que la viscosité augmente avec la concentration figure (III.5) ou bien qu'elle passe par un maximum dans d'autres cas elle diminue et passe par un minimum. La variation de la viscosité en fonction du diamètre des particules est représentée par la figure (III.6). [20]

III.1.4.2 La température

La température est l'un des facteurs susceptible d'avoir une forte influence sur les caractéristiques rhéologiques de nombreux matériaux. Pour les boues par exemple, assez peu d'études ont été menées pour tester cette influence, du fait que peu de procédés de traitement induisent de fortes variations de température. Manoliadis et Bishop (1984) notent une faible influence de la température sur la viscosité Bingham de boues, ils ont par contre montré que la contrainte de cisaillement de Bingham diminuait de façon exponentielle avec la température. [21]

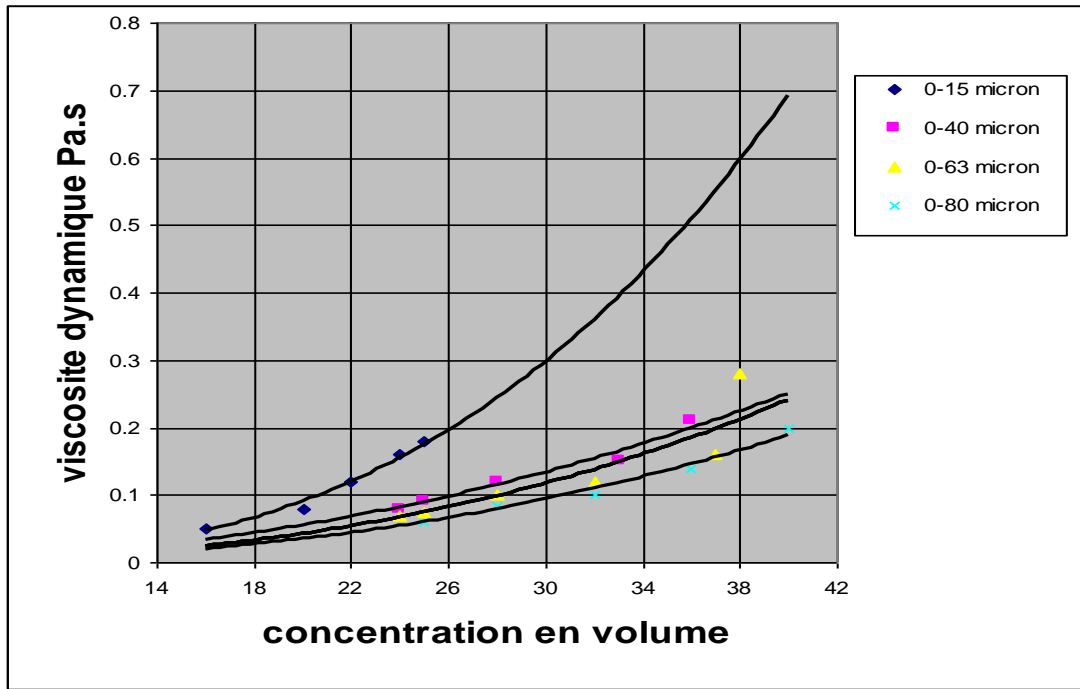


Figure III.5 : Influence de la concentration sur la viscosité du mélange. [20]

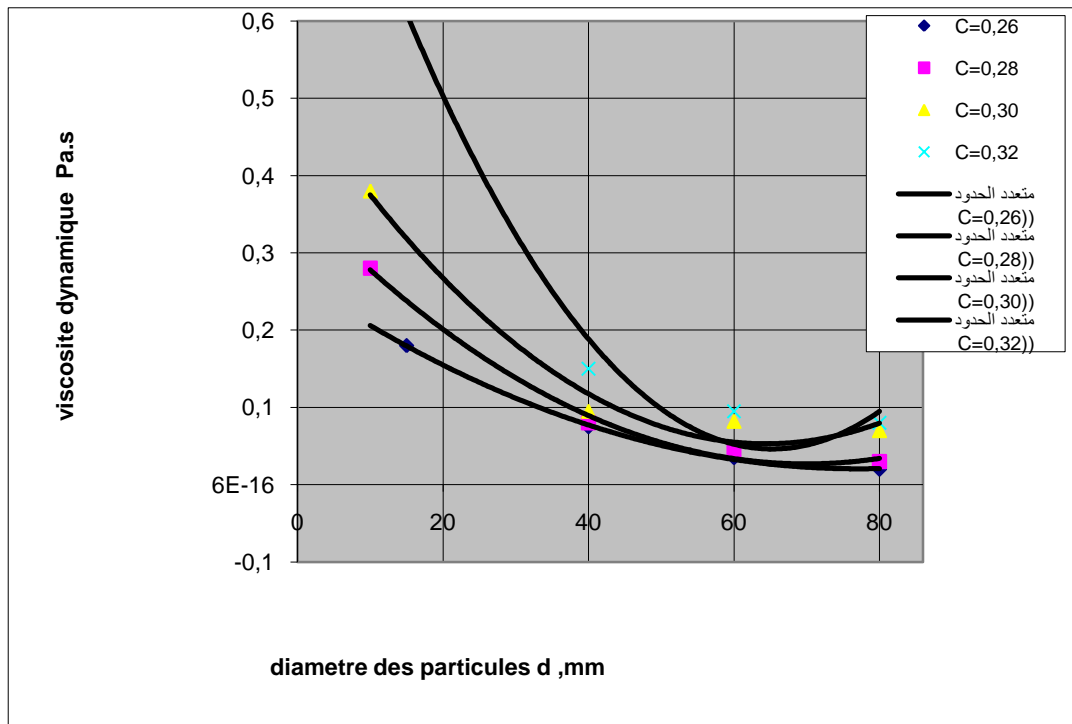


Figure III.6 : Influence du diamètre des particules solides sur la viscosité du mélange. [20]

III.2 L'agressivité

L'agressivité de l'érosion dépend de nombreux paramètres; angle d'impact, taille des particules, concentration, vitesse d'impact, dureté des particules, viscosité du fluide porteur.

Les pompes centrifuges fonctionnant en mélange subissent au moins deux types d'agression différente:

- Par érosion.

- Par abrasion.

III.2.1 Mélange et propriétés d'écoulement

Qui dit « mélange » des solides divisés, dit bien sûr « mobilité » des particules ou des paquets de particules. Avant même de rechercher une technologie de mélange, il faut pouvoir quantifier les propriétés d'écoulement d'un système granulaire ou pulvérulent donné.

On considère généralement que, au-dessus d'une taille de 100 μm , ces systèmes sont à **écoulement libre**, c'est-à-dire que les forces interparticulaires sont négligeables devant la gravité. En revanche, lorsque ce n'est plus le cas, typiquement en dessous de 50 μm , ils prennent la dénomination de **cohésifs**. Plus une poudre est cohésive, plus elle démontre de résistance à la séparation des entités qui la composent, et donc plus elle est difficile à mélanger.

Par contre, une fois que ce problème a été résolu, le mélange obtenu est relativement robuste vis-à-vis du *démélange*. À l'opposé, une poudre (ou un milieu granulaire) à écoulement libre est plus apte au mélange car sa texture ne constitue pas un frein à la mobilité, ce qui a pour conséquence qu'elle est aussi plus propice à la ségrégation. Ce paradoxe apparent montre que mélange et *démélange* peuvent être apparentés à des mécanismes réversibles conduisant à un équilibre dynamique.

Ensuite, non seulement il existe une large zone intermédiaire entre ces deux comportements, ce qui correspond à de nombreuses applications, mais aussi **des facteurs supplémentaires et inhérents aux particules ont une influence considérable**.

Il s'agit principalement de :

— **la morphologie** : des grains sphériques, produits par exemple par enrobage ou par atomisation, ont une plus grande aptitude au « roulement » que des particules de formes irrégulières ;

— **la densité vraie** : la gravité aura un effet d'autant plus prononcé sur les particules que celles-ci ont une masse volumique importante ;

— **les propriétés de surface** : des particules rugueuses ont une mobilité réduite par rapport à d'autres dont la surface est plus lisse. Le mélange de systèmes, différant entre eux par une de ces trois propriétés, est un problème qui génère presque toujours le phénomène parasite de ségrégation. En forçant des particules de mêmes propriétés à se concentrer dans une (ou des) région(s) bien définie(s) d'un mélangeur, on assiste à une séparation « naturelle » des produits à mélanger. Une solution technique, et généralement coûteuse, peut être de réduire ces différences par granulation ou bien, à l'inverse, par broyage.

Par ailleurs, des **facteurs d'ordre ambiant** viennent souvent se superposer à ces facteurs propres aux solides divisés, en limitant leur mobilité. Il s'agit principalement de :

— **l'humidité** : celle-ci vient renforcer les liaisons entre les particules par création d'une couche adsorbée qui vient les envelopper.

L'intensité de cette force est proportionnelle à la tension superficielle du film et à la surface de contact, en restant influencée par les facteurs propres aux particules déjà mentionnés ;

— **les charges électrostatiques** : lors du mouvement des solides dans un mélangeur, des contacts et des frottements entre particules et/ou avec la paroi constituent la source d'apparition de charges électrostatiques. Selon le signe des particules, une force supplémentaire viendra agir sur celles-ci, avec des conséquences parfois imprévisibles .

III.3. Dureté des solides transportés

En transportant le mélange liquide solide les pièces des pompes centrifuges s'usent rapidement à cause de la dureté des particules solides Figure (III.8) ce qui influe négativement sur les performances des pompes. A cause de la réduction du diamètre de la roue et du rendement les dépenses d'énergies augmentent La Figure (III.7) a et b montre le changement des caractéristiques d'une pompe 5p-8 après avoir transporté 200, 960 et 990 tonnes de mélange on voit d'ici que la hauteur de la pompe se réduit de 25% [20]. A cause du passage du mélange de la zone de forte pression à la zone de faible pression les disques de la roue d'action, la roue d'entraînement au niveau des presses étoupes et les bagues d'étanchéité s'usent. L'usure des pièces augmente avec l'augmentation de la concentration. L'usure abrasive dans les pompes centrifuges se divise en trois catégories [24].

- L'abrasion mordante qui se produit quand de grosses particules frappent avec une telle force que ces percussions violentes imposent des tensions qui mènent à l'arrachement de morceaux relativement gros des surfaces d'usure.
- L'abrasion broyante est produite par le travail de meulage de particules qui se trouvent coincées entre deux surfaces frottantes.
- L'abrasion érodante : ou rongante est produite par l'impact de fragments circulant librement, à haute ou basse vitesse sur la surface d'usure, et parfois même parallèlement à cette surface.

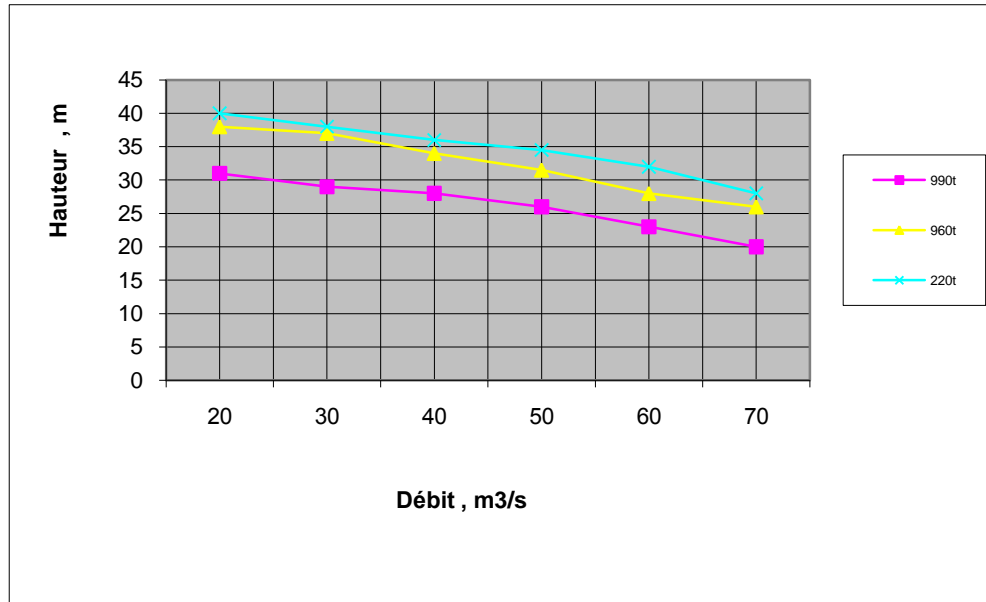


Figure III.7 a : Changement des caractéristiques de la pompe 5p-8.[20]

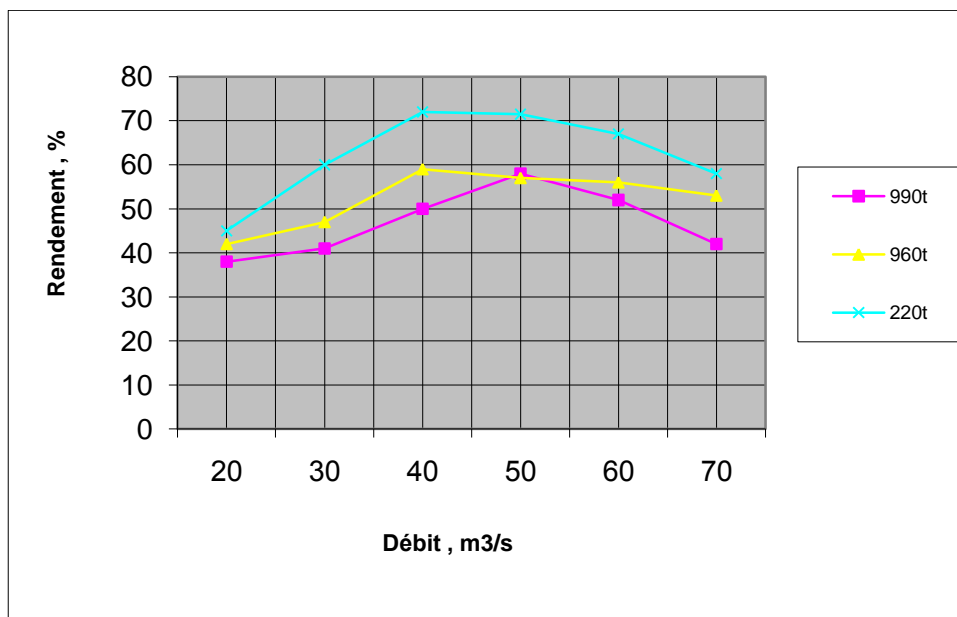


Figure III.7 b : Diminution du rendement de la pompe 5p-8.[20]

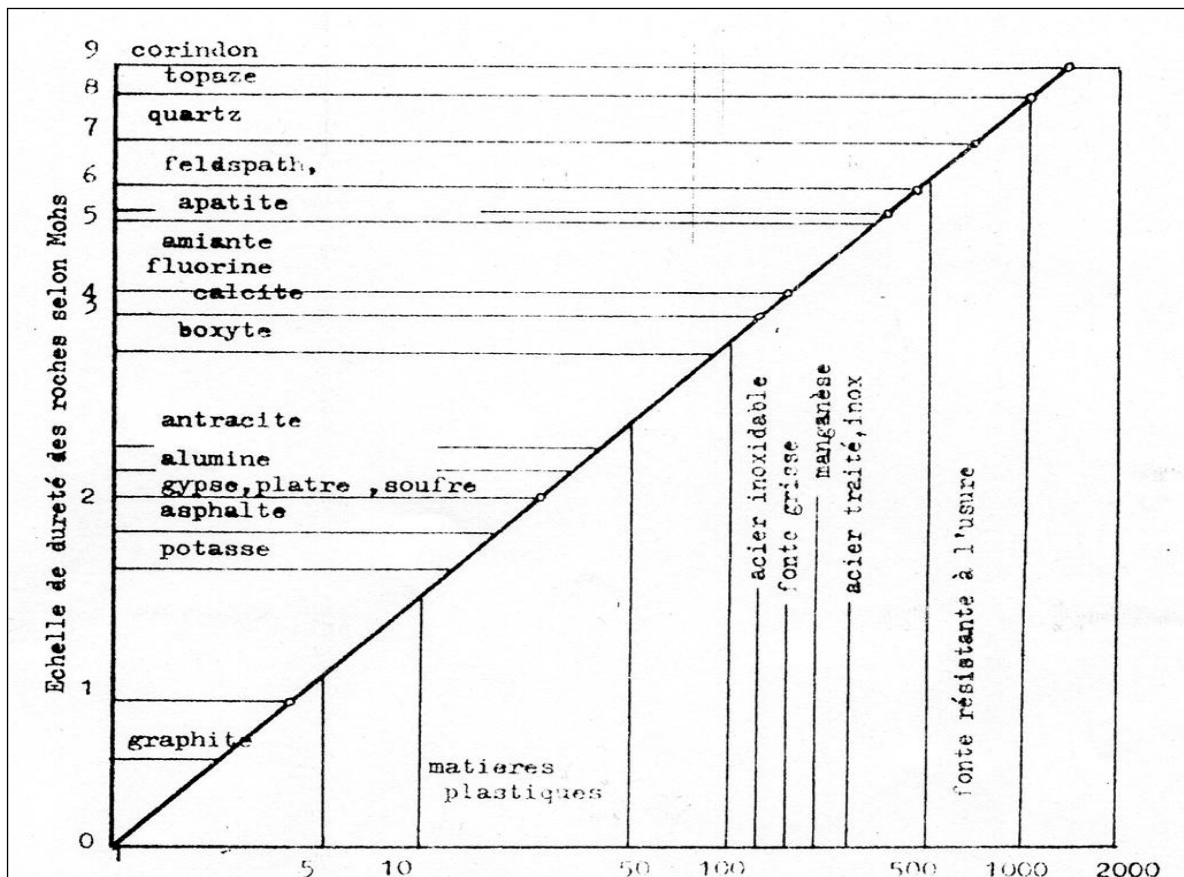


Figure III.8 : dureté des solides et du matériau des pompes centrifuges.

III.4. Caractéristiques des mélanges et vitesse de chute

Selon le comportement des particules solides dans l'eau, et la granulométrie on distingue les types de mélange liquide solide suivants:

- les mélanges homogènes ; dans lesquels les particules solides restent en suspension pendant une longue durée. Figure (III.9a)
- les mélanges pseudo homogènes; les particules restent en suspension mais avec une concentration plus élevée au fond. Figure (III.9.b)
- les mélanges hétérogènes; dans lesquels les particules solides ne sont pas réparties uniformément et la concentration est très grande au fond. Figure (III.9c)

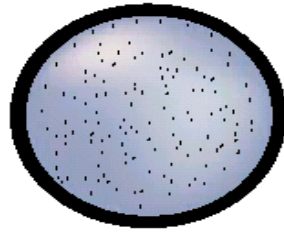


Figure III.9a : Mélange homogène.

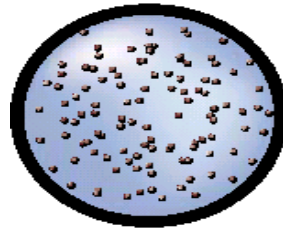


Figure III.9.b : Mélange pseudo homogène.

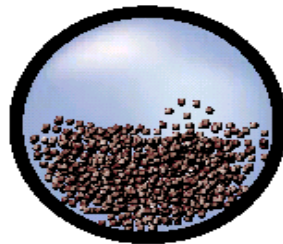


Figure III.9.c : Mélange hétérogène.

Il est connu que la vitesse de chute des particules solides dans le liquide joue un rôle très significatif dans le transport hydraulique des mélanges liquide solide. Généralement on considère comme paramètres importants ; dimensions et formes des particules solides, masse volumique et propriétés du fluide porteur. Plusieurs recherches ont été faites sur ce sujet et ont abouti à des relations empiriques pour déterminer la vitesse critique de transport.

Schiller (1992) a développé une relation empirique en se basant sur les données de Graf et al (1966) :

$$V_c = 134,14 (d_{50} - 0,039)^{0,972} \quad (\text{III.8})$$

Cette équation est largement utilisée à cause de sa simplicité. Le diamètre d_{50} et la vitesse V sont respectivement en mm et en mm/s.

Swamee et Ojha (1991) donnent une équation pour des particules non sphérique en se basant sur les expériences et les données de Schulz et all (1954) :

$$W^* = \left[\frac{44,84 v^{*0,667}}{(1 + 4,5 \beta_c^{0,35})^{0,833}} + \frac{0,794}{(\beta_c^4 + 20 \beta_c^{20} + v^{*2,4} \exp(18,6 \beta_c^{0,4}))^{0,125}} \right]^{-1} \quad (\text{III.9})$$

avec les paramètres adimensionnels suivants:

$$W^* = \frac{V_c}{\sqrt{(\rho_s - 1) g \cdot d_n}} \quad (\text{III.10})$$

$$v^* = \frac{v}{d_n \sqrt{(\rho_s - 1) g \cdot d_n}} \quad (\text{III.11})$$

d_n - diamètre nominal des particules solides en mètres; c'est le diamètre d'une sphère ayant le même volume V d'une particule donnée et qui est défini par :

$$d_n = \left(\frac{6 \cdot V}{\pi} \right)^{1/3} \quad (\text{III.12})$$

β_c - coefficient de forme d'une particule.

L'équation (III.9) est valable pour n'importe quel diamètre et masse volumique des particules solides. L'équation (III.8) est très simple, cependant elle a comme conséquences quelques limitations (dimensions des particules solides 2mm au maximum et une densité du solide proche à celle du sable.)

III.5. Pompes pour liquides chargés

Le terme « liquides chargés » recouvre des fluides aux caractéristiques dissemblables, qui ont conduit au développement de plusieurs types de pompes, aux vocations spécifiques.

En simplifiant beaucoup, on peut regrouper les « liquides chargés » en 3 grandes familles :

- les fluides qui portent des charges pulvérulentes abrasives ou très abrasives, mais dont la dimension des particules reste petite comparée aux sections de passage de la pompe ;
- les fluides qui transportent des corps solides de dimensions non négligeables, pouvant donner lieu à une obstruction des canaux de la roue ;
- les fluides porteurs de matières fibreuses, végétales ou organiques, pouvant conduire à un colmatage lent d'une section quelconque de la pompe.

III.5.1 Liquides chargés de particules solides

Ces pompes subissent au moins deux types d'agression différente:

- Par érosion

C'est-à-dire par impacts successifs et répétés de particules sur les surfaces de la pompe.

L'agressivité de l'érosion dépend de nombreux paramètres : angle d'impact (l'érosion d'un matériau ductile est maximale pour un angle de 20 à 30 degrés), taille des particules, concentration, vitesse d'impact, dureté des particules, viscosité du fluide porteur, etc.

Les phénomènes d'érosion n'évoluent pas de façon linéaire et ils subissent un effet de seuil. Par exemple, il faut à la particule qui frappe la surface une énergie suffisante pour arracher un peu de matière. Il faut aux particules une différence de densité suffisante avec le fluide porteur et une taille suffisante pour que la trajectoire des particules se différencie nettement de celle de l'écoulement principal. Pour cette raison, les tentatives qui ont été faites pour exprimer le taux d'érosion par une relation de la forme :

$$\text{— Taux d'érosion} = K d^l V^m m^n$$

— avec d diamètre des particules,

— V vitesse,

— m viscosité,

— K, l, m, n coefficients à déterminer expérimentalement, n'ont pas conduit à des résultats utilisables.

Par abrasion

L'abrasion se produit lorsque des particules solides sont forcées entre deux surfaces, mobiles l'une par rapport à l'autre. Pour une pompe centrifuge, cela peut se produire partout où il y a un mouvement relatif et de faibles jeux.

Le phénomène est aggravé lorsque la distance entre les surfaces mobiles réduit avec l'avancement de la particule. Pour une pompe centrifuge, c'est le cas au niveau d'une section de fuite annulaire excentrée. On trouvera dans la référence [25] des informations sur la façon d'évaluer l'abrasivité d'un fluide.

Le déplacement de « lits glissants » (accumulation de particules sur une surface) conduit aussi à des mécanismes d'abrasion. Les forces de frottement à la paroi y jouent un rôle dominant, même s'il peut exister aussi des phénomènes d'impact.

III.5.1. 1. Caractères principaux

Les pompes destinées au transfert de liquides érosifs et abrasifs présentent, en partie ou en totalité, les caractères suivants.

1) Les matériaux sont choisis pour leur résistance à l'érosion et à l'abrasion. Ils diffèrent notablement des matériaux standards. On trouvera dans les références [26], [27] des informations (au moins comparatives) concernant la résistance à l'abrasion et à l'érosion de quelques matériaux.

2) Les structures de la pompe ont des épaisseurs très supérieures à celles d'une pompe ordinaire. Les ailes de la roue peuvent avoir jusqu'à 5 fois l'épaisseur normale. Les éléments du stator atteignent 2 fois l'épaisseur normale, voire davantage.

3) Le nombre d'ailes de la roue est souvent plus petit que celui d'une roue conventionnelle, ce qui facilite la réalisation d'ailes épaisses.

4) Des pièces d'usure, facilement remplaçables, sont mises en place aux endroits les plus exposés.

5) On attribue aux pièces d'usure et aux pièces permanentes des fonctions séparées : par exemple la volute peut être composée d'une partie interne résistant à l'érosion, et d'une partie externe résistant à la pression. Les pompes à revêtement interne en caoutchouc, pour liquides érosifs de petite granulométrie (sable et petit gravier), constituent un exemple remarquable de séparation des fonctions figure (III.10a).

6) La volute est souvent de forme simplifiée (section constante).

7) Le bec de volute est éloigné de la roue. Il est épais ou formé d'un dièdre à grand angle.

8) Les formes sont particulières, on évite les angles vifs, et tout ce qui peut générer la formation de tourbillons.

9) La roue porte, de part et d'autre, à l'extérieur des flasques, des ailettes courtes, radiales ou

inclinées. Elles ont pour objet de rejeter par effet centrifuge les plus grosses particules abrasives, et de réduire (ou annuler) le débit de fuite interne qui traverse les barrages d'étanchéité.

10) Les jeux de fonctionnement sont nettement plus grands que ceux d'une pompe ordinaire.

11) Les sections de fuite sont le plus souvent radiales, au lieu d'être constituées par deux cylindres concentriques à petit jeu.

12) L'arbre et la pivoterie sont largement dimensionnés. Ils peuvent supporter des forces de balourd inhabituelles ou des efforts radiaux permanents résultant de l'usage d'une volute de section constante.

La figure (III.10b) extraite de la référence [26] montre une pompe répondant à la plupart des critères ci-dessus. Les numéros reportés sont ceux de l'alinéa correspondant.

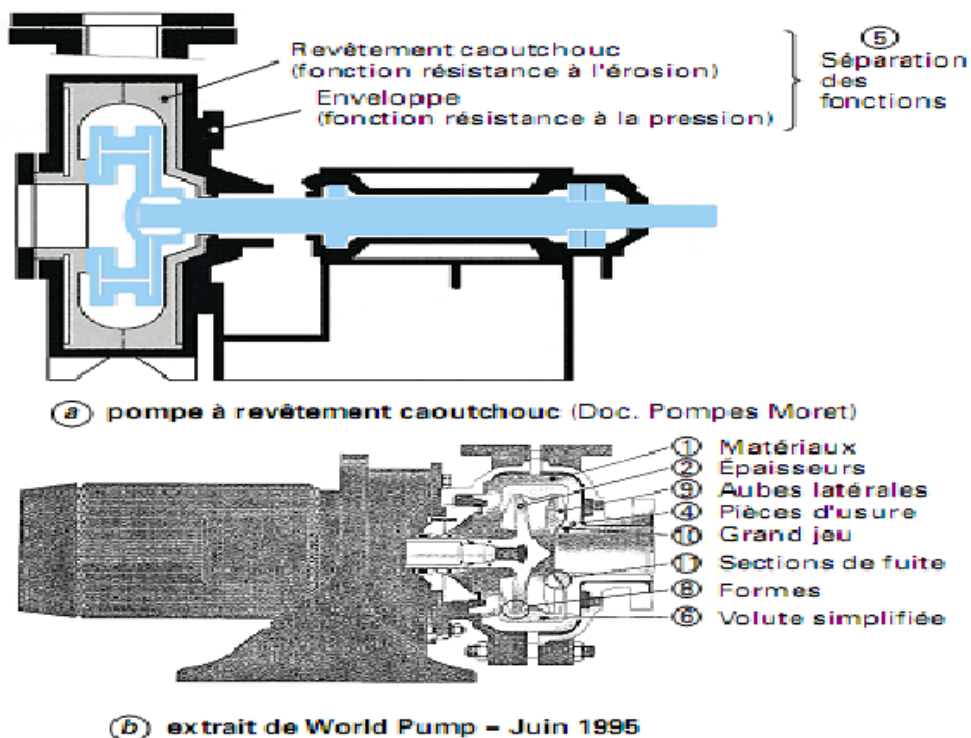


Figure. III.10 : Pompe pour liquides chargés érosifs.

III.5.1.2. Évaluation de l'érosion par le calcul

De nombreux efforts ont été faits, depuis plus de 15 ans, pour évaluer par le calcul, l'emplacement des zones dangereuses, la vitesse d'érosion, l'influence de la concentration, l'influence de la taille des particules, etc.

Ces méthodes supportent, encore, de sévères limitations et aucune ne permet de répondre à la totalité des problèmes posés sauf s'il s'agit de cas simples. Elles demandent, en outre, des moyens

de calcul importants, ou très importants, et des personnels formés à l'utilisation de logiciels résolvant les équations de Navier-Stokes (CFD). Toutes les méthodes comportent au moins deux phases.

Première phase : elle consiste à déterminer par un calcul d'écoulement, la vitesse des particules, en particulier au voisinage immédiat de la paroi. Le calcul diphasique est de préférence réalisé à partir d'un code 3D résolvant les équations de Navier-Stokes, et prenant en compte une viscosité turbulente. On trouve cependant dans la littérature des calculs effectués avec des codes plus simples. Le calcul est alors initié en écoulement non visqueux, monophasique et l'aspect diphasique n'est pris en compte qu'ultérieurement.

Deuxième phase : elle consiste à évaluer l'arrachement de matière, à partir de ce que l'on convient d'appeler un « modèle d'érosion », d'origine expérimentale et qui constitue la partie centrale de la méthode. Les grandeurs obtenues par le calcul en première phase, telles que la vitesse et la direction des particules deviennent des grandeurs d'entrée dans le modèle d'érosion. La qualité de ce modèle détermine pour beaucoup la valeur des résultats obtenus.

La construction du modèle d'érosion :

taux d'érosion = f (vitesse, direction, taille, forme, densité des particules, nature du matériau, etc.)

peut être faite dans un cadre très général. Une revue des méthodes expérimentales qui permettent de conduire un tel modèle d'usure est donnée dans la référence [28].

Le modèle d'érosion peut aussi être construit, affiné ou vérifié sur un banc d'essais plus spécifique, plus représentatif. Ce sera, par exemple un banc d'essais porteur d'aubages de pompe ou de turbine hydraulique. C'est ce qui a été fait dans la référence [29].

Les limitations que supporte la méthode sont les suivantes :

-le calcul ne sait pas (ou sait mal) prendre en compte les interactions (chocs) entre particules lorsque la concentration est élevée ;

-le calcul ne sait pas prévoir la formation de lits glissants dont le rôle peut être si important ; en d'autres termes, le calcul ne sait pas prédire le comportement d'amas de particules, mais seulement le comportement de particules individuelles ;

-le calcul ne sait pas prédire, ou prédit mal, l'influence des phénomènes instationnaires, si

importants au niveau du bec de volute (ces calculs instationnaires sont d'une grande complexité, même en écoulement monophasique.

-les phénomènes d'abrasion relèvent d'une procédure d'évaluation totalement différente de ce qui est pour l'érosion.

On trouvera dans la référence [29] un exemple de calcul en turbine hydraulique avec le logiciel TASC flow Navier-Stokes associé à un modèle d'érosion. Cet exemple est d'un grand intérêt, car il concerne un cas particulier, où la méthode est totalement applicable : pas d'interaction entre particules, pas de lits glissants, pas d'instationnaire, pas de véritables phénomènes d'abrasion (au sens donné dans le § 2.1) sur des parties qui sont fixes.

On trouvera dans la référence [20] un autre exemple de calcul, où le modèle d'usure est basé sur l'énergie de dissipation.

III.5.2.Liquides présentant un risque d'obstruction

III.5.2.1.Obstruction par des corps solides

La plus petite section de passage, dans une pompe centrifuge, se situe, ordinairement, à l'entrée de la roue. Pour augmenter les dimensions de cette section et permettre le transit de corps volumineux, on réalise des roues porteuses d'un **nombre d'ailes**

Réduit.

Au lieu de roues à 6 ailes (réalisation la plus fréquente), on réalise des roues porteuses de 3,2 et même une seule aile. En outre, on accepte souvent des cols d'entrée, et des angles d'entrée plus grands que la valeur théorique calculée, ce qui ajoute encore à l'élargissement des sections de passage.

La figure (III.11) montre des roues à 1, 2, 3 canaux et les modes de réalisation qui leurs sont associés.

Dans le cas d'une roue à un seul canal, la section la plus petite peut ne pas être la section d'entrée dans la roue, mais la section au col de la volute. Dans ce cas, il convient d'élargir la section réglant de la volute.

En principe, les pompes décrites ci-dessus se calculent comme des pompes centrifuges normales.

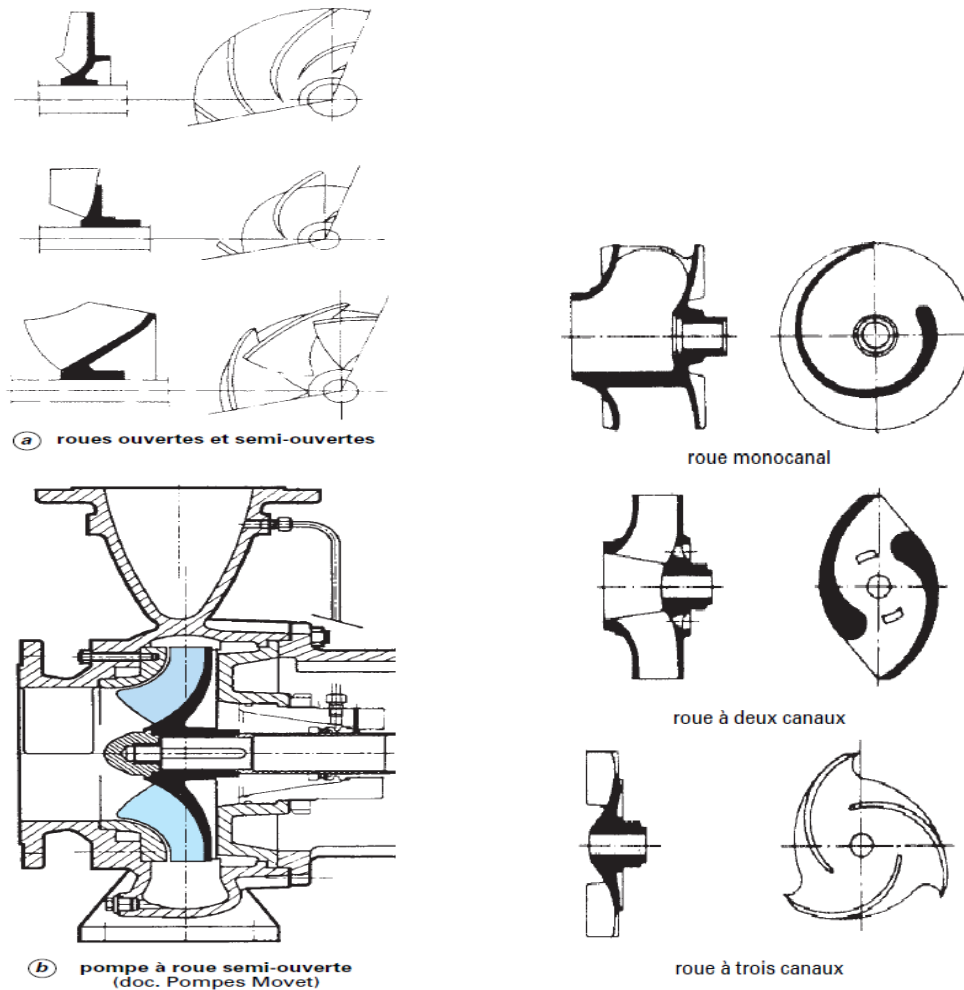


Figure III.12 : Roues ouvertes et semi-ouvertes **Figure III.11** : Roues à petit nombre d'ailes et et pompe à roue semi-ouverte. larges sections de passage.

Cependant, les roues à deux, et surtout à une aube, supportent des charges hydrauliques telles, que beaucoup des critères qui ont été exposés en [11] ne sont plus applicables. Les pompes à une aile conduisent à des rendements qui sont au-dessous de ceux d'une pompe centrifuge de dessin standard.

III.5.2.2. Pompes supportant un risque de colmatage

Les pompes qui véhiculent des fluides porteurs de matières fibreuses, végétales ou avec des roues ouvertes (extrémité des ailes libres). La figure (III.12 a), venant de la organiques, risquant de provoquer, à terme, des obstructions internes, sont réalisées référence [11] montre trois roues de ce type correspondant à des vitesses spécifiques croissantes (en partant du haut de la figure).

La figure (III.12b) montre de façon plus complète le mode de réalisation d'une telle pompe. On notera que l'élément de stator situé devant la roue constitue une pièce d'usure facilement remplaçable.

III.5.3. Pompes à effet vortex

Les pompes à effet vortex occupent une place à part dans le domaine des pompes pour liquides chargés. Elles offrent des sections de passage exceptionnelles. Elles sont constituées de roues ouvertes. Une petite fraction seulement de l'écoulement traverse la roue, le reste est véhiculé par effet induit. Cette particularité confère aux pompes à effet vortex un certain avantage pour ce qui concerne l'érosion de la roue.

III.5.3.1. Description

Les éléments constitutifs de la pompe figure (III.13) sont :

- la roue (repère 1) qui porte selon les réalisations 6 à 8 aubes ; celles-ci peuvent être radiales, inclinées ou de forme évolutive, mieux adaptées à l'écoulement interne ;
- des ailettes courtes, ou des rainures (repère 2) portées sur la face arrière de la roue, destinées à limiter l'introduction de particules abrasives vers le système d'étanchéité ; cette disposition n'est pas constante, elle peut être manquante ;
- l'arbre (repère 3) qui porte l'équipage mobile ;

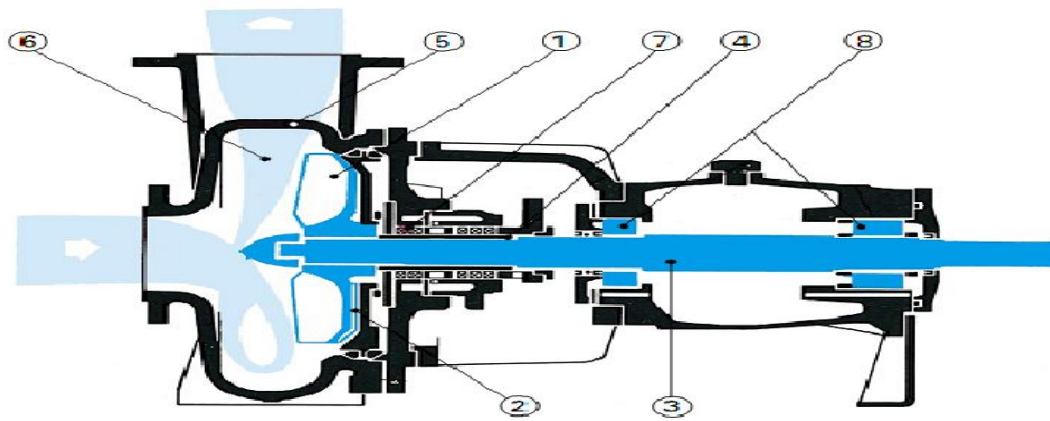


Figure III. 13 : Pompe à effet vortex.

- la chemise d'arbre (repère 4) qui est située sous les tresses du système d'étanchéité et qui constitue une pièce d'usure ;
- la volute (repère 5) qui peut être de section évolutive comme sur une pompe standard, mais qui est, plus souvent, de forme simplifiée, c'est-à-dire de section constante ;
- un espace vide (repère 6) situé devant la roue qui constitue l'élément principal de la pompe ; c'est là que s'effectue, par effet centrifuge induit, la compression du fluide véhiculé ; il y acquiert son énergie cinétique (vitesse), et potentielle (pression) ;
- un système d'étanchéité (repère 7) qui dans le cas de la figure est constitué par des tresses ;
- une pivoterie (repère 8) qui porte l'arbre ; elle est le plus souvent constituée de roulements.

Nota : on notera une certaine analogie entre l'espace situé devant la roue et le canal des pompes à canal latéral bien que leurs rôles soient différents.

III.5.3.2. Domaine d'utilisation

Les pompes à effet vortex couvrent en pratique un large domaine d'utilisation, s'étendant en débit de 10 à 1 500 m³/h et en hauteur de 5 à 70 m. Ce domaine se trouve défini par l'appel du marché, et non par des limites techniques ou technologiques, il pourrait donc être étendu.

III.5.3.3.Zone de vitesses spécifiques N_s

La zone de N_s , correspondant au point nominal, se situe dans un intervalle allant de $N_s = 12$ à $N_s = 35$. Le rendement de ces pompes évolue avec le N_s . Les meilleurs rendements sont obtenus pour $15 < N_s < 35$.

Pour des N_s supérieurs à 35, par exemple $N_s = 50$, on peut constater des instabilités de fonctionnement et des niveaux vibratoires sévères, qui limitent l'extension de ces machines vers les grands N_s .

III.5.3.4.Courbes caractéristiques, rendement

La courbe caractéristique $H(Q)$ d'une pompe à effet vortex a une forme proche de celle d'une pompe centrifuge standard, dans une représentation en valeurs relatives Q/Q_n et H/H_n (avec Q_n et H_n valeurs nominales).

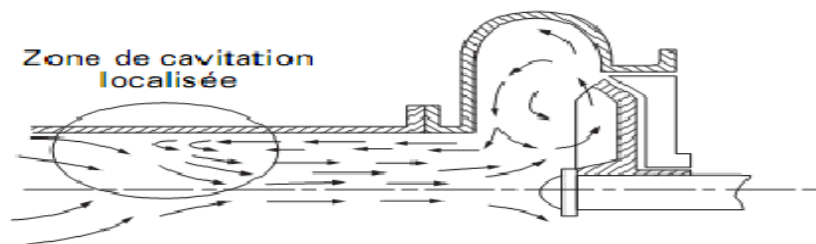


Figure III.14 : Fonctionnement à très petit débit d'une pompe à effet vortex.

Bien que supportant, dans leur principe, des causes d'irréversibilité, les pompes à effet vortex permettent d'obtenir au point optimal des rendements compris entre 0,5 et 0,65, cette dernière valeur étant obtenue avec des formes d'aubes spécialement adaptées à la nature des écoulements internes.

Si on compare les rendements ci-dessus aux rendements de pompes centrifuges normales (ayant un N_s de 20 qui représente le centre du domaine), on est conduit à une chute de rendement de 7 à 20 % de rendement environ. Si on avait comparé les pompes à effet vortex avec d'autres types de pompes pour liquides chargés, l'écart de rendement aurait été plus faible. Dans certains cas (pompes dont la roue porte une aile), l'écart de rendement peut être en faveur des pompes à effet vortex.

III.5.3.5.Fonctionnement à petit débit

Les pompes à effet vortex, comme les pompes à canal latéral, font l'objet d'une double circulation, méridienne et tangentielle. Le débit de circulation qui traverse la roue ne s'arrête donc jamais, même lorsque la pompe fonctionne à vanne fermée et que le débit principal est nul. On ne rencontre pas sur ce type de pompe de phénomènes comparables aux recirculations des roues centrifuges à petit débit. Par contre, à très petit débit, on constate des écoulements de retour dans la conduite d'aspiration, comme cela est indiqué sur la figure (III.14), ils donnent lieu, pour les valeurs de NPSH habituelles, à des figures de cavitation locales dans la zone où l'écoulement à l'extérieur de la conduite se retourne pour revenir vers la pompe.

Ces figures de cavitation sont parfaitement visibles au travers d'une paroi transparente. Elles donnent lieu à un bruit fort et typique de la cavitation. Les bulles collapsent sur elles-mêmes et sont donc sans danger d'érosion pour la pompe ou pour la tuyauterie.

On notera enfin que les pompes à effet vortex ne subissent, à faible débit, que des poussées radiales négligeables, au contraire de ce qui est pour les pompes centrifuges à volute .

III.5.3.6.Applications

Les pompes à effet vortex ont des sections de passage de grandes dimension ; elles utilisent des roues ouvertes ou semi-ouvertes. Elles conviennent donc particulièrement bien au pompage de liquides fibreux ou porteurs de gros corps solides. La pompe est pratiquement imbouchable.

Lorsqu'elles sont réalisées avec des matériaux résistants à l'érosion, elles conviennent aussi au pompage de fluides érosifs et présentent un certain avantage au point de vue de l'érosion dans la roue.

En conclusion, les pompes à effet vortex offrent une grande polyvalence. Elles permettent de véhiculer des fluides qui sont à la fois (ou successivement au cours d'un process) érosifs et abrasifs, porteurs de fibres, porteurs de gros corps solides, ce que les autres pompes, aux aptitudes plus spécifiques, ne peuvent pas faire.

IV. Introduction

Dans ce chapitre on va déterminer la relation entre les pertes de charges dans une pompe centrifuge et la concentration du mélange, et faire un programme donnant les courbes caractéristique ($H=f(Q)$, $N=f(Q)$, et $\eta=f(Q)$), et pour cela on va utiliser les résultats expérimentaux obtenus par des essais. [8]

L'étude expérimentale est faite en faisant l'analyse granulométrique des solides transportés dans les entreprises Algériennes par les pompes centrifuges où la majorité des particules solides ont un diamètre qui ne dépasse pas 0.3 mm.

IV.1.Schéma du stand et méthodologie des essais

Dans les entreprises industrielles les pompes centrifuges utilisées pour le transport des mélanges sont des pompes mono- étagée avec un nombre d'aubes de 1 à 6, la vitesse de rotation est comprise entre 600 et 2900 tr/mn. La pompe utilisée dans cet essais est de type K-20-30 à console monocellulaire entraînée par un moteur asynchrone.[tableau VI.1]

Tableau IV.1 : Caractéristiques techniques de la pompe centrifuge K-20-30.

	Paramètres	Unités	Valeurs
01	Débit nominal	m ³ /h	20
02	Puissance du moteur	Kw	4,5
03	Hauteur nominale	M	30
04	Vitesse de rotation	tr/mn	2900
05	Rendement ;	%	64
06	Nombre d'aubes		06
07	Vitesse spécifique		20
08	Diamètre extérieur de la roue mobile	Mm	162
09	Diamètre intérieur de la roue mobile	Mm	7,3
10	Angle entre w_2 et u_2 à la sortie ; β_2	°	13
11	Angle entre w_2 et u_2 à l'entrée; β_1	°	35
12	Angle entre w_1 et u_1 à l'entrée ; β_1	°	90°
13	Epaisseur de l'aube	Mm	08

L'analyse granulométrique des solides transportés dans les usines d'enrichissement d'Algérie par les pompes centrifuges, montre que la majorité des particules solides ont un diamètre qui ne dépasse pas 0,3 mm (88 ÷ 98%). Ceci permet de choisir la granulométrie du solide du mélange pour les essais de la pompe modèle qui est du déchet de lavage de phosphate avec une densité de 1800 kg/m³. Les expériences sont exécutées pour différentes densités du mélange en commençant par l'essai normal en eau. Pour assurer une concentration stable pendant chaque essai on garde le volume d'eau stable dans le réservoir et en augmentant à chaque fois le volume du solide, Le but essentiel des recherches expérimentales est d'avoir une bonne précision des appareils de mesure et une description mathématique du processus. En se basant sur les expériences et autres recherches le stand expérimental est construit pour l'essai de la pompe dans la chaîne du transport hydraulique des déchets de lavage. Le schéma principal du stand et des appareils de mesure est présenté dans la fig.IV.1.

Le schéma de circulation du mélange est fermé pour garder les mêmes conditions du transport pendant les essais, cela veut dire que la pompe à essayer est liée au réservoir de réception (1) par la conduite d'aspiration ainsi que par celle de refoulement. Les conduites de refoulement et d'aspiration ont un diamètre de 0.062m. La pompe est disposée de façon que son entrée soit en bas par rapport au niveau d'eau dans le réservoir c'est pourquoi nous avons toujours la pompe amorcée.

Cette construction permet de régler profondément le débit et la concentration du mélange pendant les essais de la pompe sans régime de cavitation.

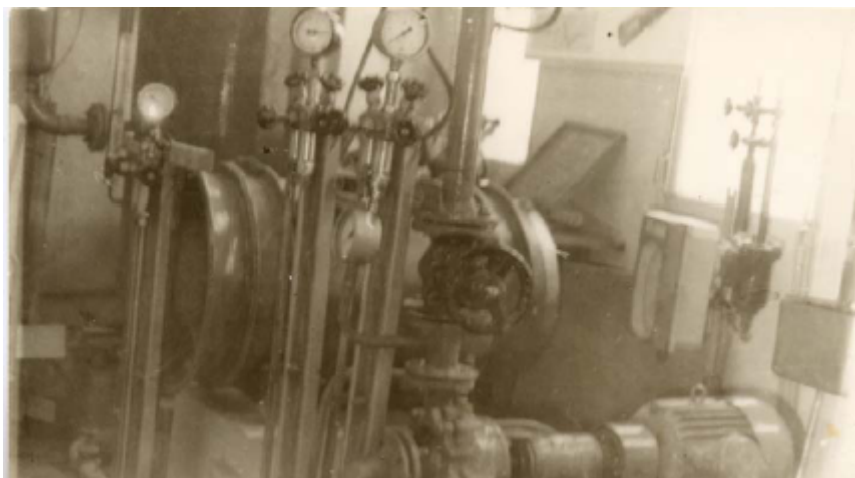


Figure IV.1 : Pompe centrifuge monocellulaire K-20-30.

Le réservoir de réception est muni d'un doseur spécial (2), d'un filtre (f) ainsi d'un indicateur de niveau du liquide.

Les conduites d'aspiration et de refoulement sont munies de vannes (E) qui assurent le réglage du débit de la pompe. Les pressions dans les cotes aspiration et refoulement sont mesurées respectivement par un vacuomètre (11) et un manomètre à Bourdon (10). La vitesse de rotation de la pompe et la puissance du moteur de commande, sont données directement par le tachymètre (15) et le Wattmètre (14).

Le débit refoulé par la pompe dans le réservoir de réception est mesuré par un appareil déprimogène et un manomètre différentiel à liquide (mercure) (12). Comme la pompe travaille en mélange il a fallu intercaler dans la partie refoulement un montage spécial qui permet de mesurer le débit en volume, la densité du mélange et de vérifier les appareils de mesure installés dans le circuit.

Ce montage se compose d'un réservoir étalonné (5), d'une balance mécanique (6) et d'un commutateur du flux (7) lié avec un chronomètre électrique (8). Pour éviter l'influence de la couche variable du solide dans le réservoir (1) au cours de mesure de la densité par la méthode volume masse, un densimètre hydrostatique installé dans la conduite de refoulement pour assurer une mesure de la densité plus précise.

Suivant les normes de mesure de la pression dans une conduite verticale, deux prises de pression sur la conduite de refoulement distant d'une longueur L 0,5 m. La différence de pressions en fonction de la densité du mélange et du débit est mesurée par un manomètre différentiel rempli de tétrachlorure de carbone de densité 1600t/m^3 insoluble dans l'eau ce qui permet de voir l'indication de l'appareil.

Pour éviter le bouchage et le blocage du monomètre différentiel des séparateurs d'eau et de mélange sont intercalés.

LEGENDE

- 1 -Pompe centrifuge K-20-30
- 2 -Doseur
- 3-Indicateur de niveau
- 4-Balance mécanique
- 5-Densimetre
- 6-Réservoir
- 7-Vanne de refoulement
- 8-Vanne d'aspiration
- 9-Réservoir étalon
- 10-Manometre
- 11-Vacuometre
- 12-Débitmetre
- 13-Moteur de commande

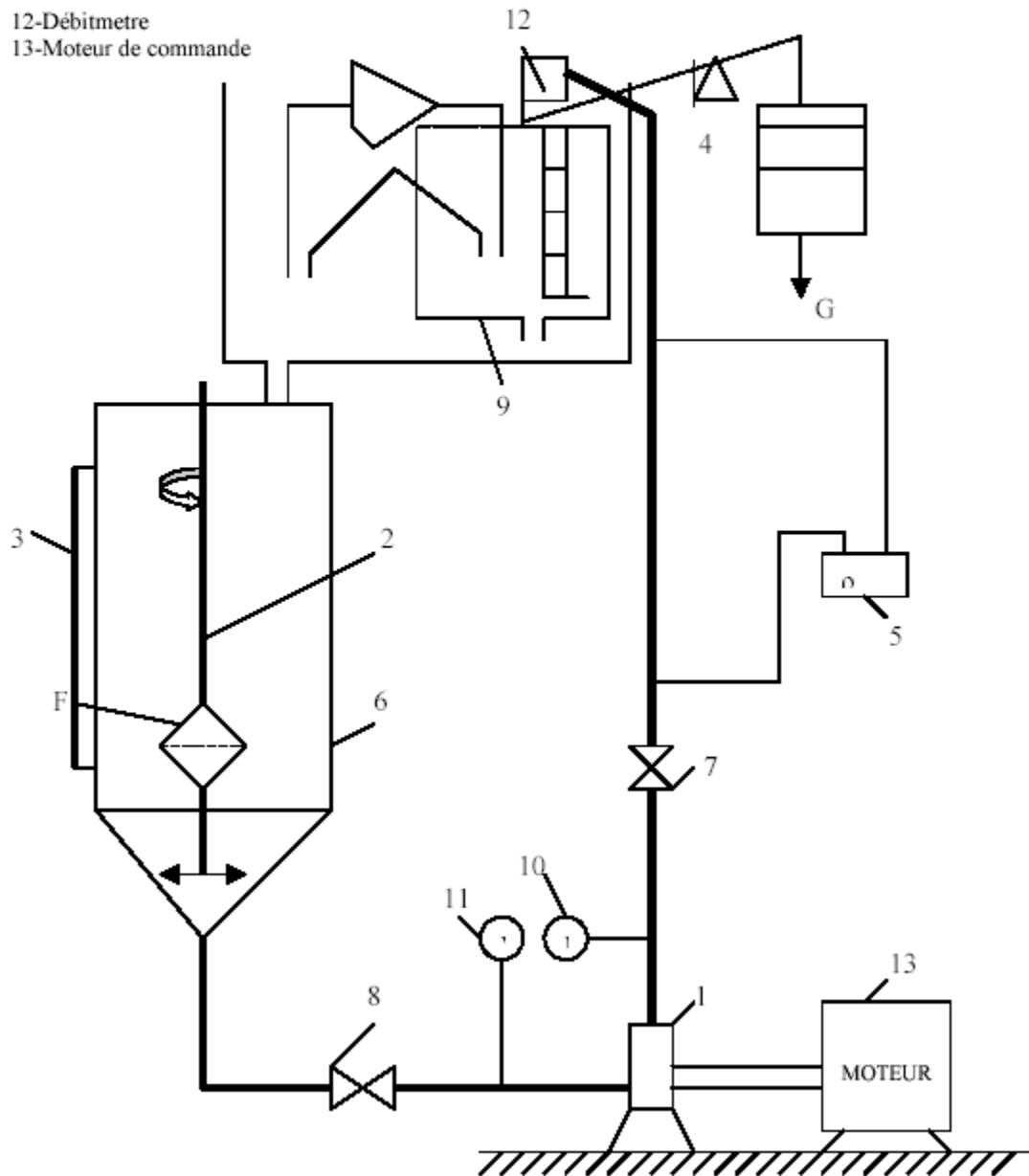


Figure IV.2 : Installation d'essai de la pompe K-20-30

IV.2.Traitement et analyse des résultats

Les paramètres de la pompe en fonction du débit du mélange ont été calculés d'après les méthodes ordinaires [8], les essais consistent à mesurer expérimentalement les caractéristiques $H=f(Q)$, $N=f(Q)$, $\eta=f(Q)$ à une vitesse de rotation donnée. Pour cela l'essai se conduit en commençant par le point du débit nul (vanne fermée au refoulement) puis on ouvre progressivement la vanne jusqu'au débit maximal.

Les dépendances $H=f(Q)$, $N_{eff}=f(Q)$ et $\eta=f(Q)$ de la pompe pour différentes concentrations sont présentées par les Figures IV.3 a, b et c :

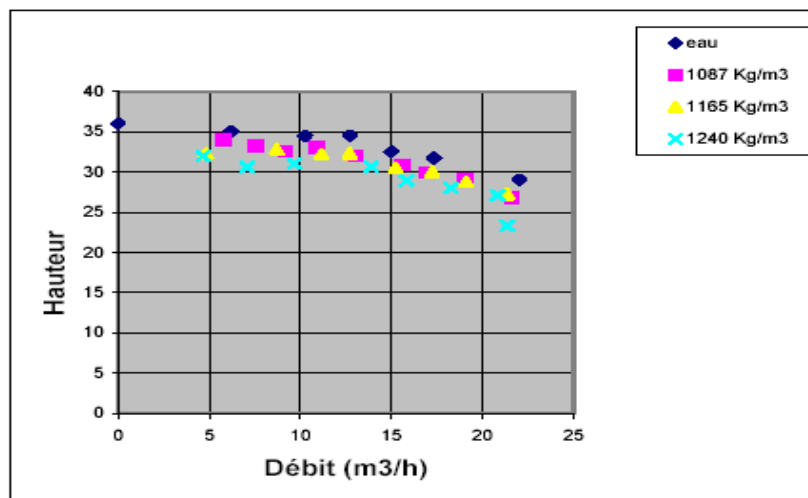


Figure. IV 3 .a : Dépendance $H=f(Q)$ de la pompe K-20-30 pour différentes densités du mélange.

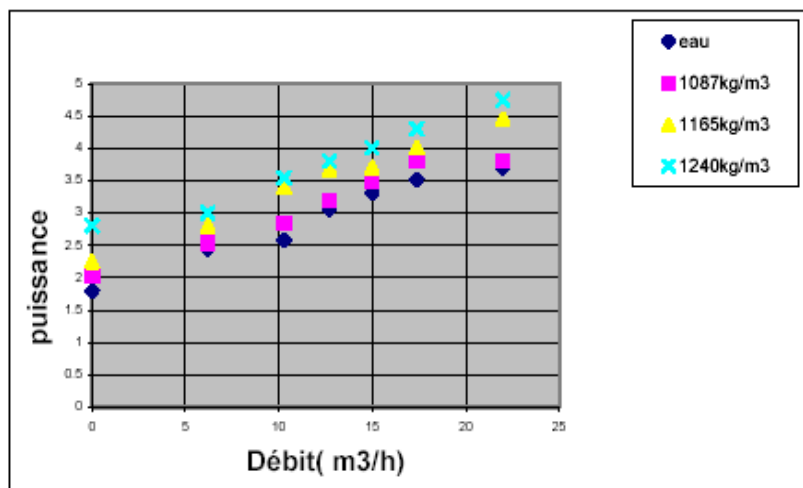


Figure IV.3 b : Dépendances $N=f(Q)$ de la pompe K-20-30 pour différentes densités du mélange.

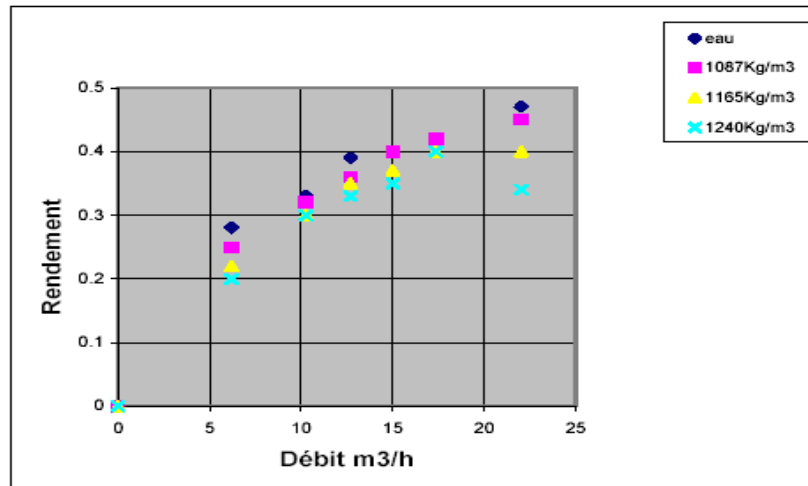


Figure IV.3. c : Dépendances $\eta = f(Q)$ de la pompe K-20-30 pour différentes densités du mélange.

IV.3. Programmation

IV.3.1. Position de problème

Les figures (IV.3a, b et c) obtenues expérimentalement nous donnent des courbes caractéristiques pour des concentrations fixes (0, 5, 10 et 15%).

IV.3.2 Objectif

L'idée est de faire un programme sous **DELPHI** en utilisant les résultats expérimentaux. [8]

Et parmi les différentes solutions existantes, le réseau Neurone est l'un des meilleurs outils mathématiques qui modélise des problèmes non linéaire et donne des courbes plus précises ; mais cette méthode demande une base de donnée très riches (des milliers de données) ; mais dans notre cas on a pu extraire qu'une quarantaines de données présentées dans les tableaux (IV.2), (IV.3).

C'est la raison pour la quelle on a réalisé un programme qui est basé sur l'estimation par pondération et la moyenne, l'avantage de ces méthodes c'est qu'elles nous permettent d'obtenir les différentes courbes caractéristiques de la pompe ($H=f(Q)$, $N=f(Q)$ et $\eta=f(Q)$) en fonction du la concentration du mélange avec une base de donnée limité.

IV.4. Résonnement

IV.4.1. Estimation par pondération

les figures (IV.3.a,b et c) nous a permis de tracer les courbes caractéristiques de la pompes étudiée, et d'extraire les différentes équations de H, N et en fonction de débit Q et de trouver les leurs équations :

Pour la hauteur :

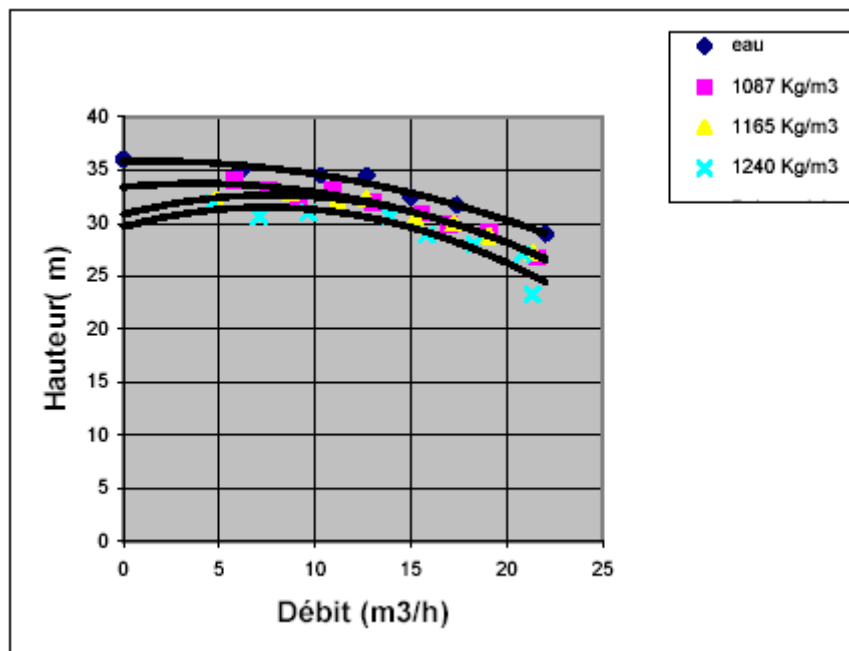


Figure IV.4.a : courbes pour différentes densités du mélange.

D'après la figure (IV.4a), on a déterminé la relation entre la hauteur H et le débit Q pour les différentes concentrations 0, 5, 10 et 15%, représenté par les équations suivantes :

Tableau. IV.2.a : la Hauteur H=f(Q).

Concentration	Equation
0 %	$H = - 0.0156Q^2 + 0.0328Q + 36.849$
5 %	$H = - 0.0316 Q^2 + 0.1709Q + 33.387$
10 %	$H = - 0.0301 Q^2 + 0.4694Q + 30.817$
15 %	$H = - 0.0334 Q^2 + 0.4978Q + 29.64$

Et on a pu extraire les données suivantes :

Tableau IV.2.b : base de données de la Hauteur $H=f(Q)$.

Q	0	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6	6.5
0 %	36.84	36.8615	36.866	36.8631	36.852	36.8335	36.807	36.7727	36.730	36.8607	36.623	36.5575	36.844	36.4031
5 %	33.38	33.46455	33.526	33.57225	33.602	33.61675	33.615	33.59805	33.565	33.51615	33.451	33.37105	33.274	33.16275
10 %	30.817	31.044175	31.2563	31.453375	31.6354	31.802375	31.4543	32.091175	32.2213	32.319775	32.4115	32.488175	32.5498	32.596375
15 %	29.64	29.88055	30.104	30.3115	30.502	30.6757	30.832	30.9732	31.096	31.2037	31.294	31.3675	31.424	31.4645

Q	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5	11	11.5	12	12.5	13	13.5
0 %	36,314	36,2175	36,113	36,0007	35,880	35,7527	35,61	35,4735	35,322	35,1631	34,996	34,8215	34,639	34,4487
5 %	33,034	32,89125	32,731	32,55655	32,365	32,15865	31,93	31,69755	31,443	31,17325	30,887	30,58575	30,268	29,93505
10 %	32,627	32,64437	32,645	32,63217	32,603	32,55977	32,50	32,42717	32,338	32,23437	32,115	31,98137	31,832	31,66817
15 %	32,6279	32,644375	32,6458	32,632175	32,6035	32,559775	32,501	32,427175	32,338	32,234375	32,115	31,9813	31,832	31,6681

Q	14	14.5	15	15.5	16	16.5	17	17.5	18	18.5	19	19.5
0 %	34,2506	34,0447	33,831	33,609	33,380	33,1431	32,898	32,6455	32,385	32,1167	31,8406	31,8406
5 %	29,586	29,2215	28,8405	28,44405	28,0318	27,60375	27,1599	26,70025	26,2248	25,73355	25,2265	24,70365
10 %	31,489	31,294775	31,0855	30,861175	30,6218	30,367375	30,0979	29,813375	29,5138	29,199175	28,8695	28,524775
15 %	31,489	31,489	31,0855	30,861175	30,6218	30,367375	30,0979	29,813375	29,5138	29,199175	29,199175	28,524775

Q	20	20.5	21	21.5	22
0%	31,265	30,9655	30,6582	30,3431	30,0202
5%	24,165	23,61055	23,0403	22,45425	21,8524
10%	28,165	27,790175	27,4003	26,995375	26,5754
15%	28,165	27,790175	27,4003	26,995375	26,5754

Pour la puissance :

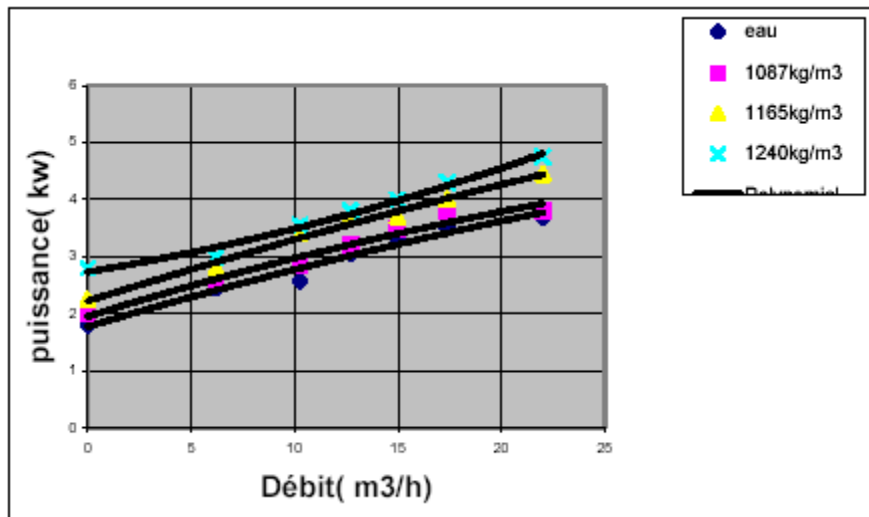


Figure IV.4 .b : courbes pour différentes densités du mélange.

Aussi pour la puissance on a déterminé les équations qui représentent les courbes caractéristiques dans concentration citées avant :

Tableau IV.3.a : la puissance $N=f(Q)$.

Concentration	Equation
0 %	$N= -0.0007 Q^2 +0.1072 Q+1.7775$
5 %	$N= -0.001 Q^2 +0.1116 Q+1.9574$
10 %	$N= -0.0006 Q^2 +0.1134 Q+2.2248$
15 %	$N=0.0015 Q^2 +0.0601 Q+2.7364$

Et on a peut extraire les données suivantes :

Tableau IV.3.b : Base de données de la puissance $N=f(Q)$.

Q	0	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5	6	6.5
0 %	1,77 75	1,830 925	1,8 84	1,936 725	1,9 891	2,041 125	2,0 928	2,144 125	2,1 951	2,245 725	2,2 96	2,345 925	2,3 955	2,444 725
5 %	1,95 74	2,012 95	2,0 68	2,122 55	2,1 766	2,230 15	2,2 832	2,335 75	2,3 878	2,439 35	2,4 904	2,540 95	2,5 91	2,640 55
10 %	2,22 48	2,281 35	2,3 376	2,393 55	2,4 492	2,504 55	2,5 596	2,614 35	2,6 688	2,722 95	2,7 768	2,830 35	2,8 836	2,936 55
15 %	2,73 64	2,766 825	2,7 98	2,829 925	2,8 626	2,896 025	2,9 302	2,965 125	3,0 008	3,037 225	3,0 744	3,112 325	3,1 51	3,190 425

Q	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5	11	11.5	12	12.5	13	13.5
0 %	2,49 36	2,542 125	2,59 03	2,638 125	2,68 56	2,732 725	2,77 95	2,825 925	2,87 2	2,917 725	2,96 31	3,008 125	3,05 28	3,097 125
5 %	2,68 96	2,738 15	2,78 62	2,833 75	2,88 08	2,927 35	2,97 34	3,018 95	3,06 4	3,108 55	3,15 26	3,196 15	3,23 92	3,281 75
10 %	2,98 92	3,041 55	3,09 36	3,145 35	3,19 68	3,247 95	3,29 88	3,349 35	3,39 96	3,449 55	3,49 92	3,548 55	3,59 76	3,646 35
15 %	3,23 06	3,271 525	3,31 32	3,355 625	3,39 88	3,442 725	3,48 74	3,532 825	3,57 9	3,625 925	3,67 36	3,722 025	3,77 12	3,821 125

Q	14	14.5	15	15.5	16	16.5	17	17.5	18	18.5	19	19.5
0%	3,141 1	3,184 725	3,228	3,270 925	3,313 5	3,355 725	3,397 6	3,439 125	3,480 3	3,521 125	3,561 6	3,601 725
5%	3,323 8	3,365 35	3,406 4	3,446 95	3,487	3,526 55	3,565 6	3,604 15	3,642 2	3,679 75	3,716 8	3,753 35
10%	3,694 8	3,742 95	3,790 8	3,838 35	3,885 6	3,932 55	3,979 2	4,025 55	4,071 6	4,117 35	4,162 8	4,207 95
15%	3,871 8	3,923 225	3,975 4	4,028 325	4,082	4,136 425	4,191 6	4,247 525	4,304 2	4,361 625	4,419 8	4,478 725

Q	20	20.5	21	21.5	22
0%	3,6415	3,680925	3,72	3,758725	3,7971
5%	3,7894	3,82495	3,86	3,89455	3,9286
10%	4,2528	4,29735	4,3416	4,38555	4,4292
15%	4,5384	4,598825	4,66	4,721925	4,7846

Pour le rendement :

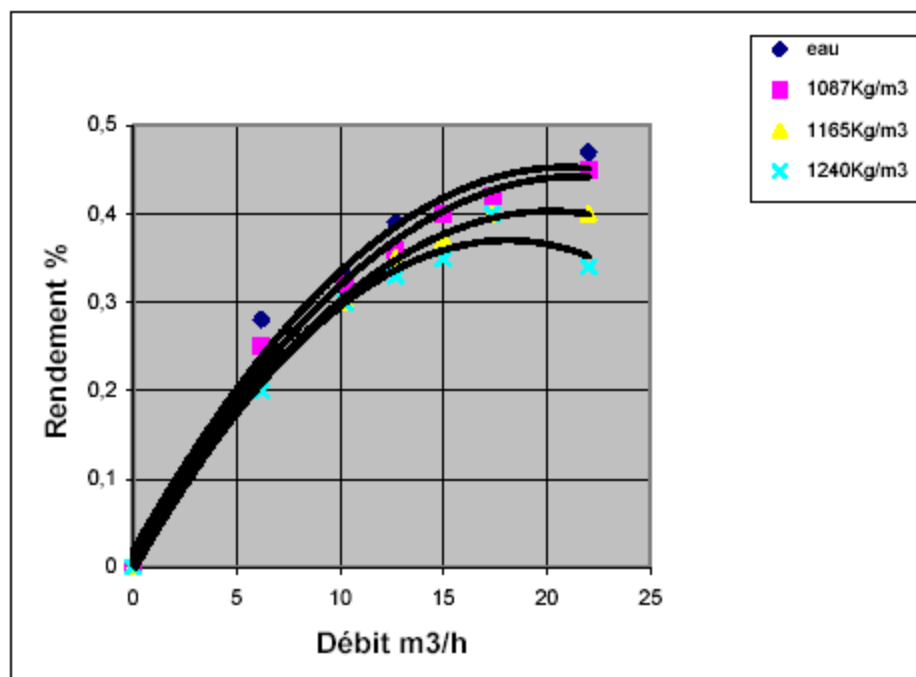


Figure IV.4.c : courbes pour différentes densités du mélange.

Et finalement pour le rendement voici les équations en fonction des débits de différentes courbes :

Tableau IV.4.a : le rendement $\eta = f(Q)$.

Concentration	Equation
0 %	$= -0.001 Q^2 + 0.0416 Q + 0.0173$
5 %	$= -0.0009Q^2 + 0.0403 Q + 0.0099$
10 %	$= -0.001 Q^2 + 0.0397 Q + 0.0027$
15 %	$= -0.0011Q^2 + 0.0414 Q + 0.0048$

Et on a pu extraire les données suivantes :

Tableau IV.4.b : base de données du rendement $\eta = f(Q)$.

Q	0	0.5	1	1.5	2	2.5	3	3.5	4	4.5	5	5.5
0%	0,017 3	0,037 85	0,057 9	0,077 45	0,096 5	0,115 05	0,133 1	0,150 65	0,167 7	0,184 25	0,200 3	0,215 85
5%	0,009 9	0,029 82	0,049 3	0,068 32	0,086 9	0,105 02	0,122 7	0,139 92	0,156 7	0,173 02	0,188 9	0,204 32
10%	0,002 7	0,022 3	0,041 4	0,06 1	0,078 1	0,095 7	0,112 8	0,129 4	0,145 5	0,161 1	0,176 2	0,190 8
15%	0,004 8	0,025 22	0,045 1	0,064 42	0,083 2	0,101 42	0,119 1	0,136 22	0,152 8	0,168 82	0,184 3	0,199 22

Q	6	6.5	7	7.5	8	8.5	9	9.5	10	10.5	11	11.5
0%	0,2309	0,24545	0,2595	0,27305	0,2861	0,29865	0,3107	0,32225	0,3333	0,34385	0,3539	0,36345
5%	0,2309	0,24545	0,2595	0,27305	0,2861	0,29865	0,3107	0,32225	0,3333	0,34385	0,34385	0,36345
10%	0,2049	0,2185	0,2316	0,2442	0,2563	0,2679	0,279	0,2896	0,2997	0,3093	0,3184	0,327
15%	0,2136	0,227425	0,2407	0,253425	0,2656	0,277225	0,2883	0,298825	0,3088	0,318225	0,3271	0,335425

Q	12	12.5	13	13.5	14	14.5	15	15.5	16	16.5	17
0%	0,3725	0,38105	0,3891	0,39665	0,4037	0,41025	0,4163	0,42185	0,4269	0,43145	0,4355
5%	0,3725	0,38105	0,3891	0,39665	0,4037	0,41025	0,4163	0,42185	0,4269	0,429825	0,4349
10%	0,3351	0,3427	0,3498	0,3564	0,3625	0,3681	0,3732	0,3778	0,3819	0,3855	0,3886
15%	0,3432	0,350425	0,3571	0,363225	0,3688	0,373825	0,3783	0,382225	0,3856	0,388425	0,3907

Q	17.5	18	18.5	19	19.5	20	20.5	21	21.5	22
0%	0,43905	0,4421	0,44465	0,4467	0,44825	0,4493	0,44985	0,4499	0,44945	0,4485
5%	0,43905	0,4421	0,44465	0,4467	0,44825	0,4493	0,44985	0,4499	0,44945	0,4485
10%	0,3912	0,3933	0,3949	0,396	0,3966	0,3967	0,3963	0,3954	0,394	0,3921
15%	0,392425	0,3936	0,394225	0,3943	0,393825	0,3928	0,391225	0,3891	0,386425	0,3832

La méthode à suivre :

La méthode consiste à déterminer deux coefficients α , β ($\alpha < 1$, $\beta < 1$) tel que :

Quant on donne une concentration quelconque $x\%$ ($x \in [0,15]$), le programme la classe dans l'un des intervalles cités avant.

Si $x \in [x_1, x_2] = \{ [0,5], [5,10] \text{ ou } [10,15] \}$;

$$\alpha = 1 - \frac{|x - x_1|}{5} \quad (\text{IV.1})$$

$$\beta = 1 - \frac{|x - x_2|}{5} \quad (\text{IV.2})$$

Et les équations mathématiques de la puissance, rendement et la hauteur à cette concentration X , sont données respectivement comme suit :

$$N(Q=Q_0) = \alpha N(Q=Q_1) + \beta N(Q=Q_2) \quad (\text{IV.3})$$

$$\eta(Q=Q_0) = \alpha \eta(Q=Q_1) + \beta \eta(Q=Q_2) \quad (\text{IV.4})$$

$$H(Q=Q_0) = \alpha H(Q=Q_1) + \beta H(Q=Q_2) \quad (\text{IV.5})$$

Avec :

$N(Q=Q_1)$ est la puissance à X_1 .

$N(Q=Q_2)$ est la puissance à X_2 .

$\eta(Q=Q_1)$ est le rendement à X_1 .

$\eta(Q=Q_2)$ est le rendement à X_2 .

$H(Q=Q_1)$ est la hauteur à X_1 .

$H(Q=Q_2)$ est la hauteur à X_2 .

IV.4.2. Estimation par la méthode de la moyenne

En prenons les mêmes bases de données citées avant, et avec la même façon en classe la concentration X du mélange donnée dans l'un des intervalles, le programme consiste à tracer la courbe moyenne qui situe entre les deux courbes extrémistes qui définissent les deux bornes de cet intervalle.

En comparant les deux courbes obtenues par les deux méthodes (estimation par pondération et par moyenne) il en résulte une signature qui détermine l'erreur entre les deux courbes comme le montre l'exemple suivant :

On prend une concentration $X=1.5\%$ du mélange et le programme nous donne les résultats suivants :

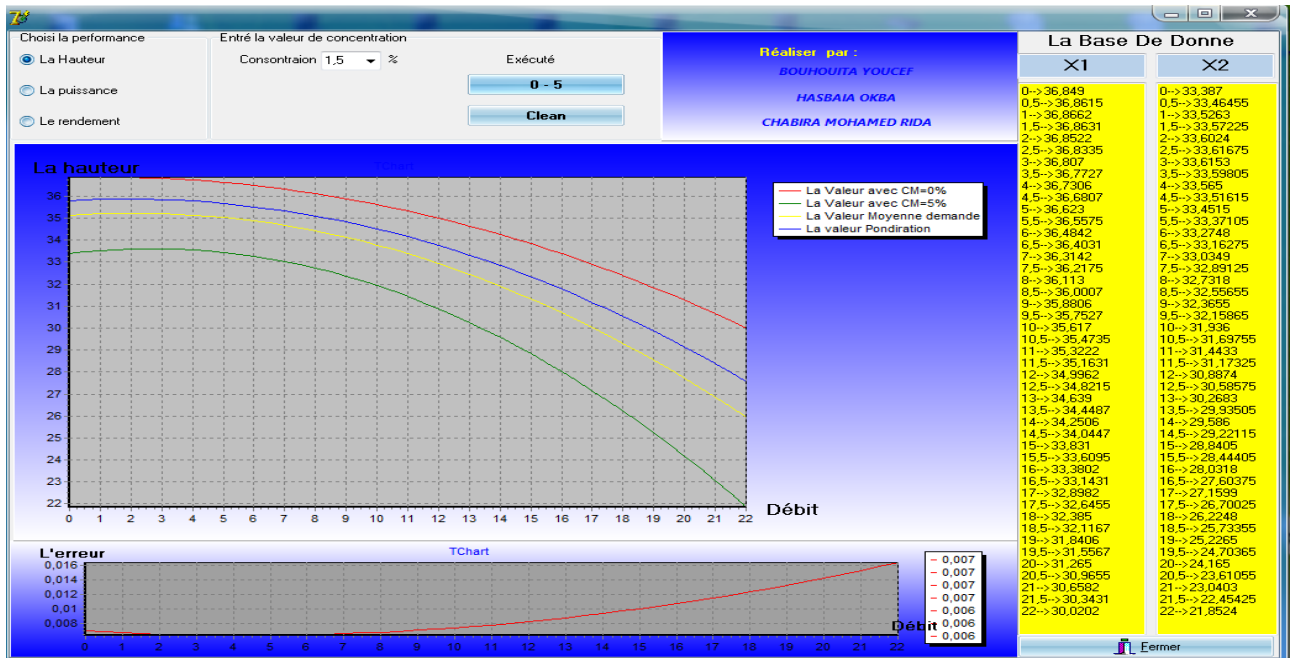


Figure IV.5 : $H = f(Q)$ pour 1.5% du mélange.

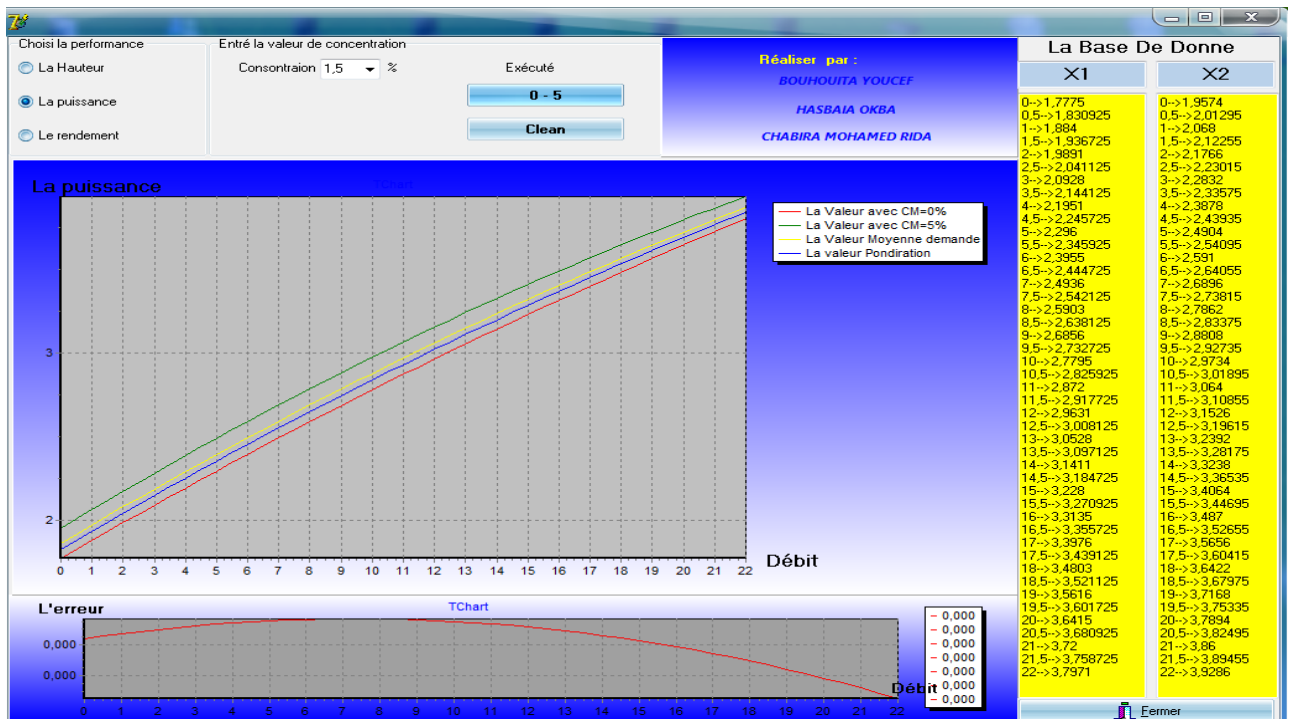


Figure IV.6 : $N = f(Q)$ pour 1.5% du mélange.

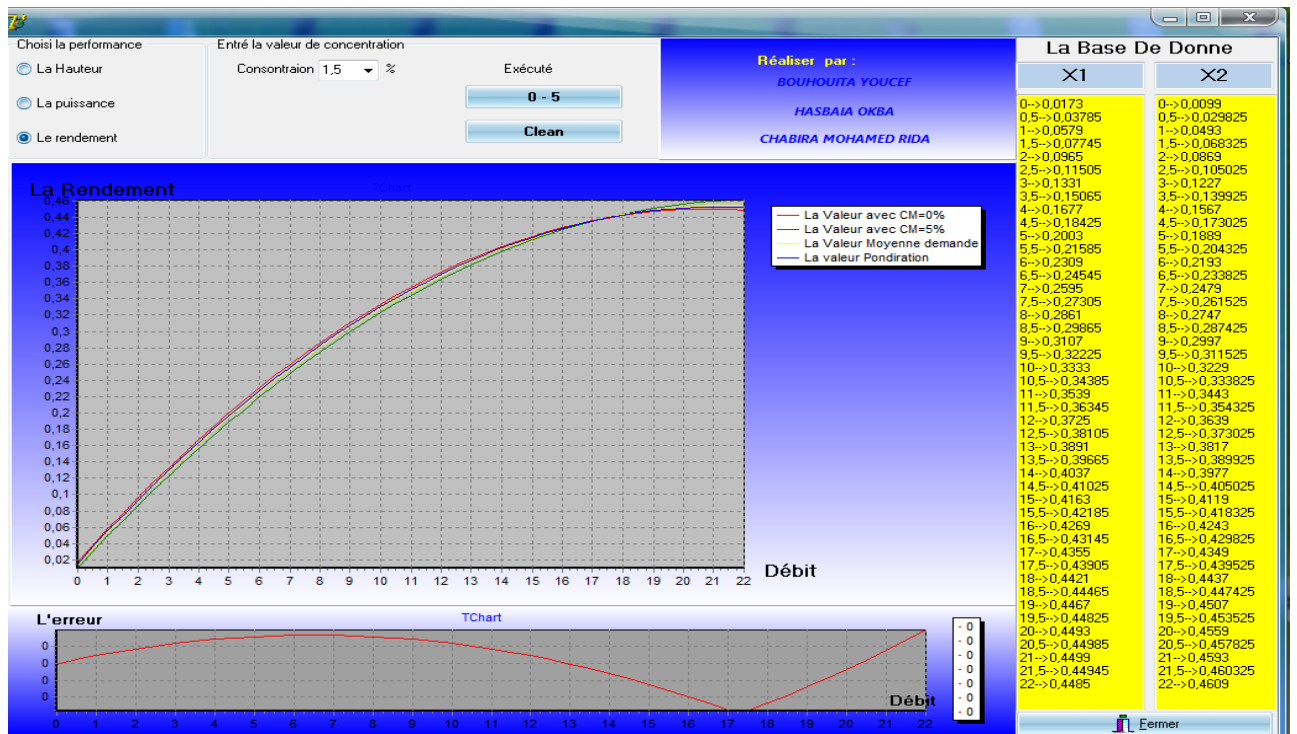


Figure IV.7 : $\eta = f(Q)$ Pour 1.5% du mélange.

Les trois figures (IV.5, IV.6, IV.7) nous donnent respectivement la hauteur, la puissance et le rendement de la pompe à une 1.5% avec une erreur 0.025 et 0.005 par rapport aux courbes obtenues expérimentalement.

IV.4.3. Comparaison des résultats

Pour généraliser notre programme sur toutes les pompes semblable on va comparer les résultats obtenus avec les résultats du travail expérimental [16] qui a utiliser les coefficients de correction de la Hauteur, la puissance et de rendement comme le montre les figures suivantes :

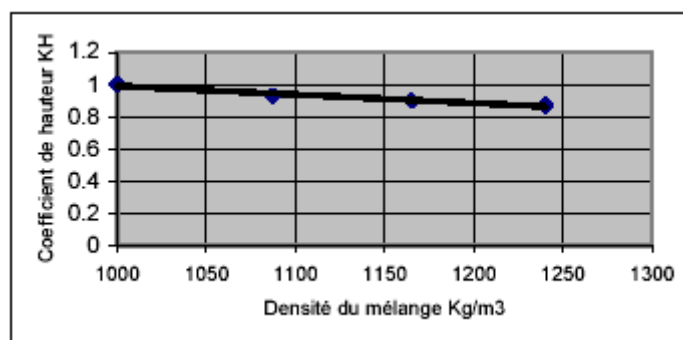


Figure IV.8.a : Coefficient de réduction de la hauteur.

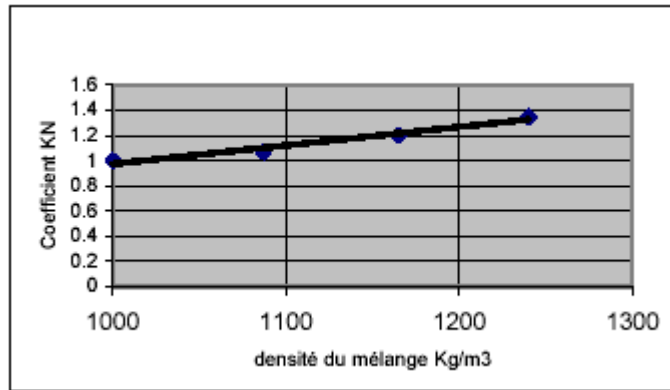


Figure IV.8.b : Coefficient correction de la puissance.

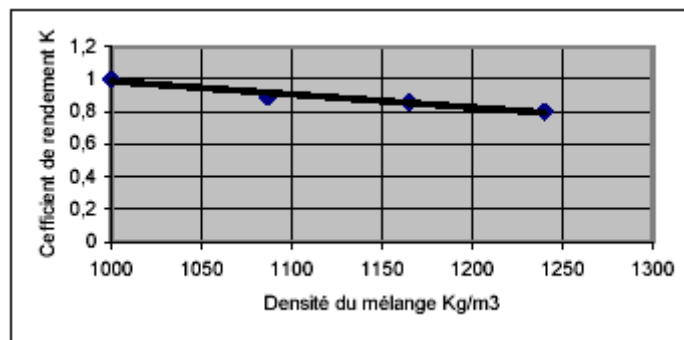


Figure IV.8.c : Coefficient de réduction du rendement.

En prenant une concentration par exemple 5.5%, soit une densité du mélange égale a 1195.7 kg/m³

D après les figures on détermine K_H , K_N et K qui sont respectivement le coefficient de hauteur, de puissance et de rendement de la pompe fonctionnant en mélange :

$$K_H = 0.84, \quad K_N = 1.3 \quad \text{et} \quad K = 0.85$$

Avec :

$$K_H = \frac{H_m}{H_o}, K_N = \frac{N_m}{N_o}, K_\eta = \frac{\eta_m}{\eta_o} \quad (\text{IV.5})$$

H_o , N_o et η sont respectivement la hauteur, la puissance et le rendement de la pompe fonctionnant en eau. (Pour 5.5% et un débit $Q = 7 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_o=37.6\text{m}$, $N_o= 2.3\text{kw}$ et $\eta_o=0.33$)

On calcule la H_m , N_m et

$$H_m = H_o \cdot K_H = 37.6 \cdot 0.9 = 33.84\text{m}.$$

$$N_m = N_o \cdot K_N = 2.3 \cdot 1.3 = 2.99 \text{ kw}.$$

$$= \eta_o \cdot K = 0.3 \cdot 0.85 = 0.255.$$

Comparaison avec les résultats obtenus par le programme:

Pour la hauteur :

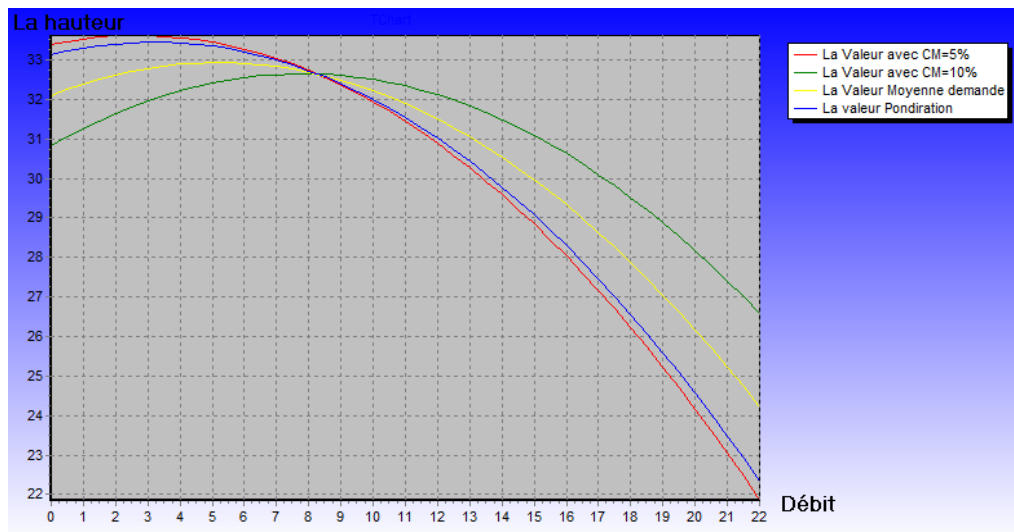


Figure VI 9.a : $H=f(Q)$ à 5.5% du mélange obtenu par le programme.

D'après la figure a $Q=7$ $H = 33m$ H_m

Pour la puissance :

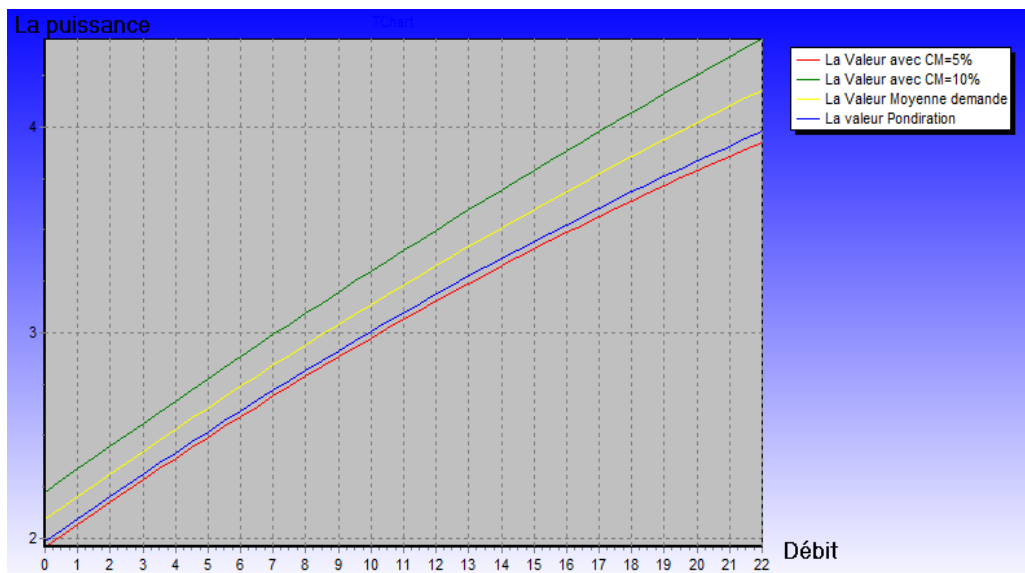


Figure IV.9.b : $N=f(Q)$ à 5.5% du mélange obtenu par le programme.

D'après la figure a $Q=7$ $N = 2.90$ N_m

Pour le rendement :

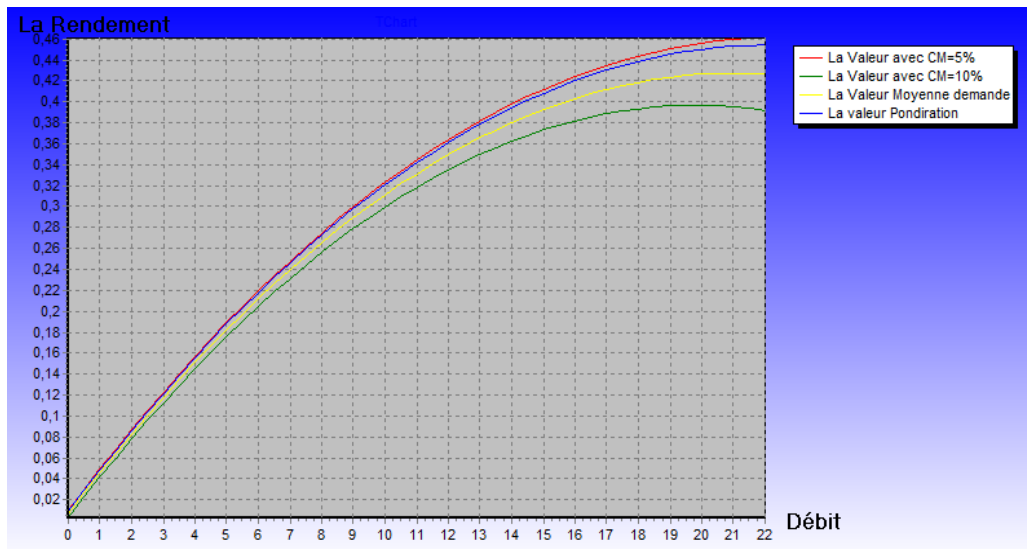


Figure IV 9.c : $\eta=f(Q)$ a 5.5% du mélange obtenu par le programme

D après la figure a $Q=7$ $\eta = 0.24$ m

De la même manière on obtient les résultats classés dans le tableau suivant :

Tableau IV.5 : le rendement $\eta=f(Q)$.

Concentration kg/m ³	K_H	H_m	H	K_N	N_m	K	K	m	
1000	0.99	34.64	36.8	1	2.3	2.15	0.98	0.3	0.32
1050	0.97	33.95	35.2	1.15	2.64	2.4	0.95	0.28	0.30
1100	0.93	32.55	34	1.22	2.8	2.55	0.90	0.27	0.29
1150	0.89	31.15	33.1	1.35	3.1	2.9	0.85	0.25	0.27

Conclusion

Nous avons extrait un modèle mathématique pratique qui concerne l'influence des particules solides sur les performances des pompes et développé un logiciels pour faire la simulation de ce modèle.

Conclusion générale :

La pompe est l'élément principal dans le transport hydraulique. Son raccordement aux structures divers (réservoir, conduites et organes de contrôle ou de réglage), peut polluer le liquide véhiculé (présence de débris de métaux et d'autres corps étranger telle que la poussière). Cette pollution entraîne la détérioration des pièces constructives de la pompe et surtout la roue d'action. La modification de ces pièces influe sur ces performances

Dans ce travail on a essayé d'étudier l'influence des particules solides sur les caractéristiques des pompes centrifuges qui a une grande importance dans les processus technologiques de transport par canalisation des divers produits, et de trouver une relation entre les caractéristiques de la pompe et la concentration du mélange mais dans l'absence d'un modèle mathématique décrivant l'écoulement du mélange dans une pompe centrifuge en fonction de la concentration on été mené a utiliser des résultats pratique pour simuler ces données et obtenir des courbes caractéristiques de la Hauteur, la puissance et de rendement en fonction de débit et de la concentration du mélange.

En effet on a trouvé que les caractéristiques des pompes centrifuges sont influencées par l'augmentation de la concentration du mélange.

Les résultats des caractéristiques des pompes centrifuges fonctionnant en mélange liquide solide obtenus sont faits dans des conditions spécifiques. Et pour trouver une relation plus précise et plus générale il faut élargir la recherche expérimentale sur les caractéristiques des pompes centrifuges et faire plus des essais pour différentes concentrations d'un mélange à fin de trouver une équation théorique générale de l'influence des particules solides sur les performances des pompes centrifuges.

Dans ce cas, nous avons développés un logiciel sous un langage de programmation qui s'appel DELPHI pour faire des essais de simulation et visualiser des courbes caractéristiques ($H=f(Q)$, $N=f(Q)$ et $\eta=f(Q)$) suivant des résultats expérimentaux obtenus par des essais pratiques.

- [1] Jan. Krsinski. "Turbomachines théorie générale ".
- [2] Pierre.A. "Energie Hydraulique ".
- [3] Techniques de l'Ingénieur, B 4 181- 2005.
- [4] Armando (Encastre). "Hydraulique Générale".
- [5] Barbaulo. René. "pompes centrifuges".
- [6] Techniques de l'Ingénieur, BM 4 285- 2005.
- [7] M. Portell. "Technologie d'Hydraulique industrielle ".
- [8] Benrteme. A. Influence des particules solides sur les caractéristiques des pompes centrifuges a mélange liquide solide (thèse doctorat 2005).
- [9] "manuel d'Hydraulique Générale ".
- [10] Comolet .R. "Mécanique expérimentale des fluides" tome 2 ed
- [11] Poulain . "Les pompes roto dynamiques, problèmes mécaniques particulières" .Paris.1997
- [12] Pfleiderer. Cornelia. "pompes centrifuges
- [13] Nicolas Tixier : "Approches des propriétés rhéologiques de suspensions biologiques floculées". Thèse d'état Limoges. 2003.
- [14] K.C.Wilson, G.R.Addie, A .Sellgren : "Slurry transport using centrifugal pumps." London 1997. Second edition
- [15] Coussot,.P, Grossiord,J.L." Comprendre la rhéologie: de la circulation du sang à la prise du béton". EDP. Sciences. 221p 2001.
- [16] C.I.Walker, A.Goulas ." Performance characteristics of centrifugal pumps when handling non-newtonian homogeneous slurries." Proc. Inst. Mech Engrs vol198AN°1 1984.
- [17] Neil.J , Alderman and Nigel.I.Heywood .Making Acurate. "Slurry flow curve measurements. Solid Handling". CEP. Mai 2004.
- [18] Midoux,N." Mécanique et rhéologie des fluides en génie chimique." Technique et documentation (Lavoisier) 2eme édition, 513p. 1988.
- [19] J.L.Kueny. EPFL/ LMH Prof. INPG "Turbomachines hydrauliques." Section de Génie Mécanique 2003.

- [20] A. Smolderev ." Le transport hydraulique et pneumatique". Moscou.
- [21] Manaliadis, O , Bishop, P.L " Temperature effect on rheology of sludges."
J. Environ. Engrg. 110. 286-290 . 1984.
- [22] Kraus, M . Drina . P "L'abrasion due aux particules de sable sous contrôle". Sulzer.
Technical review. 1/1998.
- [23] Rocco , M.C et Addie, G.R" Erosion Wear in slurry pumps and pipes" 1st World
Conference on particle. Technology Nuremberg April 1986.
- [24] Standard Test for Determination of Slurry Abrasivity and Slurry Abrasion
Response of Materials. ASTM Committee G2 Designation G75. 1995.
- [25] Techniques de l'Ingénieur, BM 4 317- 2005
- [26] CONWAY (B.J.). Successful solid handling.
World pumps June 1995.
- [27] SCHUMACHER (W.J.). Ball Mill and Hub Test Methods for Slurry Erosion Evaluation
of Materials. ASTM STP 946 American Society for testing and materials, Philadelphia
1987.
- [28] CLARK (H.M.). Test Methods and Applications for Slurry Erosion. A Review.
Tribology : Wear Test Selection for Design and Application ASTM STP 1199 American
Society for Testing and materials Philadelphia 1993.
- [29] DRTINA (P.) et KRAUS (M.). L'abrasion due aux particules de sable sous contrôle.
Sulzer technical review 1/1996.