

Centre Universitaire Abdelhafid Boussouf - Mila
Institut des Sciences et de Technologie
Département de Génie mécanique et Electromécanique



N° Ref :

Projet de Fin d'Etude préparé En vue de l'obtention du diplôme
de MASTER
Spécialité : Electromécanique

Etude des performance d'une pompe verticale dans
une circuit de remplissage : modélisation et
optimisation multi objective

Réalisé par :

- Ben Cheikh -EL- Hocine Mohammed Sabir
- Maafi Ahmed

Soutenu devant le jury :

- M. BOUCHENITFA HICHEM
- M. BELAIDI RACHID
- M. AZIZI Mohamed Walid

- Président
- Examineur
- Promoteur

Année universitaire : 2023/2024

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ
الْحَمْدُ لِلَّهِ الَّذِي
خَلَقَ السَّمَوَاتِ وَالْأَرْضَ
وَالَّذِي يُرِيهِمْ آيَاتِهِ
وَالَّذِي يُخْرِجُ النَّوْمَ
وَالَّذِي يُخْرِجُ النَّوْمَ
وَالَّذِي يُخْرِجُ النَّوْمَ

Remerciements

Nous remercions Dieu, le Tout Puissant, le Miséricordieux, qui nous a donné le courage et la patience de mener à bien ce travail.

*Nos sincères remerciements à notre encadreur Docteur **AZIZI Med Walid** qui a accepté de nous diriger durant ce travail, et qui, par ses conseils et orientations, nous a été d'un grand apport dans la finalisation de notre mémoire.*

Je remercie les membres du jury pour l'intérêt porté à mon travail. Merci de m'avoir honoré de votre présence.

Nous réservons une pensée spéciale à tous les enseignants du Master qui ont su nous donner une formation didactique et appréciable durant tout notre cursus.

Enfin, nous remercions tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin dans l'élaboration de ce travail.

Dédicace

Je dédie ce modeste travail :

À mes très chers parents,

*Ce fut pour moi un honneur d'avoir suivi ce parcours
inimaginable, dont vous avez bien connu les contraintes.*

*Merci pour l'incalculable soutien moral et les nombreux encouragements
que j'ai toujours reçus de votre part, que Dieu tout puissant vous garde
et vous procure la santé et la longue vie.*

À mes chères sœurs et mon frère je leur souhaite le meilleur

À mes grands-parents.

À toute la famille MAAFI.

À Mon binôme Sabir

À tous mes chères amies

À tous ceux que j'aime et à tous qui m'aime.

Maafi Ahmed

Dédicace

Louange à Allah qui m'a permis d'accomplir ce travail. Louange à Allah, louange abondante, agréable et bénie.

Je dédie ce travail à :

À ma mère

Ma chère mère, qui a renoncé à tant de choses qu'elle aime pour moi. Grâce à toi, ô ma mère, et par tes prières, j'ai atteint ce que je suis aujourd'hui. Merci à toi, la meilleure mère au monde.

À mon père

À travers tes veilles et tes efforts, ô mon père, j'atteins aujourd'hui mon objectif. Merci à toi, le meilleur des pères.

*À ceux dont Allah a dit à leur sujet "Nous renforcerons ton bras par ton frère":
Mes frères Lokman et Fayez, et ma sœur.*

À mon binôme dans ce travail

Ahmed, que cela soit la fin de notre réussite, insha'Allah.

Au peuple palestinien

Qu'Allah vous soutienne, vous fortifie et guide vos flèches.

À mes oncles

Merci pour tout ce que vous avez fait pour moi, chacun à sa manière.

À mes amis et mes proches

Merci à vous tous, chacun à sa manière.

BCH. Mohammed Sabir

Nomenclatures

g	La gravité	[m/s^2]
Q_V	Débit volumique de la pompe	[m^3/s]
V	La vitesse moyenne	[m/s]
H_{MT}	Hauteur manométrique totale d'une pompe	[m]
H_{TA}	La charge totale du fluide à l'orifice d'aspiration	[m]
H_{TR}	La charge totale du fluide à l'orifice de refoulement	[m]
P_{ab}	Puissance absorbée de la pompe	[w]
Pu	Puissance utile	[w]
$NPSH_d$	La différence entre la pression totale et la pression de vapeur	[m]
$NPSH_{requis}$	Charge nette absolue à l'aspiration	[m]
NPSP	pression positive nette à l'aspiration	[m]
NPSE	l'énergie massique à l'aspiration	[m]
D	Le Diamètre	[m]
L	Longueur	[m]
b	Largeur de la roue	[m]
H	Hauteur nette hydraulique	[m]
H_c	Hauteur manométrique de circuit	[m]
H_p	Hauteur manométrique de pompe	[m]
n	Vitesse de rotation	[tr/min]
n_s	Le nombre de tour spécifique	[tr/min]
C	Couple moteur	[N.m]
U	Vitesse d'entraînement	[m/s]
V	Vitesse absolue	[m/s]
V_u	Vitesse circonférentielles	[m/s]
V_r	Vitesse radiale	[m/s]
P_V	Pression de vapeur saturante	[Pa]
P_{tl}	Pression totale à l'entrée de la pompe	[Pa]
P_{min}	Pression minimale calculée dans le champ de l'écoulement	[Pa]
R_e	Rayon extérieur de la machine	
U_e	Vitesse au rayon extérieur	[m/s]
P_a	Pression d'aspiration	[Pa]
P_r	Pression de refoulement	[Pa]
D_a	Diamètre d'aspiration	[m]
D_r	Diamètre de refoulement	[m]
L_a	Longueur d'aspiration	[m]
L_r	Longueur de refoulement	[m]
V_{asp}	Vitesse d'aspiration	[m/s]
V_{ref}	Vitesse refoulement	[m/s]

ΔH_{asp}	Perte de charge d'aspiration	[m]
ΔH_{ref}	Perte de charge refoulement	[m]
$\Delta H_{circuit}$	Perte de charge de circuit	[m]
R_e	Nombre de Reynolds	
h_a	La hauteur géométrique d'aspiration	[m]
Z_{col}	Altitude colonne	[m]
Z_{res}	Altitude de réservoir	[m]
P_{col}	Pression colonne	[Pa]
P_{res}	Pression de réservoir	[Pa]

Symboles grecs

ρ	La masse volumique de fluide	[Kg/m ³]
α	Angle entre v et u	
β	Angle entre w et u	
ω	Vitesse de rotation,	[rad/s]
η_g	Rendement globale de la pompe	[%]
ν	Viscosité cinématique	[m ² /s]
ε	Coefficient de rugosité	
λ	Coefficient de perte de charge linéaire	

Indices et exposants

S	Spécifique	
V	Vapeur saturante	
min	Minimum	
asp	aspiration	
ref	Refoulement	
col	Colonne	
res		Réservoir

Sommaire

Introduction générale..... 1

Chapitre I : Généralités sur les pompes centrifuges

I.1 Généralités sur les pompes centrifuges 3

I.2 Définition d'une pompe centrifuge 4

I.3 Composants d'une Pompe Centrifuge 5

 I.3.1 Distributeur 5

 I.3.2 Volute 6

 I.3.3 Divergent (sortie) 7

I.4 principes de fonctionnement d'une pompe centrifuge 7

I.5 Classification des pompes centrifuge 8

 I.5.1 Forme de la roue 8

 I.5.2 Forme du corps de pompe 8

 I.5.3 Nombre de roues 8

 I.5.4 Position de l'axe 9

I.6 Caractéristique générales des pompes centrifuges 9

I.7 Représentation graphique 11

I.8 Installation d'une pompe centrifuge sur un réseau hydraulique 12

 I.8.1 Calcul des paramètres de la pompe 13

 I.8.2 Calcul des paramètres de la conduite d'aspiration 13

 I.8.3 Calcul des paramètres de la conduite de refoulement 14

 I.8.4 Point de fonctionnement 15

I.9 Lois de similitude applicable aux pompes centrifuge 16

I.10 Prédétermination des courbes caractéristique théoriques 18

 I.10.1 Courbe théorique pression-débit 18

 I.10.2 Pertes de pression dans la pompe 18

I.10.3 Courbe réelle pression-débit	19
I.11 Poussé axial	20
I.12 Les facteurs de dysfonctionnement des pompes centrifuges	21
I.13 Avantages et inconvénients des pompes centrifuges	22
I.13.1 Avantages des pompes centrifuges	23
I.13.2 Inconvénients des pompes centrifuges	23

Chapitre II : Méthodologie des Plans d'expériences

II.1 Introduction	24
II.2 Méthodologie des plans d'expériences	24
II.2.1 Historique	24
II.2.2 Principe	25
II.2.3 Modélisation de la réponse	25
II.2.4 Intérêt du codage des variables	26
II.2.5 Méthodologie des Surfaces de Réponse	27
II.2.6 Plans Composite Centraux	28
II.3 Optimisation multicritères	30
II.3.1 Introduction	30
II.3.2 Méthode de Ch'ng	30

Chapitre III : Calculs et simulations

III .1. Introduction	32
III .2. Présentation d'un logiciel Mécaflux	32
III .1.3 Description de la pompe verticale DEMIGN WDM	33
III .1.4 Schéma de circuit	34
III .1.5 courbe caractéristique de la pompe	34
III .1.6 Tableau représentant les paramètres de circuit	35
III.1.7 Partie d'aspiration	36
III.1.8 Partie refoulement	36
III.2. Les calculs	36
III.2.1 Calcul R_e	36
III .2.2 Calcul $\frac{\varepsilon}{d}$	37
III .2.3 Calcul λ	37
III .2.4 Calcul de $\Delta H_{refoulement}$	38
III .2.5 Détermination de H_{mt}	38

III .2.6.Calcul Rendement	38
III.2.7Calcul de NPSHd.....	40
III .3. Simulations pompage du circuit avec logiciel MECAFLUX.....	41
III .3.1.Partie aspiration.....	41
III .3.2.Partie refoulement.....	42

Chapitre IV : Modélisation et Optimisation par MSR

IV.1	
Introduction.....	50
IV.2 Les données de départ.....	50
IV.3 Planification la simulation.....	51
IV.4 Interprétation des résultats.....	54
IV.4.1 Sensibilité du rendement en fonction de β_4 , b_3 , D_3 et φ	54
IV.4.2 Analyse de régression pour le rendement (η) en fonction de β_4 , b_3 , D_3 et φ	56
IV.4.3 Évolution de la puissance (Pa) en fonction de β_4 , b_3 , D_3 et φ	57
IV.4.4 Analyse de régression pour la puissance (Pa) en fonction de β_4 , b_3 , D_3 et φ	58
IV.4.5 3D Surfaces de réponses.....	59
IV.5 Optimisation les caractéristiques du diffuseur.....	64
IV.6 Conclusions.....	68
Conclusion générale.....	70
Références bibliographiques.....	70

Liste des tableaux

Tableau III .1	Données de départ d'après la fiche technique de la pompe.....	36
Tableau III .2	Pertes de charge singulières en longueur équivalent	38
Tableau III .3	Les résultats de H_p et H_C en fonction de Q	39
Tableau IV.1	Principaux paramètres de conception et géométriques de la pompe centrifuge.....	50
Tableau IV.2	Plan composite centrée avec cinq (05) points centré (21 essais)	52
Tableau IV.3	Caractéristiques du diffuseur et leurs niveaux.....	53
Tableau IV.4	Les résultats obtenus du rendement et de la puissance.....	53
Tableau IV.5	Analyse de la variance ANOVA pour le rendement.....	55
Tableau IV.6	Analyse de la variance ANOVA pour la puissance.....	57
Tableau IV.7	Les contraintes pour optimisation des paramètres d'usinage.....	66
Tableau IV.8	les conditions optimales.....	66
Tableau IV.9	Les intervalles de prévision optimale des réponses (η et P_a)	67

Liste des figures

Figure.I.1	Pompe centrifuge.....	3
Figure.I.2	Pompe-hélice.....	4
Figure.I.3	Pompe hélico-centrifuge.....	4
Figure.I.4	Représentation schématique d'une pompe centrifuge.....	4
Figure.I.5	Les types des roues.....	5
Figure.I.6	Diffuseur.....	6
Figure.I.7	Volute.....	6
Figure.I.8	Constitution d'une pompe centrifuge.....	7
Figure.I.9	Dessin descriptif d'une pompe centrifuge mono étage.....	8
Figure.I.10	Pompes multicellulaires et monocellulaire.....	9
Figure.I.11	les différents branchements possibles d'une pompe.....	12
Figure.I.12	Installation d'une pompe centrifuge sur un réseau hydraulique.....	13
Figure.I.13	Courbe caractéristique de la conduite.....	15
Figure.I.14	Point de fonctionnement ensemble circuit-pompe.....	15
Figure.I.15	Triangle des vitesses pour deux pompes semblables.....	16
Figure.I.16	Courbe représentatif de pression-débit.....	19
Figure.I.17	Courbe réelle pression-débit.....	20
Figure.I.18	Équilibrage hydraulique.....	21
Figure.II.1	Boîte noire du processus.....	25
Figure.II.2	Plan de régression pour deux variables.....	26
Figure.II.3	Surface de Réponse.....	28
Figure.II.4	Plan composite centré pour 3 facteurs.....	29
Figure.III.1	Représentation haut fourneau du <i>complexe sidérurgique d'El-Hadjar</i>	33
Figure.III.2	Représentation de la pompe DEMIGN WDM Modèle 15M -277.....	33
Figure.III.3	Corps de de la pompe DEMIGN WDM Modèle 15M -277.....	34
Figure.III.4	Circuit de pompage étudié.....	34
Figure.III.5	Courbe caractéristique de la pompe DEMIGN WDM.....	35
Figure.III.6	Détermination λ selon le diagramme de Moody.....	38
Figure.III.7	Variation de la hauteur manométrique en fonction du débit.....	40
Figure.III.8	Résultats de simulation des pertes de charge régulières dans l'aspiration.....	41
Figure.III.9	Résultats de simulation des pertes de charge régulières dans le refoulement.....	42
Figure.III.10	Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans le coude 90°.....	43

Figure.III.11	Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans le raccord.....	44
Figure.III.12	Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans la vanne manuell.....	45
Figure.III.13	Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans la vanne pneumatique.....	46
Figure.III.14	Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans un coude 90°.....	47
Figure.III.15	Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans les 04 coudes 45°.....	48
Figure.III.16	Résultats de simulation des paramètres pompe / turbine.....	49
Figure IV.1	Quatre paramètres diffuseur à ailettes étudié.....	51
Figure IV.2	Probabilités normales des résidus du rendement (η).....	55
Figure IV.3	Corrélation des valeurs mesurés et estimés du rendement (η).....	56
Figure IV.4	Probabilités normales des résidus de la puissance (Pa).....	56
Figure IV.5	Corrélation des valeurs mesurés et estimés de la puissance (Pa).....	58
Figure IV.6	Effet l'angle du de bord de fuite (β_4) et la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) sur le rendement (η).....	60
Figure IV.7	Effet de la largeur d'entrée (b_3) et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ) sur le rendement (η).....	61
Figure IV.8	Effet l'angle du bord de fuite (β_4) et la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) sur le rendement (η).....	62
Figure IV.9	Effet de l'angle du bord de fuite (β_4) et le diamètre d'entrée du diffuseur (D_3) sur le rendement (η).....	63
Figure IV.10	Diagramme d'optimisation de réponses multiples de Rendement (η) et de la Puissance (Pa).....	67
Figure IV.11	Diagramme de désirabilité du Rendement (η) et de la Puissance (Pa).....	68

Introduction générale

Les pompes centrifuges à turbine verticale sont de plus en plus utilisées dans de nombreuses applications industrielles, en particulier, dans l'exploitation minière et dans les sites *sidérurgiques*, comme c'est le cas dans le *complexe sidérurgique d'El-Hadjar*. Ces pompes jouent un rôle important dans le drainage, l'assèchement et le contrôle du niveau d'eau. La défaillance d'une pompe centrifuge verticale peut avoir un impact très néfaste sur l'environnement et la sécurité en milieu du travail. Ce mémoire a pour but de fournir au lecteur des explications et des résultats qui peuvent être exploitables sur le plan pratique, tout en essayant de mettre en évidence la complexité des nombreux éléments à prendre en compte.

Le coût d'une station de pompage est directement fonction de deux paramètres qui sont la vitesse de rotation des groupes de pompage retenus et le niveau du radier de la station eu égard au niveau minimal du fluide à pomper à l'aspiration. Ces deux paramètres font référence à la hauteur de charge nette à l'aspiration universellement dénommée charge nette à l'aspiration au-dessus de la pression de vapeur saturante ou NPSH : $(NPSH)_{req}$ de la pompe et $(NPSH)_{disp}$ lié à l'installation ; c'est dans la valeur de la marge de sécurité à prendre entre $(NPSH)_{req}$ et $(NPSH)_{disp}$ pour assurer à l'utilisateur un fonctionnement satisfaisant vis-à-vis la cavitation que réside une part importante du coût de la station de pompage.

Ces constatations nous ont conduits à développer des travaux de recherche ayant pour objectifs :

- L'étude hydraulique suivi d'une simulation sur un circuit de pompage d'une installation qui se trouve au niveau haut-fourneau N°02 du *complexe sidérurgique d'El-Hadjar* afin de vérifier le fonctionnement de la pompe centrifuge verticale monocellulaire DEMIGN WDM (Modèle 15M -277), dans le but de détecter les problèmes à résoudre si nécessaire.
- La modélisation pour l'optimisation des performances de la pompe centrifuge à turbine verticale étudiée, le rendement et la puissance en fonction les caractéristiques du diffuseur (angle du bord de fuite (β_4), largeur d'entrée (b_3), diamètre d'entrée (D_3) et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ)) on utilisant la Méthodologie des Surfaces de Réponses (MSR).

Ainsi, ce mémoire s'articule autour de quatre chapitres :

Le premier chapitre présente les notions fondamentales des pompes centrifuges. Une présentation des différents éléments constitutif de la pompe centrifuge, roues mobiles

(impulseur) et fixes (diffuseur), volute, divergents et leurs rôles, est donnée. En plus nous avons présenté les facteurs de dysfonctionnement des pompes centrifuges. Finalement, on termine ce chapitre par une analyse de fonctionnement et de l'installation d'une pompe sur un réseau et la détermination des caractéristiques de la pompe centrifuge.

Le second chapitre s'intéressera à un phénomène d'une grande importance qui est la cavitation de la pompe concernant l'installation et les pertes de charge dans la conduite d'aspiration. Ce chapitre focalisé sur les causes et les différents types du phénomène de cavitation.

Dans **le troisième chapitre** nous avons présenté les calculs des pertes de charge en utilisant les différentes formules de calcul de pertes de charge dans des conduites sous pression qui reste jusqu'à présent une préoccupation essentielle aussi bien pour le projecteur qu'au niveau de chercheur. Cette étude théorique suivi d'une simulation sur le circuit de pompage d'une installation se trouve au niveau haut-fourneau du *complexe sidérurgique d'El-Hadjar*, afin de déterminer les indicateurs de performances de la pompe centrifuge verticale étudié.

Le quatrième chapitre présente l'étude et l'analyse statistique de la variance (ANOVA) des résultats de simulation afin de développer les modèles mathématiques des facteurs de réponse (le rendement et la puissance) en fonction les caractéristiques du diffuseur (angle du bord de fuite (β_4), largeur d'entrée du diffuseur (b_3), diamètre d'entrée du diffuseur (D_3) et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ)) en utilisant la méthodologie des surfaces de réponse (MSR).

Enfin, nous terminons notre travail par une conclusion générale.

Chapitre I :

Généralités sur les pompes centrifuges

I.1. Généralités sur les pompes centrifuges

Les pompes sont des appareils permettant un transfert d'énergie entre le fluide et un dispositif mécanique convenable. Suivant les conditions d'utilisation, ces machines communiquent au fluide soit principalement de l'énergie potentielle par accroissement de la pression en aval, soit principalement de l'énergie cinétique par la mise en mouvement du fluide.

L'énergie requise pour faire fonctionner ces machines dépend donc de nombreux facteurs rencontrés dans l'étude des écoulements dont :

- a) les propriétés du fluide : masse volumique, viscosité, compressibilité.
- b) les caractéristiques de l'installation : longueur, diamètre, rugosité, singularités etc.
- c) les caractéristiques de l'écoulement : vitesse, débit, hauteur d'élévation, pression etc.

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

Les pompes volumétriques comprenant les pompes alternatives (à piston, à diaphragme, ...) et les pompes rotatives (à vis, à engrenage, à palettes, hélicoïdales, péristaltiques ...).

Les turbopompes sont toutes rotatives ; elles regroupent les pompes centrifuges, à hélice et hélico-centrifuges. (Figure .I.1, I.2.I.3)

Dans le domaine de pompage de l'eau (alimentation en eau potable, traitement et évacuation des eaux usées). Les pompes les plus fréquemment utilisées sont les pompes centrifuges [1].



Figure.I.1 : Pompe centrifuge [2].

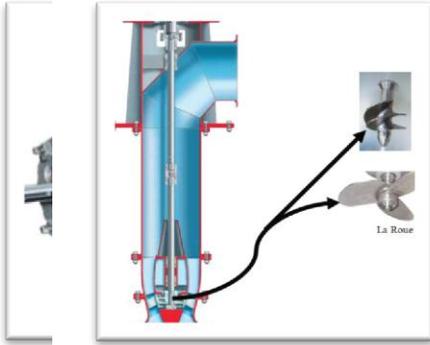


Figure.I.2 : Pompe-hélice [3]

Figure.I.3 : Pompe hélico-centrifuge [3]

I.2 Définition d'une pompe centrifuge

Les pompes centrifuges sont les plus utilisées dans des systèmes de tuyauterie. Les concepts de construction de base et les principaux fonctionnements de ces pompes sont nombreux. (La figure I.4) représente les différents éléments constituant une pompe centrifuge. Comme toute turbomachine. La pompe centrifuge est constituée de deux parties décrites comme suit :

- Une partie mobile.
- Une partie fixe.

Toute machine qui communique de l'énergie mécanique à un liquide peut être regroupée sous l'appellation de pompe. Cette énergie se manifeste essentiellement sous deux formes :

- Cinétique pour le débit.
- potentielle pour la pression.

Une pompe n'est finalement qu'un ascenseur de l'énergie. Le liquide qui rentre par la bride d'aspiration ou de gavage avec un certain niveau d'énergie en ressort avec un niveau plus élevé [3].

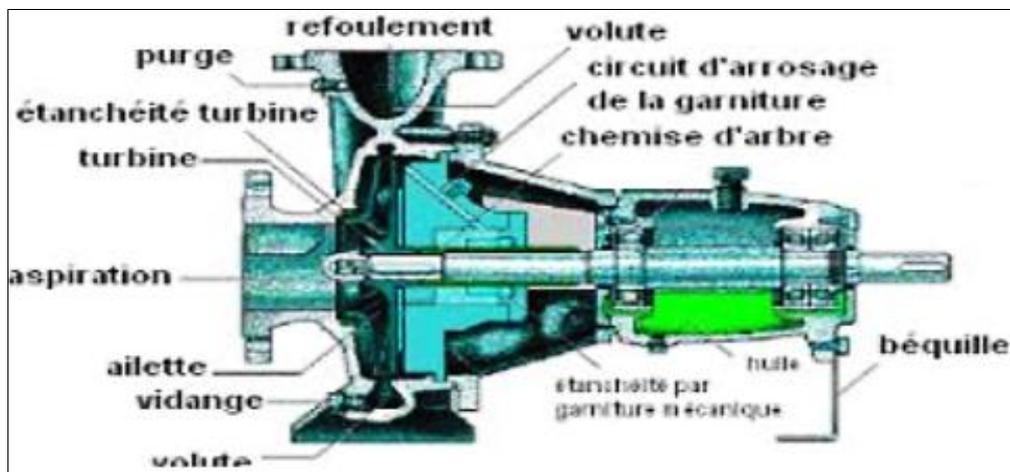


Figure I.4 : Représentation schématique d'une pompe centrifuge [2]

I.3 Composants d'une Pompe Centrifuge

Les pompes centrifuges sont destinées à véhiculer les liquides à un débit de refoulement important avec une faible pression comparativement aux pompes volumétriques [4].

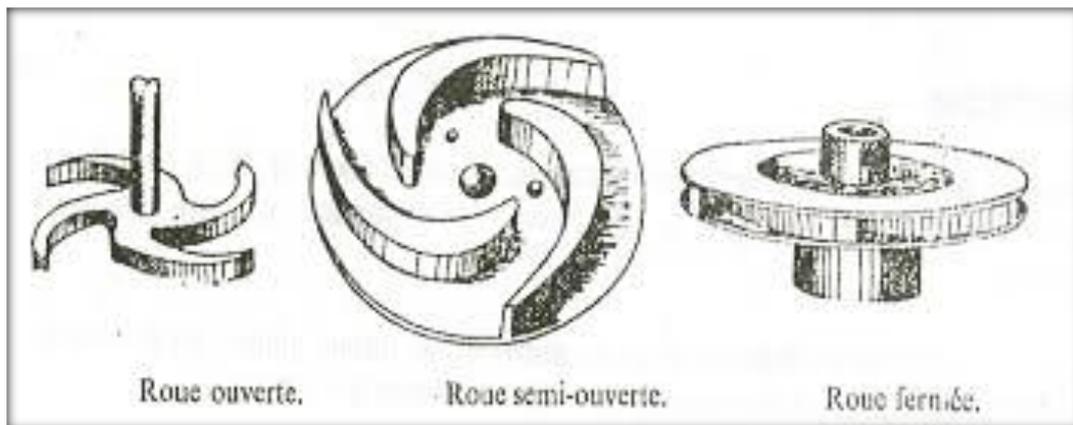
Les principales composantes des pompes centrifuges sont les suivant :

- La roue :

Constituée par un moyen porté par un arbre et munie d'aubes à l'intérieur de deux flasques ouverts, semi-ouverts ou fermés. Entre l'entrée et la sortie de la roue, l'énergie hydraulique totale de la veine fluide est augmentée.

Cette augmentation provient essentiellement d'un accroissement de l'énergie cinétique, cette énergie cinétique est transformée en énergie de 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 :

- Un diffuseur lisse.
- Un diffuseur à ailettes.
- Un colimaçon volute [5].

**Figure I.5 :** Les types des roues [2]

I.3.1 Distributeur

Le rôle du distributeur, situé en amont de la roue, est de permettre une accélération et une meilleure orientation des filets fluide à l'entrée de la roue.

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



Figure I.6 : Diffuseur [6]

I.3.2 Volute

Une volute est un entonnoir incurvé qui augmente dans la taille permet le ramaçage du liquide à la sortie de la roue et orientation vers la sortie. À mesure que sa taille augmente, elle contribue à transformer une partie de l'énergie cinétique en énergie de pression [3].

Lorsque la volute ou colimaçon ne permettrait pas une transformation suffisante de l'énergie cinétique en énergie potentielle. On aura intérêt à prévoir entre la roue et la volute proprement dite un diffuseur à ailettes fixes, dont les espaces entre ailettes constituent des divergents élémentaires [7].



Figure I.7 : volute [6]

I.3.3 Divergent (sortie)

Le diffuseur est un cône divergent, il permet de transformer une fraction de l'énergie cinétique du fluide en énergie potentielle et la liaison de la pompe à la conduite de refoulement.

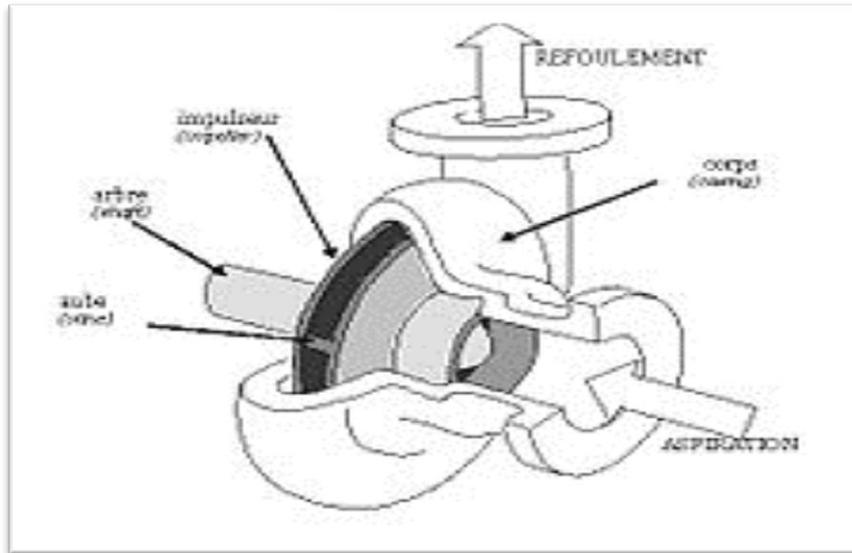


Figure I.8 : Constitution d'une pompe centrifuge [2]

I. 4 principes de fonctionnement d'une pompe centrifuge

On peut décomposer le fonctionnement en deux étapes :

- **L'aspiration :**

Le liquide est aspiré au centre du rotor par une ouverture appelée distributeur dont le rôle est de conduire le fluide depuis la conduite d'aspiration jusqu'à la section d'entrée du rotor.

La pompe étant amorcée, c'est à dire pleine de liquide, la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue et engendre ainsi une aspiration et maintient l'amorçage [8].

- **L'accélération :**

Le rotor transforme l'énergie mécanique appliquée à l'arbre de la machine en énergie cinétique. A la sortie du rotor, le fluide se trouve projeté dans la volute dont le but est de collecter le fluide et de le ramener dans la section de sortie.

La section offerte au liquide étant de plus en plus grande, son énergie cinétique se transforme en énergie de pression [8].

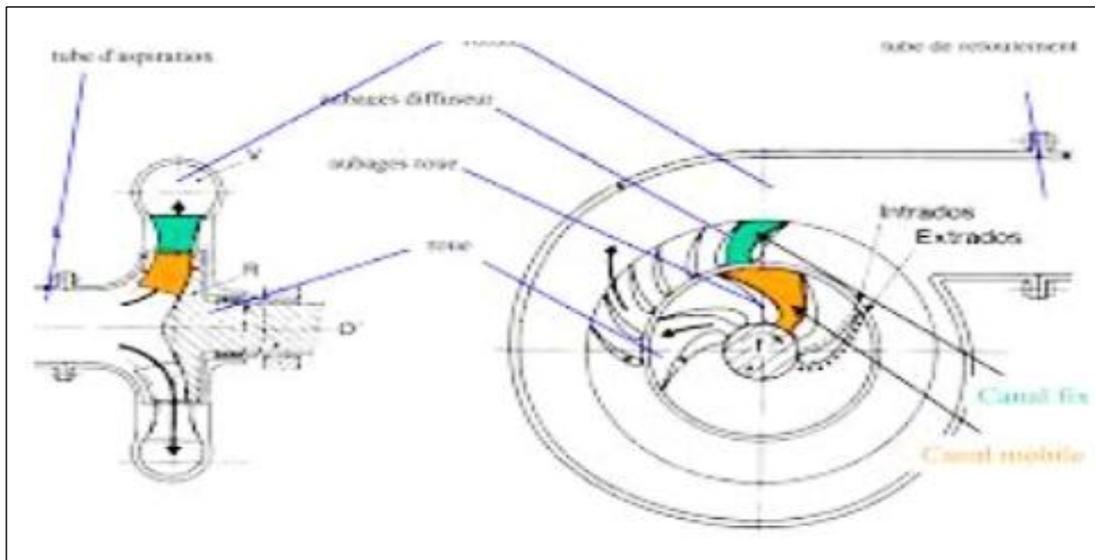


Figure I.9 : Dessin descriptif d'une pompe centrifuge mono étage [2]

I.5. Classification des pompes centrifuge

Les pompes centrifuges sont classées suivant la forme du corps de la roue, la forme de la pompe, le nombre des roues et la position de l'axe de la pompe.

I.5.1. Forme de la roue

Il existe essentiellement trois types de pompes :

- a- Les pompes centrifuges proprement dite, ou à écoulement radial ;
- b - Pompes hélico centrifuges ;
- c - Pompes à écoulement axial.

I.5.2. Forme du corps de pompe

Ils existent essentiellement les types de pompes suivants :

- a - Pompes à volute ou colimaçon :

Corps de pompe dessiné de façon 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.

- b - Pompes à diffuseur circulaire ou du type turbine :

Corps de pompe à section constante et concentrique à la roue, qui dans ce cas est entourée d'aubes fixes qui dirigent l'écoulement et réduisent la vitesse de l'eau, ainsi transformant l'énergie cinétique en énergie de pression.

I.5.3. Nombre de roues

On peut diviser les pompes en deux catégories :

- a- Pompes à un seul étage, (pompes monocellulaires) : (FigureI.10)

Quand la pompe ne comporte qu'une seule cellule, elle est dite monocellulaire. Elle se compose d'une roue et d'une volute ou corps de pompe, qui joue le rôle du diffuseur de la pompe. On peut atteindre des pressions de 1,5 à 8 bars (soit 15 à 80 m d'eau) [1].

b - Pompes multicellulaires :

Elles sont utilisées lorsque la pression exigée au refoulement est importante, donc il serait théoriquement possible d'utiliser une pompe équipée d'une roue de grand diamètre, mais il est en général très rentable d'utiliser des pompes multicellulaires (plusieurs étages) constituées de pompes monocellulaires montées en série sur un même arbre de commande. On peut atteindre des pressions très importantes de 8 à 30 bars (soit 80 à 300 m d'eau). (Figure I.10)



Figure I.10 : Pompes multicellulaires et monocellulaires [2].

I.5.4. La position de l'axe

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

a - Pompes à axe horizontal (Figure I.10)

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

b - Pompes à axe vertical :

Ces pompes verticales sont submergées ou immergées, elles sont spécialement conçues pour l'équipement des puits profonds [9].

I.6 Caractéristique générales des pompes centrifuges

Une pompe centrifuge est une machine tournante destinée à communiquer au liquide pompé une énergie suffisante pour provoquer son déplacement dans un réseau hydraulique comportant en général une hauteur géométrique d'élévation de niveau (Z), une augmentation de pression (p) et toujours des pertes de charges [10],

Le calcul des pompes centrifuges s'effectue par l'analyse dimensionnelle et par le théorème D'Euler [11].

➤ Débit :

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

➤ Hauteur manométrique :

On appelle Hauteur manométrique (H_{mt}) d'une pompe, l'énergie fournie par la pompe à l'unité de poids du liquide qui la traverse. Si H_{TA} est la charge totale du fluide à l'orifice d'aspiration et H_{TR} la charge totale du fluide à l'orifice de refoulement, la hauteur manométrique de la pompe est :

$$H_{MT} = H_{TR} + H_{TA} \quad (\text{I.1})$$

La hauteur varie avec le débit et est représentée par la courbe caractéristique $H = f(Q)$ de la pompe considérée (Figure .I.12) : [12]

➤ Le rendement :

Le rendement (η) d'une pompe est le rapport de la puissance utile P (puissance hydraulique) communiquée au liquide pompé à la puissance absorbée P_a par la pompe (en bout d'arbre) ou par le groupe (aux bornes du moteur). Si Q est le débit volume du fluide, ρ sa masse volumique et H_{MT} la hauteur manométrique de la pompe, la puissance P et le rendement η sont respectivement donnés par les équations (I.2) et (I.3) [11] :

$$P = \rho g H Q \quad (\text{I.2})$$

$$\eta = \frac{\rho g H Q}{P_a} \quad (\text{I.3})$$

Le rendement de la pompe varie avec le débit et passe par un maximum pour le débit nominal autour duquel la pompe doit être utilisée [1].

➤ La limitation de la hauteur manométrique d'aspiration $-N.P.S.H.$:

La cavitation est la vaporisation du liquide contenu dans la pompe quand il est soumis à une pression inférieure à la tension de vapeur correspondant à sa température. Ce phénomène se produit à l'orifice d'aspiration de la pompe, des bulles apparaissent dans les zones où la pression est la plus faible (entrée des aubes de roue des pompes centrifuges).

Elles sont transportées dans les zones de pressions plus fortes où se produit leur décondensation. Des implosions se produisent alors à des fréquences élevées et créent des surpressions locales très élevées (jusqu'à des centaines de bars) [1], Le $N.P.S.H.$ est une

caractéristique, donnée par le constructeur est qualifiée de « $NPSH_{requis}$ ». Elle tient compte en particulier de la chute de pression que subit le fluide lors de son accélération à l'entrée de la roue.

On appelle, par ailleurs, « $NPSH_{Disponible}$ » la différence entre la pression totale à l'entrée de la pompe au niveau de la bride en absolu et la pression de vapeur pour la température du fluide :

$$NPSH_{Disponible} = \frac{1}{\rho \cdot g} (P_{Bride\ abs} - P_v) \quad (I.4)$$

I.7. Représentation graphique

a/.Hauteur manométrique totale :

La hauteur manométrique totale d'élévation est la somme des termes suivants :

1-La hauteur géométrique d'élévation H_g entre le plan d'eau de pompage et le plan le plus haut à atteindre. Cette hauteur géométrique se décompose en deux [13] :

- Hauteur géométrique d'aspiration, H_a , qui, pour une pompe horizontale, est la distance entre le plan de pompage et l'axe de la pompe et, pour une pompe verticale, la distance entre le plan de pompage et le plan médian de la première roue, c'est-à-dire celle située à l'altitude la plus basse.
- Hauteur géométrique de refoulement H_r , qui est la distance séparant le point le plus haut à atteindre, soit de l'axe horizontal, pour un groupe horizontal, soit du plan de la première roue pour un groupe vertical [13]. Ces termes s'ajoutent algébriquement et on a :

$$H_g = H_r + H_a \quad \text{Pour une élévation avec aspiration.}$$

$$H_g = H_r + H_a \quad (I.5) \quad \text{Pour une élévation avec aspiration sous pression.}$$

2-Les Pertes de charge totales H_f , tant à l'aspiration qu'au refoulement. Leur calcul ne présente aucune difficulté et les formules suivantes représentent les différents cas qu'on peut rencontrer (voir Figure I-7) :

1^{er} cas :

$$HMT = H_h + H_{f\ asp} + H_{f\ refou} + P_r \quad (I.6a)$$

2^{ème} cas :

$$HMT = H_h + H_{f\ asp} + H_{f\ refou} \quad (I.6b)$$

3^{ème} cas :

$$\text{HMT} = H_h + H_{f_{\text{asp}}} + H_{f_{\text{refou}}} + (P_2 + P_1) \quad (\text{I. 6c})$$

(A condition que P_1 soit $>$ à la pression atmosphérique

4 ème cas :

$$\text{HMT} = H_h + H_{f_{\text{asp}}} + H_{f_{\text{refou}}} + (P_{\text{atm}} - P_1) \quad (\text{I. 6d})$$

(A condition que P_1 soit $<$ à la pression atmosphérique)

Avec :

H_h = Charge hydraulique en Pa avec H_h (en P_a) = $9,81 \cdot H_g \cdot \rho$

ρ = masse volumique du liquide en $[\text{kg}/\text{m}^3]$

$9,81$ = Intensité moyenne de la pesanteur.

H_g = Hauteur géométrique (d'aspiration ou de refoulement ou les deux) en mètre d'eau, mCE [14].

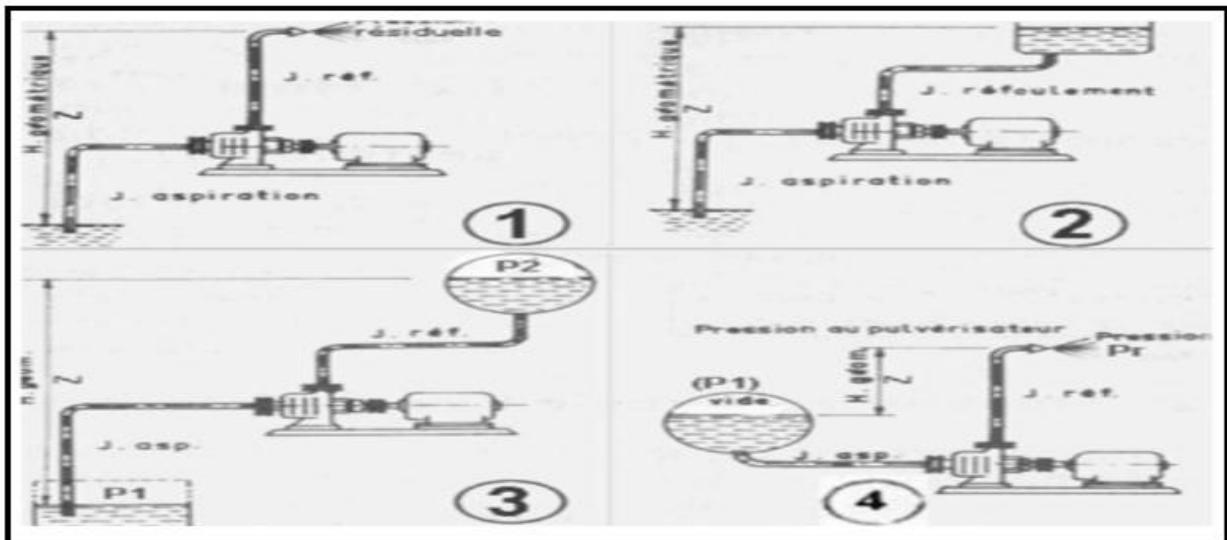


Figure I.11 : les différents branchements possibles d'une pompe [11]

I.8. Installation d'une pompe centrifuge sur un réseau hydraulique

Considérons une pompe aspirant dans un réservoir et refoulant dans un autre réservoir, à un niveau plus élevé que le premier, ainsi que cela est représenté sur la figure (I.14). La hauteur demandée par le circuit comprend deux termes :

- le premier terme correspond à la hauteur d'élévation géométrique du liquide H_g (en m) ;
- le second terme correspond aux pertes de charge dans les tuyauteries.

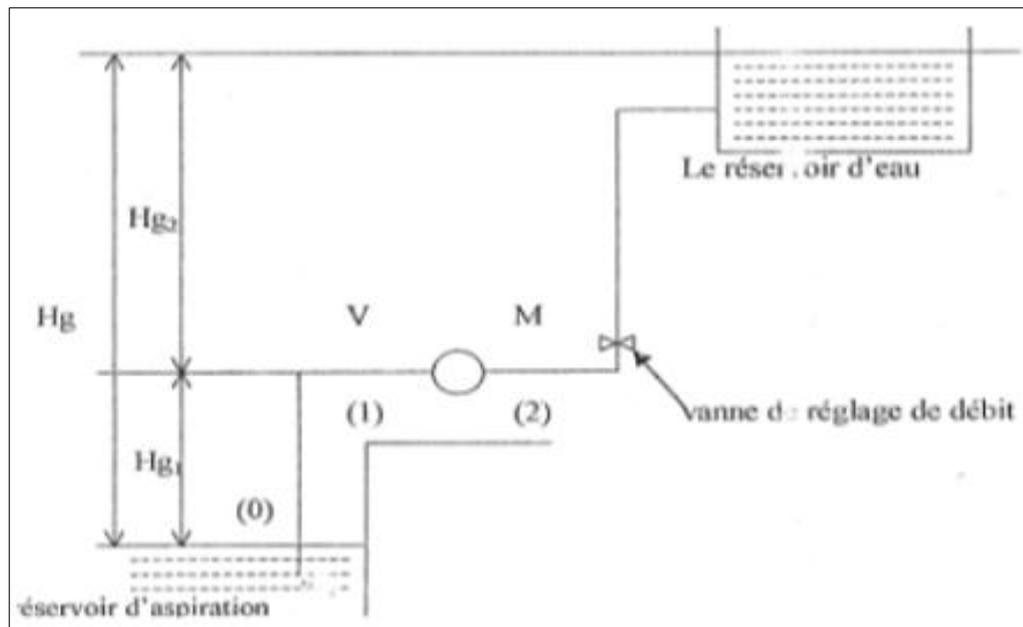


Figure I.12 : Installation d'une pompe centrifuge sur un réseau hydraulique.

I.8.1. Calcul des paramètres de la pompe

a- débit : d'après les considérations précédentes, nous avons :

$$Q = Q_{\text{cond}} = Q_p \quad (\text{I.7})$$

b- la hauteur manométrique de la pompe :

La hauteur créée par la pompe est obtenue par application de l'équation de Bernoulli entre l'entrée et la sortie, ce qui se traduit par :

$$H_p = \text{HMT} = \frac{P_M + P_V}{\rho * g} \quad (\text{I.8})$$

P_M : Pression à la sortie donnée par le manomètre

P_V : pression d'aspiration à l'entrée de la pompe mesurée par le vacuomètre.

I.8.2. Calcul des paramètres de la conduite d'aspiration

L'équation de Bernoulli entre la surface libre du réservoir d'aspiration et l'entrée de la pompe donne :

$$H_1 = \frac{P_V}{\rho * g} H_{g1} + \frac{V_1^2}{2g} + \sum h_1' \quad (\text{I.9})$$

H_1 : hauteur de charge de la conduite d'aspiration

P_V : pression d'aspiration à l'entrée de la pompe mesurée par le vacuomètre ;

V_1 : vitesse d'écoulement à l'entrée de la pompe ;

$\sum h_1'$: Somme des pertes de charge à l'aspiration.

Cette équation permet la détermination des paramètres de la Conduite d'aspiration qui sont la hauteur géométrique et la vitesse d'écoulement (H_{g1} et V_1).

I.8.3. Calcul des paramètres de la conduite de refoulement

L'équation de Bernoulli appliquée à la sortie de la pompe et la surface libre du réservoir de refoulement aboutit à :

$$H_2 = \frac{P_M}{\rho g} = H_{g2} + \frac{V_2^2}{2g} \sum h_2' \quad (\text{I. 10})$$

Avec : P_M : Pression à la sortie donnée par le manomètre ;

V_2 : la vitesse d'écoulement à la sortie de la pompe ;

$\sum h_2'$: Somme des pertes de charge au refoulement.

En combinant les expressions précédentes,

On obtient

$$H_p = H_g + \sum h' \quad (\text{I. 11})$$

Avec :

H_g : hauteur géométrique totale ;

$\sum h_2'$: Les pertes de charge totale

H_p : la hauteur de charge créée par la pompe.

$\sum h_2'$: Sont fonctions de la vitesse dans la conduite ou du débit

$$\sum h' = \left(\sum_{i=1}^n \xi_i + \lambda \frac{l}{D} \right) \frac{V^2}{2g} = KQ^2 \quad (\text{I. 12})$$

Avec :

$\sum \xi_i$: Somme des coefficients des pertes de charge singulières de différentes singularités ;

l : longueur de la conduite ;

λ : Coefficient des pertes de charge linéaires dans les conduites.

Dans le cas le plus habituel où l'écoulement dans les conduites est turbulent, la caractéristique résistante du circuit est représentée par [15]

$$H_{\text{cond}} = H_g + KQ^2 \quad (\text{I.13})$$

K : coefficient de la parabole caractéristique du circuit. En réalité, il n'est pas constant car en régime laminaire la perte de charge traduite en hauteur est linéaire en fonction de Q . En régime turbulent, il faudra estimer la rugosité des tubes du circuit et le nombre de Reynolds correspondant [8].

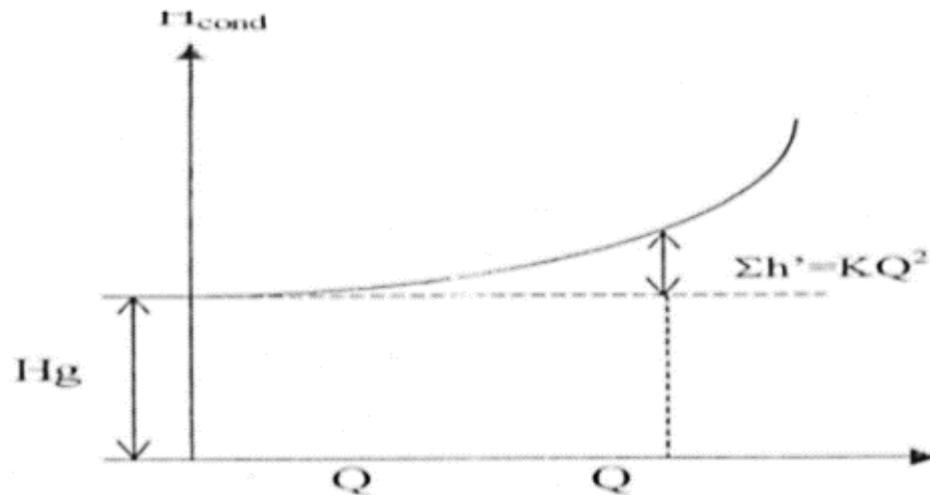


Figure I.13 : Courbe caractéristique de la conduite [8].

I.8.4. Point de fonctionnement

Le point de fonctionnement de l'ensemble Circuit-pompe se trouve à l'intersection de la caractéristique de la pompe.

$H_p = f(Q)$ et de la caractéristique du circuit.

$H_c = f(Q)$

C'est-à-dire au point M de la figure (I.16) [15]

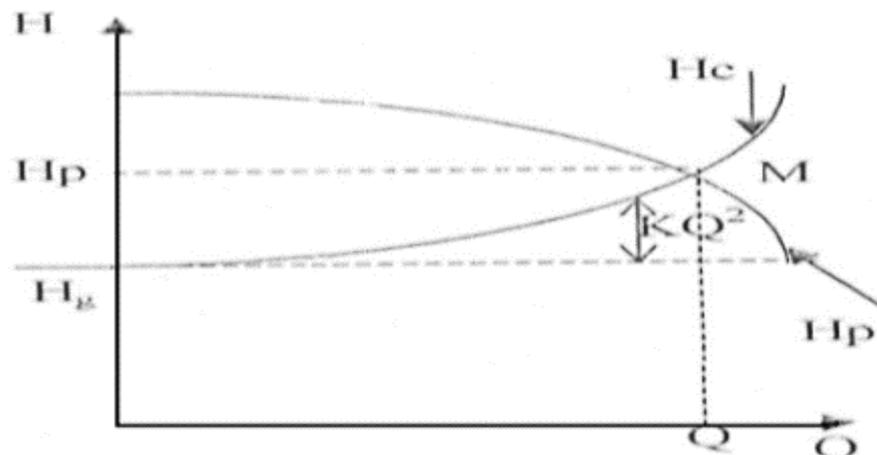


Figure I.14 : Point de fonctionnement ensemble circuit-pompe [15]

I.9. Lois de similitude applicable aux pompes centrifuge

Considérons :

- Une première pompe, dont la roue, de diamètre extérieur D_2 et de largeur b_2 , tourne à une vitesse n_2 et présente un débit Q pour une hauteur nette hydraulique H , et une puissance absorbée P .
- Une deuxième pompe, semblable à la première, où les valeurs, correspondantes sont D'_2 , b'_2 , n'_2 , Q' , H' , et P' [1].

La similitude géométrique des deux pompes permet d'écrire le rapport suivant :

$$D_2/D'_2 = b_2/b'_2 \quad (\text{I.14})$$

$$(\alpha_2 = \alpha'_2 ; \beta_2 = \beta'_2) \quad (\text{I.15})$$

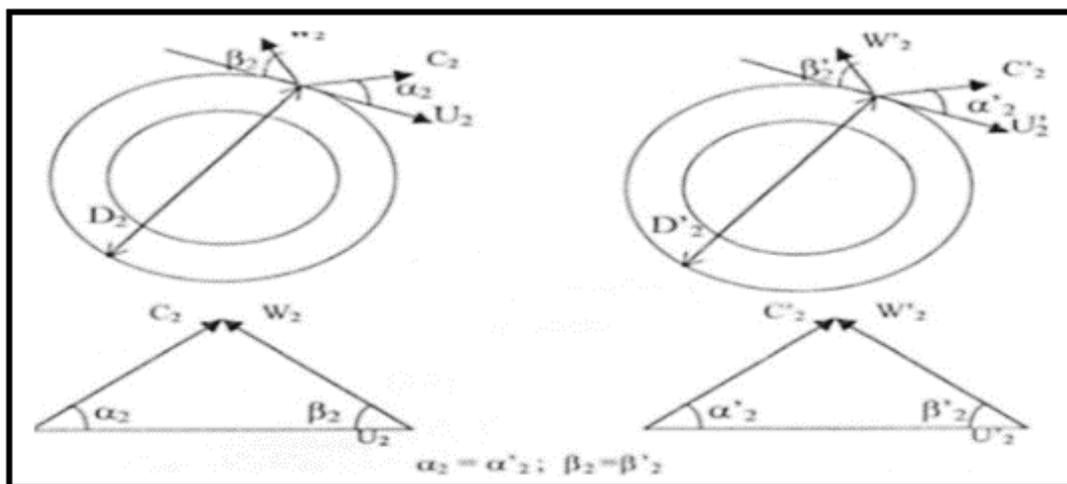


Figure I.15 : Triangle des vitesses pour deux pompes semblables [1]

Les vitesses circonférentielles des roues mobiles sont proportionnelles aux produits des vitesses de rotation n par les diamètres D de ces roues.

La condition de similitude cinématique à la sortie des roues peut être écrite sous la forme de proportions suivantes :

$$\frac{U_2}{U'_2} = \frac{n_2 \cdot D_2}{n'_2 \cdot D'_2} = \frac{C_2}{C'_2} = \frac{C_{U2}}{C'_{U2}} = \frac{C_{r2}}{C'_{r2}} = K \quad (\text{I.16})$$

a- Le débit :

En effet, le débit qui sort de la roue est égal au produit de la section de sortie $\pi D_2 b_2$ par la vitesse radiale C_{r2} :

$$Q = \pi \cdot D^2 \cdot b_2 \cdot C_{r2} \quad (\text{I.17})$$

D'après les considérations ci-dessus, le rapport des débits sera :

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot C_{r2}}{\pi \cdot D'_2 \cdot b'_2 \cdot C'_{r2}} = K \quad (\text{I. 18})$$

Mais comme :

$$\frac{C_{r2}}{C'_{r2}} = \frac{n_2 \cdot D_2}{n'_2 \cdot D'_2} \text{ et } \frac{b_2}{b'_2} = \frac{D_2}{D'_2} \quad (\text{I. 19})$$

Nous obtenons :

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n_2 \cdot D_2^3}{n'_2 \cdot D'^3_2} \quad (\text{I. 20})$$

Soit $Q \approx n \cdot D^3$

b- La hauteur

Pour une pompe à nombre d'aubes finis, les hauteurs théoriques sont proportionnelles aux produits des vitesses tangentielles et les composantes tangentielles de la vitesse absolue C et le coefficient d'influence, du nombre d'aubes $\mu \cdot C_e$ coefficient reste le même pour des roues géométriquement semblables.

$$H_{\text{thz}} = \mu \cdot \frac{U_2 C_{U2}}{g} \quad (\text{I. 21})$$

$$\frac{H_{\text{thz}}}{H'_{\text{thz}}} = \frac{U_2 C_{U2}}{U'_2 C'_{U2}} = \left(\frac{n_2 D_2}{n'_2 D'_2} \right)^2 \quad (\text{I. 22})$$

$$H = \eta_h \cdot H_{\text{thz}} \quad \text{comme } \eta_h = \eta_{h'} \quad (\text{I. 23})$$

$$\frac{H}{H'} = \frac{H_{\text{thz}}}{H'_{\text{thz}}} = \left(\frac{n_2 \cdot D_2}{n'_2 \cdot D'_2} \right)^2 \quad \text{donc } H \approx (n_2 \cdot D_2)^2 \quad (\text{I. 24})$$

Les hauteurs engendrées sont proportionnelles, aux carrées des vitesses de rotation et des dimensions.

c- La puissance :

La puissance théorique fournie par une pompe assurant un débit Q d'un liquide de masse spécifique sous une hauteur H est [8] :

$$P = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q \quad (\text{I. 25})$$

On aura :

$$\frac{P}{P'} = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q}{\rho' \cdot g \cdot H' \cdot Q'} = \frac{\rho \cdot g}{\rho' \cdot g} \cdot \frac{n_2 \cdot D_2^3}{n'_2 \cdot D'^3_2} \cdot \frac{(n_2 \cdot D_2)^2}{(n'_2 \cdot D'_2)^2} \quad (\text{I. 26})$$

$$\frac{P}{P'} = \frac{\rho \cdot g}{\rho' \cdot g} \cdot \frac{n^3 \cdot D^5}{n'^3 \cdot D'^5} \quad (\text{I. 27})$$

$$\text{Donc } P \approx \rho(n^3 \cdot D^5)$$

La relation précédente montre que la puissance d'une pompe varie comme la puissance troisième des vitesses de rotation et la puissance cinquième de ses dimensions.

Remarque :

On note que la masse volumique du liquide n'intervient que dans le terme de puissance et ne modifie ni la hauteur ni le débit [15].

I.10 Prédétermination des courbes caractéristique théoriques

I.10.1 Courbe théorique pression-débit

Reprenons la relation précédente

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} [(U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - W_2^2) + (V_2^2 - V_1^2)]$$

Si on suppose une entrée radiale dans la roue on remplace W par Q/S .

On trouve finalement :

$$\Delta P = \rho(u_2^2 - uw_u)$$

$$w_u = \frac{Q}{2 \times \pi \times R_2 \times b_2 \times \sin \alpha} \times \cos(\alpha) = \frac{Q}{2 \times \pi \times R_2 \times b_2} \times \cos(\alpha)$$

D'où :

$$\Delta P = \left(U^2 - U \frac{Q}{2 \times \pi \times R_2 \times b_2} \times \cos(\alpha) \right)$$

Dans cette expression U , ρ , R , b et α sont des constantes, tandis que Q et ΔP sont des variables, est une relation de forme :

$$Y = a - bX$$

Représentons graphiquement les variables de ΔP en fonction de débit (Q) (Fig. 14).

A débit nul :

$$Q = 0$$

$$\Delta P = \rho U^2$$

A débit max :

$$\Delta P = 0$$

$$Q = U_2 \pi R_2 b_2 \tan \alpha$$

Le débit augmente avec la diminution de la pression, c'est la caractéristique principale de la pompe centrifuge ayant un bon rendement (Aubes incurvées dans le sens contraire de la rotation de la roue).

Cas particuliers :

- Aubes radiales : $\alpha = 90^\circ$ et $\Delta P = \rho U^2$

La pression reste constante quand le débit augmente.

- Aube orientées vers l'avant w_u est négatif

La pression augmente avec l'augmentation du débit.

$$\Delta P = \rho(u_2^2 - uw_u)$$

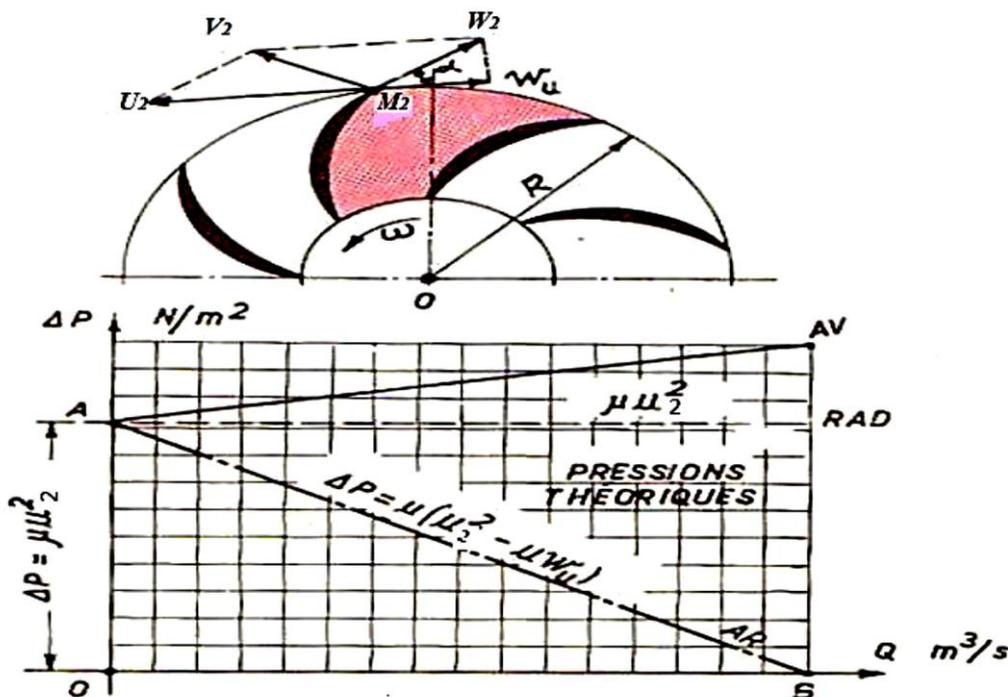


Figure I.16 : Courbe représentatif de pression-débit

I.10.2 Pertes de pression dans la pompe

Les pertes de pression sont dues :

- Au frottement des pièces mécanique autour de l'arbre.
- Aux brassages du liquide à l'intérieure de la roue.
- A la cavitation (vapeurs dues à la dépression).

I.10.3 Courbe réelle pression-débit

Pour un débit donnée, la pression effective vaudra la différence entre la pression théorique et la perte correspondante (courbe AB – courbe A'B'). La pression résultante est donnée par la courbe (A''B'') sur la Fig.I.17 [16].

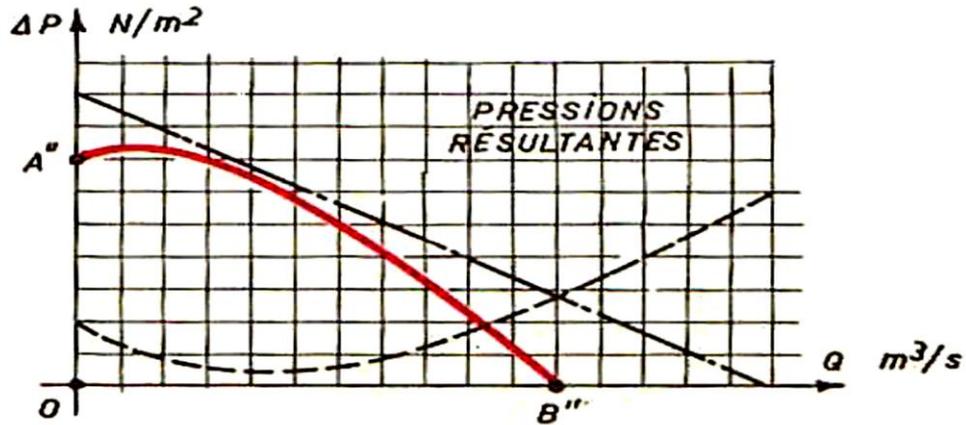


Figure I.17 : Courbe réelle pression-débit

I.11 Poussé axial

La poussée axiale d'une pompe centrifuge est résultante de toutes les forces axiales agissant sur le rotor dans le cas le plus simple d'une pompe à un seul étage et avec un roue en porte à faux et une seule étanchéité coté aspiration on a les forces agissant sur la roue suivante :

- poussée dirigée vers l'aspiration qui est produite par la pression de refoulement P_2 (Fig. I.18) qui diminue vers l'arbre de la pompe par la rotation du liquide extérieur sur la phase 2.
- poussée dirigée vers le refoulement qui est produite par la même pression qui ci-dessus mais agissant entre D_2 et D_1 (diamètre de l'ouïe de la roue) sur la phase 1 et qui est produite par la pression d'aspiration sur la phase égale à la section de l'ouïe.
- la poussée résultante axiale est dirigé vers l'aspiration comme elle peut atteindre des valeurs considérable, il est donc nécessaire de prévoir sont équilibrage.

On peut trouver la valeur de cette poussée par la formule suivante :

$$P_{axe} = \pi/4 \times \rho \times g(D_1^2 - d_2) \times H_m$$

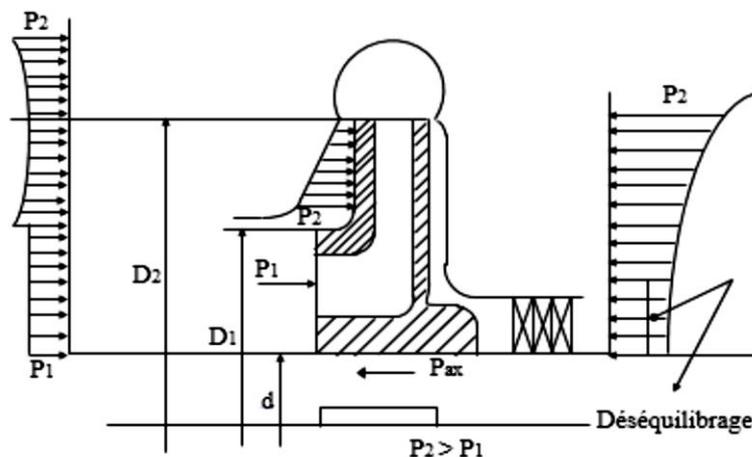


Figure I.18 : Equilibrage hydraulique

D_1 : diamètre du moyeu.

D_2 : diamètre sortie.

d : diamètre de l'arbre.

H_m : Hauteur moyen.

Le problème de la poussée axiale devient plus important dans le cas des pompes centrifuges multicellulaire à cause des pressions élevées qui intervient. Plusieurs méthodes sont utilisées pour équilibrer cette poussée :

- Dans le cas d'un nombre d'étages pair, les roues peuvent être de deux types opposées, c'est à dire dos à dos.
- Dans une pompe à axe verticale, l'ouïe est généralement tournée vers le bas, dès lors, à la poussée axiale normale s'ajoute l'action du poids propre de la partie tournante.
- La poussée axiale est équilibrée par une butée à billes.
- Chaque étage peut être équilibré en le munissant d'une chambre d'équilibrage individuelle à l'arrière de la roue, mais cette méthode est rarement utilisée pour les pompes modernes.
- On peut utiliser des dispositifs d'équilibrage spéciaux (disques) [17].

I.12 Les facteurs de dysfonctionnement des pompes centrifuges

Les ruptures du fonctionnement d'une pompe peuvent être causées par plusieurs facteurs, à savoir :

➤ **Surcharge :**

Une pompe est choisie d'après certaines conditions spécifiques telles que débits, pression, vitesse... qu'elle peut fonctionner de temps à autre en surcharge. Mais si on oublie que ce service devrait être rendu occasionnellement, et qu'on la fait tourner 24 heures par jour sous ce régime, on obtient une rupture de l'arbre ou des grillés.

➤ **Mauvais graissage :**

Si on fait tourner une pompe avec des paliers sans graisse, on finit par un arrêt brutal, dans ce cas, on s'aperçoit souvent de l'absence de graisseur sur la pompe ou sur la pompe concernée n'est pas inscrite dans le plan de graissage. Le fiabiliste doit veiller à la présence des graisseurs les cas échéant ou les retirer dans le cas du roulement graissé à vie.

➤ **Fluide inadapté :**

Si on modifie le critère de pompage en changeant la nature du fluide à véhiculer ou en augmentant la température, les matériaux peuvent ne pas être adaptés, la pompe risque d'être détruite.

➤ **Fonctionnement à vide :**

En cas d'absence de contrôle de démarrage, la vanne de refoulement étant fermée, ainsi que la vanne de by-pass, la pompe peut fonctionner à vide ; le débit est nul, toute la puissance fournie se transforme en chaleur. Et puisque le liquide ne circule pas, la chaleur produite ne peut être évacuée. Dans ce cas la roue et la garniture seront endommagées.

➤ **Mauvais alignement :**

La pompe et le moteur ne sont pas exactement en face par le défaut de l'accouplement, défaut de fixation ou de fondation. Les paliers et l'arbre seront soumis à des vibrations et finiront par se casser.

➤ **Fuite :**

Le liquide fuit. Si le liquide est acide, les pièces métalliques extérieures qui sont différentes de la partie hydraulique seront attaquées et rongées. Une fuite abondante provient de l'usure de la garniture ou d'un défaut de tresse.

➤ **Corps étranger :**

Des particules solides peuvent s'introduire dans le liquide s'il n'y a pas de crépine d'aspiration ou de protection à l'entrée. Elles peuvent détruire les pièces hydrauliques.

➤ **Contraintes des tuyauteries :**

Si les brides des tuyauteries d'aspiration et de refoulement ne sont pas en face de celles de la pompe et si le montage se fait en forçant sur les tuyauteries, une traction anormale s'exerce sur la pompe. Cette traction peut causer des déformations externe et interne de la pompe et un frottement de la roue sur le corps de la pompe ou la brisure des tubulures d'aspiration et de refoulement.

➤ **Cavitation :**

Lorsqu'on aspire un liquide dans un conduit on crée une dépression, si cette baisse de pression fait descendre la pression du liquide au-dessous de sa pression de vapeur saturante, le liquide se met en ébullition. (Production de vapeur), on appelle ce phénomène la cavitation. Ce phénomène s'accompagne souvent par de bruits violents et de vibrations importantes. Les effets de la cavitation sont nombreux selon le produit (température, tension de vapeur, densité) et le type de pompe (caractéristiques de fonctionnement et matériaux constitutifs) [17].

I.13 Avantages et inconvénients des pompes centrifuges

I.13.1 Avantages des pompes centrifuges

- ❖ construction simple, peu de composants mobiles, longue durée de service.
- ❖ débit de refoulement facile à ajuster par une soupape à la sortie de la pompe ou par la vitesse de rotation.
- ❖ vitesse de rotation élevée, entraînement direct possible par moteur électrique ou turbine.
- ❖ limiteur de pression intégré, pas de soupape de sécurité requise.
- ❖ fonctionnement très silencieux grâce à un bon équilibrage des masses et à l'absence de masses oscillantes.
- ❖ refoulement continu sans pulsations.
- ❖ acheminement possible de matières solides.
- ❖ conviennent à des puissances élevées.
- ❖ concentration élevée de la puissance et petit espace de construction.

I.13.2 Inconvénients des pompes centrifuges

- ❖ pas auto-amorçantes (des types spéciaux tels que la pompe à canal latéral peuvent être auto-amorçantes).
- ❖ risque de cavitation avec de l'eau chaude ou des pressions d'aspiration faibles.
- ❖ le débit volumétrique dépend de la pression de refoulement.
- ❖ plusieurs étages requis pour les pressions de refoulement élevées.

Chapitre II :

Méthodologie des Plans d'expériences

II.1 Introduction

Lors d'études multiparamétriques, les stratégies pour mener des expérimentations sont souvent informelles et peu performantes. Elles conduisent en général à de nombreux essais inutiles et à un volume de résultats difficile à exploiter. La méthodologie des plans d'expériences permet de tirer d'un nombre d'essais donné, le maximum d'informations pertinentes concernant l'influence des facteurs. La méthodologie des plans d'expériences sera présentée dans ce chapitre. La technique de screening est traitée ici par l'introduction aux plans factoriels, complets et fractionnaires. A l'aide de cette technique le nombre de facteurs supposés influents pour un procédé sera fortement diminué et les facteurs ayant peu d'influence seront éliminés. La méthodologie de la surface de réponse, avec les plans composites centrés qui sont largement utilisés dans le processus d'optimisation des phénomènes complexes et non-linéaires. La modélisation par surface de réponse des caractéristiques de qualité (réponses) d'un système nous aidera à diminuer le temps du calcul nécessaire au processus d'optimisation sans avoir à faire appel à cette méthode. Cette approche nous permet de définir la fonction objective nécessaire au processus d'optimisation.

II.2 Méthodologie des plans d'expériences

II.2.1 Historique

Les plans d'expériences sont issus de méthodes mathématiques et statistiques appliquées à l'expérimentation. Les premiers scientifiques à s'être posé le problème de l'organisation des essais sont des agronomes. Ils avaient en effet beaucoup de paramètres à étudier et n'avaient pas la possibilité de multiplier le nombre d'expériences. De plus, la durée des expériences constituait une contrainte supplémentaire forte. C'est Fisher qui pour la première fois en 1925, proposa une méthode avec laquelle on étudiait plusieurs facteurs à la fois. Cette méthode fut reprise puis développée par des statisticiens et des mathématiciens qui définirent des tables d'expériences permettant de réduire considérablement le nombre d'expériences à effectuer sans diminuer la pertinence de la campagne d'essais. La Méthodologie des Plans d'Expériences (MPE) peut s'appliquer à tous les phénomènes type **boîte noire** (Figure II-1) où l'on cherche à optimiser les données de sortie (les réponses) en réglant les données d'entrée (les facteurs). Les données d'entrée sont connues dans la littérature comme étant des facteurs qui peuvent être contrôlés, mais il existe parfois des facteurs qui ne peuvent pas l'être, par conséquent ils ont reçu l'appellation de **facteurs bruits**.

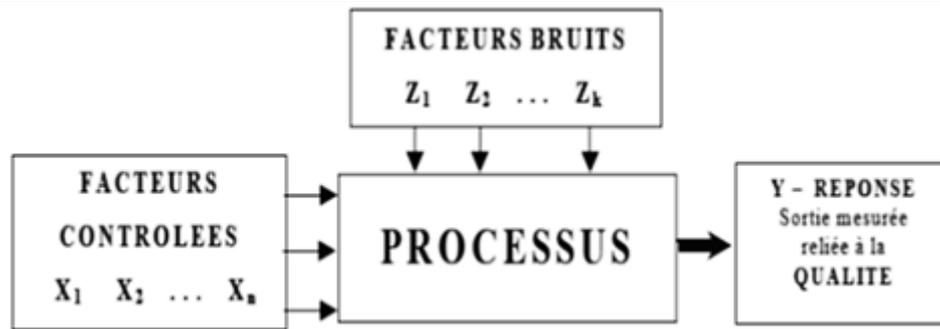


Figure II.1 : Boîte noire du processus

II.2.2 Principe

La technique des plans d'expériences va permettre de répondre à nos exigences. En effet, son principe consiste à faire varier simultanément les niveaux de un ou plusieurs facteurs (qui sont les variables, discrètes ou continues) à chaque essai. Ceci va permettre de diminuer fortement le nombre d'expériences à réaliser tout en augmentant le nombre de facteurs étudiés, en détectant les interactions entre les facteurs et les optimaux par rapport à une réponse, c'est à dire une grandeur utilisée comme critère et en permettant de modéliser facilement les résultats. Le point délicat dans l'utilisation des plans d'expériences sera donc de minimiser le plus possible le nombre d'expériences à mener sans sacrifier la précision sur les résultats.

II.2.3 Modélisation de la réponse

Lorsqu'on réalise une étude expérimentale (ou des simulations numériques), d'un phénomène ou d'un procédé, on la caractérise par des réponses dont on suit les variations de en fonction divers paramètres (facteurs) influents. Généralement, l'illustration des résultats est donnée par la représentation graphique de la réponse (surface de réponse) en fonction de deux paramètres (on est limité à l'espace en trois dimensions). Si on considère une réponse théorique Y_{th} , dépendant de n paramètres (facteurs) x_1, x_2, \dots, x_n on peut écrire :

$$Y_{th} = F(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (\text{II.1})$$

Mais la réponse théorique est différente de la réponse obtenue par voie expérimentale ou numérique Y_{exp} à cause des erreurs expérimentales (ou numériques) inhérentes. L'expression précédente devient :

$$Y_{exp} = Y_{th} + \varepsilon = F(x_1, x_2, \dots, x_n) + \varepsilon \quad (\text{II.2})$$

D'une manière générale pour la modélisation d'un système n'ayant que deux variables, on peut écrire le modèle comme suit :

$$Y = \beta_0 + \beta_1 \cdot x_1 + \beta_2 \cdot x_2 + \beta_3 \cdot x_3 \quad (\text{II.3})$$

Ce modèle explique la variation de la réponse Y en fonction des deux variables considérées x_1, x_2 , en supposant que la relation est linéaire. Cette hypothèse nous amène à utiliser la régression linéaire [18, 19] pour obtenir les coefficients du modèle dont la représentation géométrique est un plan de régression (Figure II-2).

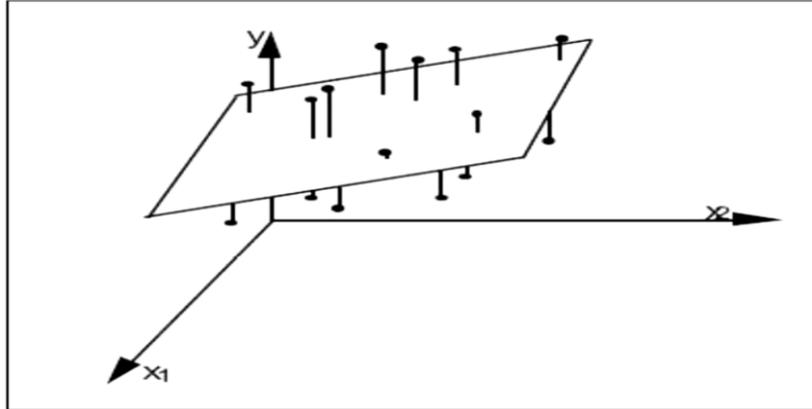


Figure II.2 : Plan de régression pour deux variables.

Le plan est ajusté selon le principe des moindres carrés où les sommes des carrés des erreurs d'estimation de la variable dépendante sont minimisées (Figure II-2). S'il y a plus de deux variables, on peut étendre la méthode en ajoutant les variables et leurs paramètres :

$$Y = \beta_0 + \beta_1 \cdot x_1 + \beta_2 \cdot x_2 + \dots + \beta_p \cdot x_p \quad (\text{II.4})$$

Cette équation est celle d'un hyperplan à p dimensions. Les paramètres β_i sont *les pentes* de l'hyperplan dans les dimensions considérées, et sont appelés *coefficients de régression*.

II.2.4 Intérêt du codage des variables

L'intérêt du codage de variables, tient à l'homogénéité de l'équation polynomiale (modèle) que l'on établit pour la représentation mathématique de la réponse. D'une manière générale on peut affirmer que les paramètres ou les variables d'origine pour un modèle donné, notés P_k , n'ont pas nécessairement les mêmes dimensions ce qui rend difficile la comparaison de leurs coefficients. Dans le cas où les variables sont codées, toutes varient entre les mêmes valeurs minimales et maximales (respectivement -1 et $+1$ notation largement acceptée quand il y a deux niveaux par facteur) elles n'ont plus de dimension, et les coefficients β_i ont tous alors la dimension de la réponse.

D'après [20], lorsque l'on attribue la valeur -1 au niveau bas et la valeur $+1$ au niveau haut, on effectue deux modifications importantes :

- on change l'unité de mesure,
- on déplace l'origine des mesures.

Ces deux modifications entraînent l'introduction de nouvelles variables que l'on appelle variables centrées réduites ou variables codées (centrées pour indiquer le changement d'origine et réduites pour signaler la nouvelle unité).

Le passage des variables d'origine P_k aux variables centrées réduites x_k et inversement, est donné par la relation suivante [21] :

$$x_k = \frac{P_k - P_k^0}{\Delta P_k} \quad (\text{II.5})$$

avec :

- x_k : la valeur de la variable codée k ;
- P_k : la valeur de la variable naturelle k ;
- P_k^0 : la valeur de la variable naturelle k au centre du domaine d'étude.
- ΔP_k : est appelé pas de variation et il mesure la variation de la variable réelle k associée à une variation d'une unité de la variable codée correspondante.

Les variables x_k sont appelées variables centrées réduites et elles sont utilisées pour faciliter les comparaisons et l'étude des variations. En travaillant avec ces variables codées, nous pouvons comparer directement leurs différents effets sans tenir compte de leurs unités.

II.2.5 Méthodologie des Surfaces de Réponse

L'optimisation de procédé cherche à trouver l'ensemble des conditions de fonctionnement pour les variables du procédé qui ont comme conséquence la meilleure performance du processus. La Méthodologie des Surfaces de Réponse (MSR) est une collection de stratégies expérimentales de méthodes mathématiques et statistiques qui permet à un expérimentateur de choisir la meilleure des combinaisons des niveaux des paramètres qui optimise un processus [22]. La MSR est une approche d'optimisation développée au début des années 50 par Box et Wilson [23]. De nombreux chercheurs ont contribué à enrichir cette méthode et elle a été introduite en Europe vers les années 1988 - 1990.

L'objectif d'une telle méthodologie est de :

- déterminer les conditions de fonctionnement optimales pour un système ou un processus,
- déterminer une région de l'espace des facteurs dans laquelle des caractéristiques de fonctionnement (les réponses) sont satisfaites,
- modéliser et analyser un processus pour lequel la réponse est influencée par plusieurs variables,
- établir un rapport (équation de la surface de réponse) entre la réponse et les variables indépendantes qui est dans la plupart des cas inconnu.

Cette technique, issue des techniques de plans d'expériences, vise à déterminer d'une façon quantitative les variations de la fonction réponse vis à vis des facteurs d'influence significative d'un certain processus ou système. La MSR est basée sur une relation d'approximation entre la réponse mesurée y et n variables aléatoires (les facteurs étudiés) en utilisant les données observées d'un processus ou d'un système. La réponse est généralement obtenue par des essais réels ou des simulations numériques. Dans la plupart des cas, la fonction Y qui est une approximation de la réponse mesurée y , est un modèle polynomial du premier ou deuxième degré. Généralement le modèle est donné par :

$$Y = \beta_0 + \sum_{j=1}^p \beta_j x_j + \sum_{j=1}^p \beta_{jj} x_j^2 + \sum_{i<j}^p \beta_{ij} x_i x_j \quad (\text{II.6})$$

Ce modèle est appelé surface de réponse (Figure II.3) et il est très classique pour décrire des phénomènes physiques. Afin de prévoir plus exactement la réponse, un modèle de second

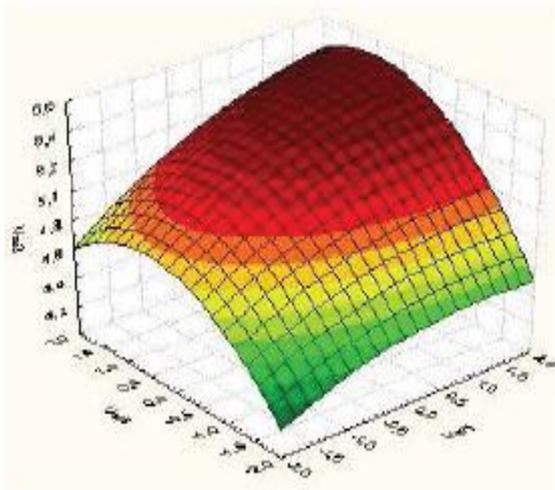


Figure II.3 : Surface de Réponse.

Ordre est utilisé pour chercher le caractère non linéaire du phénomène étudié. De même la fonction Y d'approximation, peut être écrite sous la forme matricielle comme suit :

$$Y = X \cdot \beta + \varepsilon \quad (\text{II.7})$$

Dans la relation ci-dessus X est la matrice de calcul des effets ou la matrice d'expériences, le vecteur β est le vecteur des coefficients du modèle qui contient seulement les coefficients du modèle qui ne sont pas connus, mais qui sont déterminés généralement en minimisant la somme des carrés des résidus ε .

II.2.6 Plans Composite Centraux

Les Plans Composites Centraux sont un bon complément des plans orthogonaux, de par leurs propriétés statistiques, mais aussi parce qu'ils sont meilleurs que les plans orthogonaux pour

certaines problèmes [19]. Ils sont développés, en particulier, dans la Méthodologie des Surfaces de Réponse, et ils permettent l'étude d'un modèle quadratique, dans la plupart des cas des phénomènes non linéaires. Tous les facteurs pour lesquels on souhaite tester l'influence quadratique auront 5 niveaux. Les plans composites centraux sont constitués de trois parties, ce qui permet une démarche séquentielle [24] :

1. Le point au centre du domaine expérimental (Figure II.4), usuellement noté par 0 répété plusieurs (n_0) fois pour estimer la variance de répétabilité.
2. Un plan orthogonal en N_F essais, qui est le plus souvent un plan factoriel ou un plan de Box-Hunter, et qui combine des facteurs à 2 niveaux usuellement notés +1 et -1.
3. Les points en étoile (Figure II.4). Ces points représentent 2 essais par facteur, usuellement notés $+\delta$ et $-\delta$.

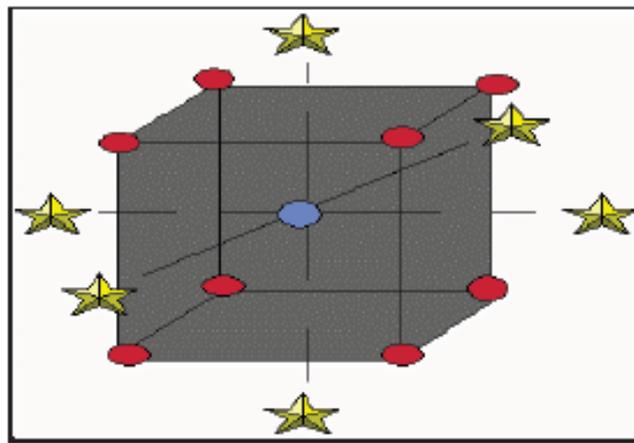


Figure II.4 : Plan composite centré pour 3 facteurs.

Le paramètre δ est supérieur à 1 et est calculé grâce à la formule :

$$\delta = \sqrt[4]{N_F} \quad (\text{II.8})$$

Où :

– N_F est le nombre d'essais du plan orthogonal

Le nombre total des essais N peut être calculé grâce à la formule :

$$N = N_F + N_\delta + n_0 = 2^k + 2 \cdot k + n_0 \quad (\text{II.9})$$

Où :

– $N_F = 2^k$ est le nombre des essais pour le plan factoriel $2k$ (figure II.4 – les points en rouge).

– $N_\delta = 2k$ est le nombre des essais appelé en étoile (figure II.4).

– n_0 est le nombre des essais au centre du domaine pour estimer la variance de répétabilité. (Figure II.4 - le point en bleu ou le point central).

II.3 Optimisation multicritères

II.3.1 introduction

Typiquement, dans l'analyse des données industrielles il y a beaucoup de réponses (variables) qui devront être étudiées en même temps. En plus, pour optimiser ces réponses individuellement on peut rencontrer des contradictions pour les différents niveaux de facteurs acceptables pour une réponse et non pour les autres. Le but de l'optimisation multicritères est de minimiser au mieux les différents objectifs [25]. En effet, la solution que l'on obtient est une solution de compromis. Elle minimise un certain nombre d'objectifs tout en dégradant les performances sur d'autres objectifs. Mais finalement la solution acceptée va assurer une satisfaction globale sur le processus parce qu'elle répondra à plusieurs objectifs en même temps.

II.3.2 Méthode de Ch'ng

D'une façon générale, le coût de production est exprimé comme une somme du non qualité et du coût de fabrication. L'optimisation multicritères mesure la sensibilité des réponses pour la qualité finale des produits. Cette méthode propose pour chaque réponse $Y_j(x)$, $j = 1, 2, \dots, p$, une fonction $d_j(Y_j(x))$ qui peut prendre des valeurs entre 0 et 1, valeurs qui mesurent la sensibilité de la réponse et qui s'appelle fonction de désirabilité. Ici x signifie le vecteur des facteurs ou des variables indépendantes $x^T = (x_1, x_2, \dots, x_n)$. Après avoir défini les fonctions pour chaque réponse individuellement, une fonction objective globale est définie comme une moyenne géométrique des différentes désirabilités.

$$D(x) = \left[d_1(Y_1(x)) \cdot d_2(Y_2(x)) \cdot \dots \cdot d_p(Y_p(x)) \right]^{\frac{1}{p}} \quad (\text{II.10})$$

La fonction de désirabilité $d_j(Y_j(x))$ a été proposée originalement par [35] de deux façons :

$$d_j(Y_j(x)) = e^{\frac{Y_j(x)}{Y_j^*}} \quad (\text{II.11})$$

$$d_j(Y_j(x)) = e^{-\left| \frac{Y_j(x)}{Y_j^*} - 1 \right|} \quad (\text{II.12})$$

Puisque les transformations (II.11 ou II.12) ne sont pas très flexibles dans le sens où ces fonctions ne peuvent pas assumer une variété de formes.

Dans les équations (II.13) et (II.14), r , s et t sont des variables définies par l'utilisateur fonction de leur expérience permettant à celui-ci d'indiquer les limites de la fonction de désirabilité autour de la valeur cible (T_j) pour une réponse j .

$$d_j(Y_j(x)) = \begin{cases} 0 & \text{si } Y_j(x) \leq Y_{\min j} \\ \left(\frac{Y_j - Y_{\min j}}{Y_{\max j} - Y_{\min j}} \right)^r & \text{si } Y_{\min j} \leq Y_j(x) \leq Y_{\max j} \\ 1 & \text{si } Y_j(x) \geq Y_{\max j} \end{cases} \quad \text{(II.13)}$$

$$d_j(Y_j(x)) = \begin{cases} \left(\frac{Y_j - Y_{\min j}}{T_j - Y_{\min j}} \right)^s & \text{si } Y_{\min j} \leq Y_j(x) \leq T_j \\ \left(\frac{Y_j - Y_{\max j}}{T_j - Y_{\max j}} \right)^t & \text{si } T_j \leq Y_j(x) \leq Y_{\max j} \\ 0 & \text{si } Y_j(x) \notin [Y_{\min j}; Y_{\max j}] \end{cases} \quad \text{(II.14)}$$

Les quantités $Y_{\min j}$ et $Y_{\max j}$ représentent les limites de désirabilité pour la réponse j . L'approche de la fonction de désirabilité repose en effet sur l'utilisation de la méthodologie de la surface de réponse pour la modélisation polynomiale de chaque réponse $Y_j(x)$, par une substitution des polynômes dans les équations (II.13), (II.14), afin de faire encore une substitution par les désirabilités individuelles dans l'équation (II.10). Finalement, il reste une seule fonction objective pour chercher la solution x , tout en maximisant la désirabilité totale $D(x)$.

$$\text{Desirabilite Totale} = \frac{\sum_{i=1}^p e_i \cdot |d_i(Y_i) - d_i(T_i)|}{p} \quad \text{(II.15)}$$

Pour laquelle :

– $d_i(Y_i)$ est la désirabilité individuelle pour la réponse Y_i

-
- $d_i(T_i)$ est la désirabilité individuelle ciblée T_i pour chaque réponse
 - e_i est le degré d'importance pour chaque réponse individuelle, avec la relation :

$$\sum_{i=1}^p e_i = 1 \quad \text{(II.16)}$$

Chapitre III :
Calculs et simulations

II.1 Introduction

Dans ce chapitre nous avons fait les calculs hydraulique de circuit de pompage concernant la pompe **DEMIGN WDM** Modèle 15M -277, Cela se fait au moyen d'équations mathématiques et à l'aide d'un logiciel que nous avons la simulation des pertes de charge régulière et singulière et la simulation pompe / turbine .

Les pertes de charges singulières (ou accidentelles) des réseaux hydrauliques sont des pertes de pression provoquées par le passage du fluide dans des obstacles et accessoires comme des vannes, raccords, élargissement, sortie de réservoir, hotte aspirante etc.

Les pertes de charges singulières s'expriment en pascals ou en mètres colonnes de fluide (m) ou en mètres de conduite rectilignes équivalentes. Les pertes de charges singulières sont aussi appelées pertes de charges accidentelles. Ce sont les pertes de charges dues aux accidents rencontrés sur le trajet du fluide.

Des coefficients de perte de charge singulière sont donnés pour ces accidents lorsque ce sont des organes communs comme des robinets ou vannes. En général ces données sont fournies par les constructeurs d'accessoires hydrauliques. Certaines formules permettent de calculer ces coefficients, comme la formule de Weisbach pour les coudes ou de Lorenz pour les cônes divergents.

II.2 Présentation de logiciel MECAFLUX :

Mecaflux Standard est un logiciel généraliste de mécanique des fluides. cette boîte à outil pour les projets de fluides, regroupe de nombreux outils allant des pertes de charges régulières, singulières , calculs de Venturis, conduits de fumées, couche limites, pression dynamique, Bernoulli, vidange réservoirs, fonctionnements pompes , convertisseurs , aux calculs de portance ou traînée de profils géométriques, aérodynamiques ou hydrodynamiques...etc., sont intégrés à cette boîte à outil indispensable pour les projets de fluides.

Avec MECAFLUX :

Les abaques de pertes de charge d'une centaine d' accessoires de base sont disponibles dans MECAFLUX et paramétrables. (exemple angle de fermeture de vanne hydraulique, nombre d'aubes directrices dans un coude aéraulique...)

Le calcul du coefficient de perte de charge singulière se fait automatiquement d'après les paramètres que vous entrez. Le coefficient de pertes de charge sélectionné dans l'abaque et la perte de charge calculée provoquée par l'accessoire aéraulique ou hydraulique que vous avez choisis, vous est donné dans la fiche de résultats.

L'interface abaque de sélection et de paramétrage de perte de charge singulière dans MECA FLUX : Ici une vanne opercule

III .1.3 Description de la pompe verticale DEMIGN WDM

Le circuit de pompage concernant la pompe **DEMIGN WDM** Modèle 15M -277 a été installé afin d'effectuer le transfert d'eau d'un réservoir vers une colonne de stockage. L'un des avantages de la pompe centrifuge verticale monocellulaire DEMIGN WDM (Figures III .2 et III .3) est qu'elles sont faciles à démarrer vu qu'elles n'ont pas besoin de garniture ni d'injection d'eau.

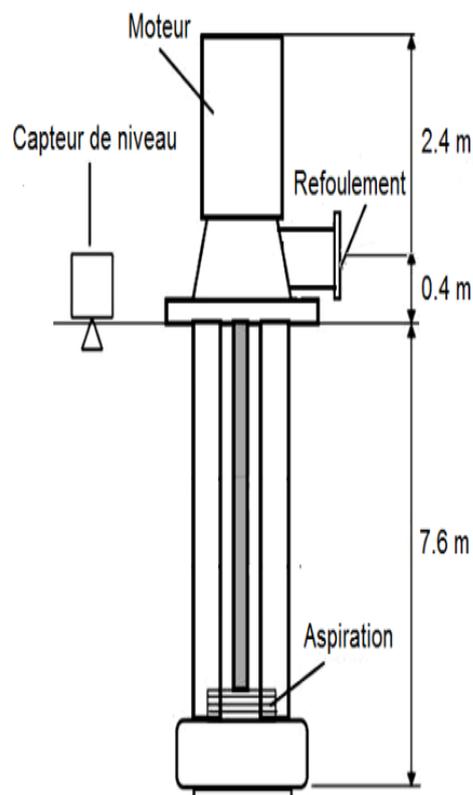


Figure III .2 : Représentation de la pompe DEMIGN WDM Modèle 15M -277



Figure III .3 : Corps de de la pompe DEMIGN WDM Modèle 15M -277

III .1.4 Schéma de circuit

Le circuit de pompage se composant d'une pompe centrifuge verticale permet alors le relèvement de l'eau depuis le réservoir vers la colonne. Ce circuit hydraulique comporte plusieurs composants hydrauliques tels que, les vannes, les coudes, clapet,..., etc.

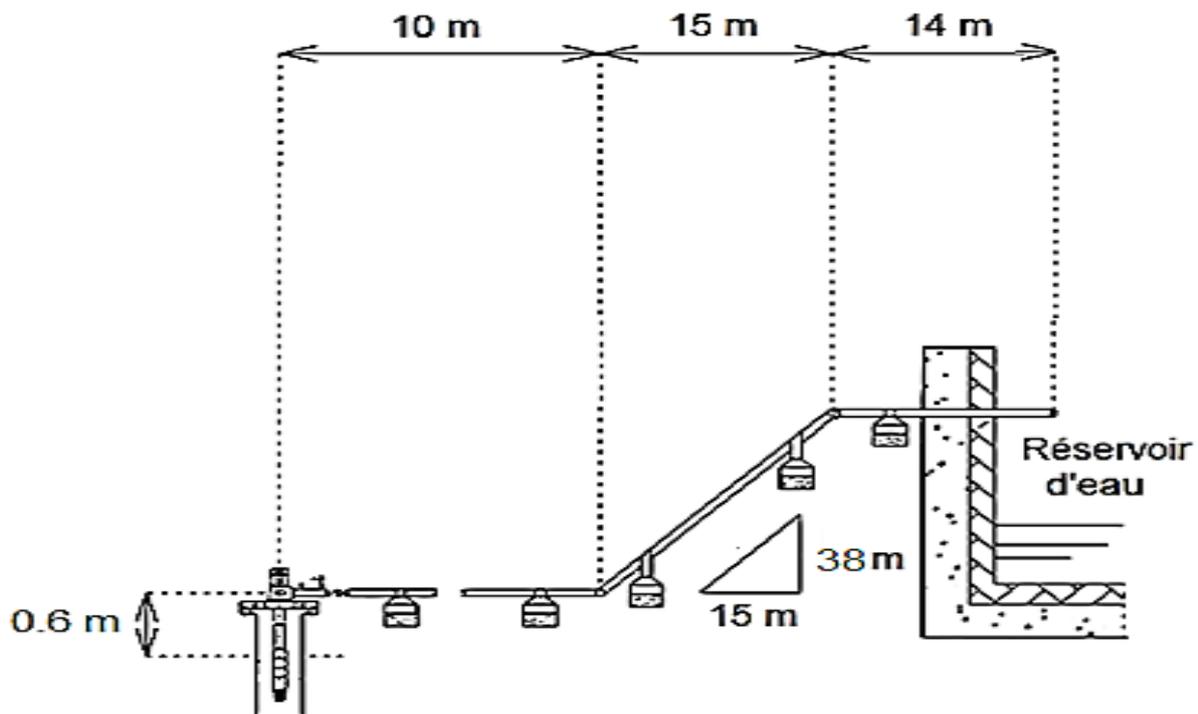


Figure III .4 : Circuit de pompage étudié

III .1.5 courbe caractéristique de la pompe

Les pompes centrifuges verticales en général sont faites pour fonctionner sous une certaine gamme comme le débit de refoulement, la vitesse de rotation et le rendement. Donc il est essentiel de connaître le comportement de la pompe sous différentes conditions, et c'est ce qui est représenté graphiquement sous forme de courbes nommées (Courbes caractéristiques).

La courbe caractéristique la plus importante est celle en fonction du débit. La figure ci-dessous représente la performance de la pompe pour une vitesse de rotation constante égale 1760 tr/min. C'est une courbe parabolique, la hauteur manométrique augmente très légèrement avec le débit, mais dès qu'elle dépasse une certaine limite elle commence à diminuer tandis que le débit continue d'augmenter.

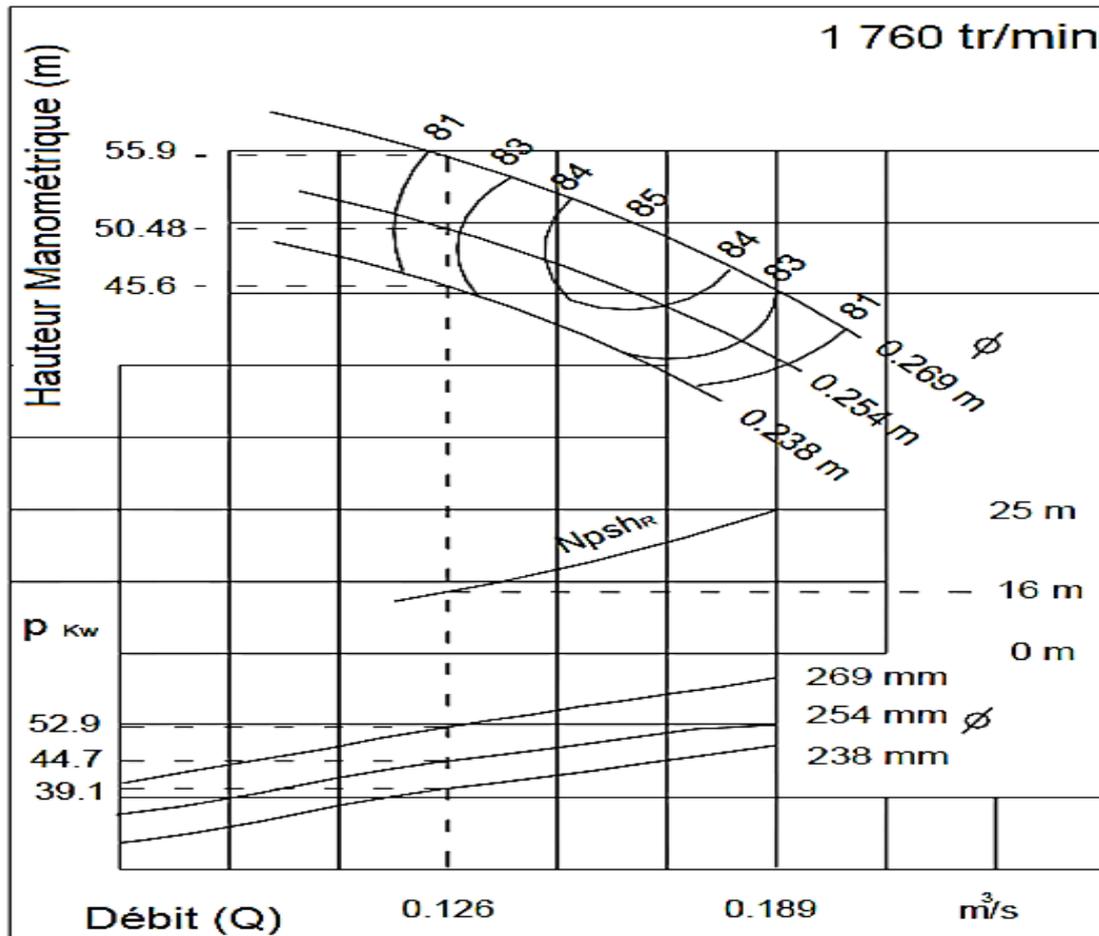


Figure III .5 : Courbe caractéristique de la pompe DEMIGN WDM

III .1.6 Tableau représentant les paramètres de circuit

Les données de départ d'après la fiche technique de la pompe centrifuge verticale étudié sont indiquées dans le tableau III .1.

Tableau III .1 : Données de départ d'après la fiche technique de la pompe

Débit	0.126 m ³ /s
Vitesse de rotation motopompe	1760 <i>tr/min</i>
Diamètre de refoulement	260 mm
Diamètre d'aspiration	457 mm
Hauteur manométrique	51 m
<i>NPSH</i>_{requis}	16 m
Puissance du moteur	78 KW
Rendement	79 %
Pression d'aspiration	$P_{asp} = P_{atm} = 100370 \text{ N/m}^2$
Pression de vapeur saturante (à 20c°)	$P_v = 2340 \text{ N/m}^2$
Viscosité cinématique	$1 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$
$Z_2 - Z_1$	38.6 m

III.1.7 Partie d'aspiration

- Diamètre $D_{asp} = 457\text{mm}$.
- La longueur de la conduite d'aspiration : $L_a = 7,6 \text{ m}$.

III.1. 8 Partie refoulement

- Diamètre $D_{ref} = 260\text{mm}$.
- 1 coudes 90° ($K_{c90} = 1,335$)
- 2 coude 45° ($K_{c45} = 0,24$)
- 1 Vanne pneumatique ($K_{vp} = 1,65$)
- 1 Clapet anti retour ($K_{cl} = 1,125$)
- 1 Vanne manuelle ($K_v = 0,195$)
- 1 Soupape d'évacuation l'air ($K_s = 0,015$)
- La rugosité de la conduite $\varepsilon = 0,0457\text{mm}$.

III.2. Les calculs

III. 2.1. Calcul R_e

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

Avec :

R_e : Nombre de Reynolds.

V : La vitesse moyenne.

D : Diamètre de la conduite.

ν : Viscosité cinématique

Aspiration :

Nous avons : $V = 0.769 \text{ m/s}$; $d = 457 \text{ mm}$; $\nu = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

Refoulement :

$V = 2,37 \text{ m/s}$; $d = 260$

$$R_e = \frac{2,37 \cdot 0,260}{10^{-6}} = 617084,1$$

$$R_e = 6 \cdot 10^5$$

III .2.2 Calcul $\frac{\varepsilon}{d}$

Nous avons :

$\varepsilon = 0,0457 \text{ mm}$; $d = 260 \text{ mm}$

Donc :
$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0,0457}{457} = 0,0002$$

Avec : ε : La rugosité de la conduite

d : Diamètre de la conduite.

III .2.3 Calcul λ

Nous avons : $R_e = 6 \cdot 10^5$; $\frac{\varepsilon}{d} = 0,0002$

➤ D'après diagramme de Moody :

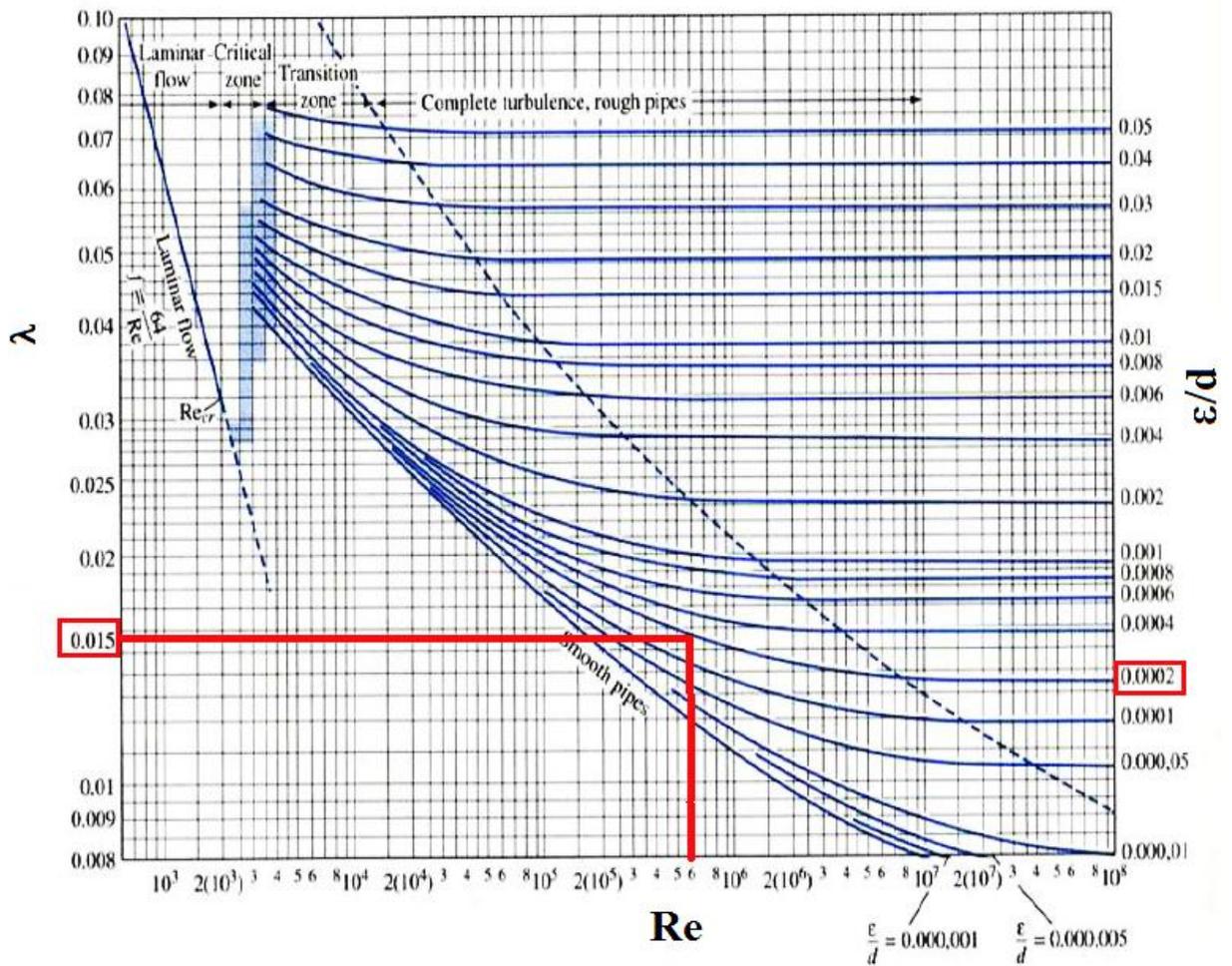


Figure III .6 : Détermination λ selon le diagramme de Moody

III .2.4 Calcul de $\Delta H_{refoulement}$

Pour le calcul des pertes de charge singulières en longueur équivalent en mètre on utilise la relation suivante :

$$Le = \frac{K \times D}{\lambda}$$

Tableau III .2 : Pertes de charge singulières en longueur équivalent

Accessoire	Leq /D	Leq (m)	Nombre	Résultat
Vanne manuelle	13	3.385	1	Leq = 91.643 m
Soupape d'évacuation l'air	1	0.26	1	
Clapet anti retour	75	19.526	1	
Coude 90°	89	23.14	1	
Coude 45°	16	4.166	4	
Vanne pneumatique	110	28.639	1	

$$L = (0,6+10+\sqrt{450}+14+\sqrt{1058}+4,7)$$

$$L = 83,03m$$

$$\Delta H_{circuit} = \lambda \left(\frac{L + \sum Leq}{D} \right) \left(\frac{V_{ref}^2}{2g} \right)$$

$$V = \frac{Q}{S} ; \quad V^2 = \frac{Q^2}{S^2} ; \quad S = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$\Delta H_{circuit} = \frac{8}{g\pi^2 D^4} \left(\frac{L + \sum Leq}{D} \right) \lambda Q^2$$

$$\Delta H_{circuit} = 2,88m$$

III .2.5 Détermination de H_{mt}

$$H_m = (Z_2 - Z_1) + b Q^2$$

$$H_m = 38,6 + 182,39 Q^2$$

$$H_p = -440,92 Q^2 + 59$$

III .2.6 Calcul Rendement

$$\eta = \frac{P_U}{P_{abs}}$$

Avec : P_U : puissance utile.

P_{abs} : Puissance absorbée.

Nous avons :

$$P_{abs} = 78KW$$

$$P_U = \rho g Q H_{MT}$$

Donc :

$$P_U = 1000 \cdot 9,81 \cdot 0,126 \cdot 44,58 = 55103,55 W$$

$$P_u = 55,10 KW$$

$$\eta = \frac{55103,55}{78000} = 0,70$$

$$\eta = 70\%$$

Tableau III .3 : Les résultats de H_p et H_c en fonction de Q

$Q (m^3/h)$	$H_p (m)$	$H_c (m)$
0	59	38,6
50	58,914946	38,6351833
100	58,659784	38,740733
150	58,2345139	38,9166493
200	57,6391358	39,1629321
250	56,8736497	39,4795814

300	55,9380556	39,8665972
350	54,8323534	40,3239796
400	53,5565432	40,8517284
450	52,110625	41,4498438
500	50,4945988	42,1183256
550	48,7084645	42,857174
600	46,7522222	43,6663889
650	44,6258719	44,5459703
700	42,3294136	45,4959182
750	39,8628472	46,5162326
800	37,2261728	47,6069136
850	34,4193904	48,767961
900	31,4425	49,999375
950	28,2955015	51,3011555
1000	24,9783951	52,6733025
1050	21,4911806	54,115816
1100	17,833858	55,628696
1150	14,0064275	57,2119425
1200	10,0088889	58,8655556

La courbe caractéristique de la pompe centrifuge verticale est illustre dans la Figure III.7.

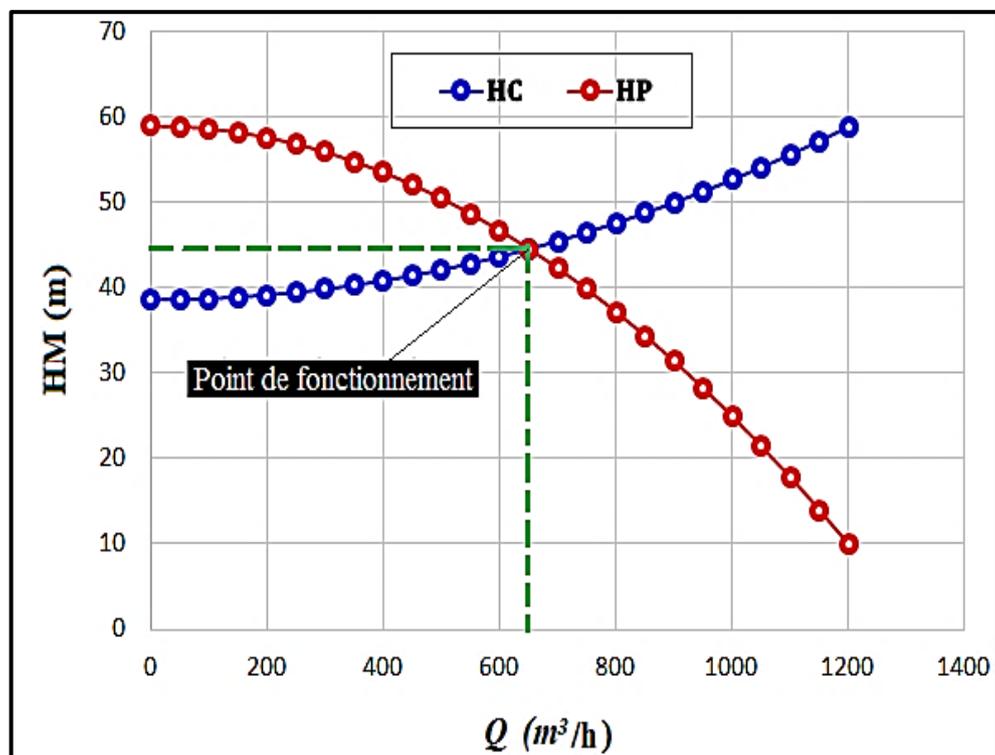


Figure III.7 : Variation de la hauteur manométrique en fonction du débit

D'après la courbe :

— Point de fonctionnement :

$$Q = 652.56 \text{ (m}^3/\text{h)} ; H_M = 44,58 \text{ m ;}$$

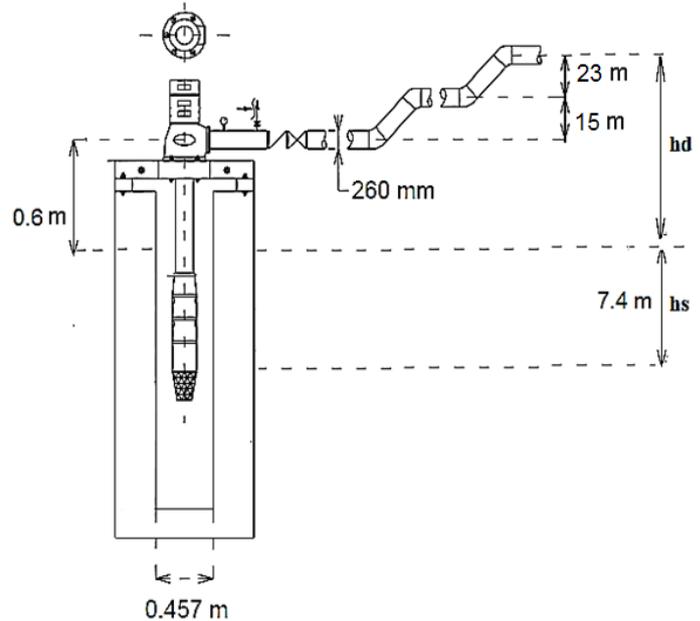
III.2.7 Calcul de NPSHd :

$$NPSH_d = \frac{P_{atm} - P_v}{\rho g} + h_s$$

$$NPSH_d = \frac{100370 - 2340}{98100} + 7,4$$

$$NPSH_d = 17,4 \text{ m}$$

$NPSH_d > NPSH_r \Rightarrow$ pas de cavitation



III .3 Simulations pompage du circuit avec logiciel MECAFLUX

III .3.1 Partie aspiration

- Paramètres étude pertes de charge régulières

- Diamètre de conduite = 457 mm
- Longueur de conduite = 7,6 mètres
- Débit volumique = 0,126 mètres cubes/secondes
- Gravité = 9,81 mètres/s²
- Rugosité de la conduite = 0,0457 (profondeur moyenne de rugosité en mm)
- Densité du fluide = 998,23 kilogrammes/mètres cubes
- Température du fluide = 20 Degrés Celsius
- Fluide sélectionné = eau H₂O
- Viscosité dynamique du fluide = 0,001004544 exprimée en POISEUILLES
- Viscosité cinématique du fluide = 1,006325E-02 exprimée en STOKES (St)
- Viscosité cinématique du fluide = 1,006325E-06 en metres²/seconde

Paramètres

je préfère entrer la section je préfère entrer la vitesse

diamètre conduit (mm) : 457
0,457 m
conduit non circulaire

débit volumique : 0,126
 m3/seconde
 m3/ heure
 litres/minute
 cm3/sec.

longueur conduite m : 7,6
0,0076 km

débit en m3/s : 0,126

matière conduite : gaine spirale flexible
nom matière? :

gravité m/s² : 9,81

tableau viscosité

Fluide sélectionné : eau H2O

Temp. °C : 20

visc. dyn. Pa.s (PI) : 0,001004544

visc. cin. stokes : 1,006325E-02

visc. cin. m²/s : 1,006325E-06

Rugosité R mm : 0,0457

masse vol. kg/m³ approximation : 998,23

R.A.Z

RESULTATS

section m² : 0,16403

vitesse moyenne du fluide m/s : 0,7681522
2,765348 km/h

vitesse maxi du fluide ms : 1,536304

débit masse kg/s : 125,777

pertes pression en pascals : 74,00014
(0,0007 bars)

coef. perte de charge : 1,510915E-02

regime d'écoulement : nombre de Reynolds : 348839,1

type d'écoulement et équation utilisée : turbulent (équ. COLEBROOK)

pertes charges m. col. fluide : 7,55671E-03

Mémo

pertes de charges totales en pascals (ASPIRATION) : 0

pertes de charges totales en pascals (REFOULEMENT) : 0

Figure III.8 : Résultats de simulation des pertes de charge régulières dans l'aspiration

- **Résultats étude pertes de charges régulières**

- Section de conduite = 0,16403 m²
- Vitesse moyenne du fluide = 0,7681522 m/s
- Vitesse maxi du fluide = 1,536304 m/s
- Débit masse = 125,777 Kg/s
- Coefficient de perte de charge = 1,510915E-02
- Nombre de Reynolds = 348839,1
- type d'écoulement et équation utilisée = turbulent (équ. COLEBROOK)
- perte de charge régulière (pascals)= 74,00014 pascals
- perte de charge régulière (m.c.f)= 7,55671e-03mètres-colonne-fluide
- perte de charge régulière (bars) = (0,0007 bars)

III .3.2. Partie refoulement

- **Paramètres étude pertes de charge régulières**

- Diamètre de conduite = 260 mm
- Longueur de conduite = 83,03 mètres
- Débit volumique = 0,126mètres cubes/secondes
- Gravité = 9,81 mètres/s²
- Rugosité de la conduite = 0,0457(profondeur moyenne de rugosité en mm)

- Densité du fluide = 998,23 kilogrammes/mètres cubes
- Température du fluide = 20 Degrés Celsius
- Fluide sélectionné = eau H₂O
- Viscosité dynamique du fluide= 0,001004544 exprimée en POISEUILLES
- Viscosité cinématique du fluide= 1,006325E-06 en metres²/seconde

Paramètres

je préfère entrer la section je préfère entrer la vitesse

diamètre conduit (mm) : 260
0,26 m
conduit non circulaire

débit volumique : 0,126
 m3/seconde
 m3/heure
 litres/minute
 cm3/sec.

longueur conduite m : 83,03
0,08303 km

débit en m3/s : 0,126

matière conduite : gaine spirale flexible
flexible
nom matière? :

gravité m/s² : 9,81

tableau viscosité

Fluide sélectionné : eau H2O

Temp. °C : 20

visc. dyn. Pa.s (PI) : 0,001004544

visc. cin. stokes : 1,006325E-02

visc. cin. m²/s : 1,006325E-06

Rugosité R mm : 0,0457

masse vol. kg/m³ : 998,23

approximation

R.A.Z

RESULTATS

section m² : 5,309303E-02

vitesse moyenne du fluide m/s : 2,373193
8,543495 km/h

vitesse maxi du fluide m/s : 4,746386

débit masse kg/s : 125,777

pertes pression en pascals : 13406,14
(0,1341 bars)

coef. perte de charge : 1,493397E-02

regime d'écoulement : nombre de Reynolds : 613151,9

type d'écoulement et équation utilisée : turbulent (équ. COLEBROOK)

pertes charges m. col. fluide : 1,369002

Mémo

pertes de charges totales en pascals (ASPIRATION) : 0

pertes de charges totales en pascals (REFOULEMENT) : 0

Figure III.9 : Résultats de simulation des pertes de charge régulières dans le refoulement

- **Résultats étude pertes de charges régulières**

- Section de conduite = 5,309303E-02 m²
- Vitesse moyenne du fluide = 2,373193 m/s
- Vitesse maxi du fluide = 4,746386 m/s
- Débit masse = 125,777 Kg/s
- Coefficient de perte de charge = 1,493397E-02
- Nombre de Reynolds = 613151,9
- type d'écoulement et équation utilisée = turbulent (équ. COLEBROOK)
- perte de charge régulière (Pascals) = 13406,14Pascals = (0,1341 bar)

➤ **Cas 01 coude 90°**

- **Paramètres étude pertes de charge singulières**

- Masse volumique = 998,23 kilogrammes/mètres cubes
- Débit = 0,126mètres cubes/seconde
- Gravité = 9,81 mètres/s²

- Diamètre partie large = 260 mm
- Vitesse du fluide partie large = 2,373193 mètres/s
- Angle du coude arrondi = 90 degrés



Figure III.10 : Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans le coude 90°

- ***pertes de charges calculées***

- Coefficient de pertes de charge déterminé : $k = 1,335$
- Pertes de charges singulières en mètres colonne de fluide = $4,209342E-02$ mètres
- Pertes de charges singulières en Pascals = 412,2055 Pascals
- Pertes de charges singulières en Bars = (0,0041 bars)

➤ **Cas raccord du Soupape d'évacuation l'air**

- ***Paramètres étude pertes de charge singulières***

- Masse volumique = 998,23 kilogrammes/mètres cubes
- Débit = 0,126 mètres cubes/secondes
- Gravité = 9,81 mètres/s²
- Diamètre partie large = 260 mm
- Vitesse du fluide partie large = 2,373193 mètres/s

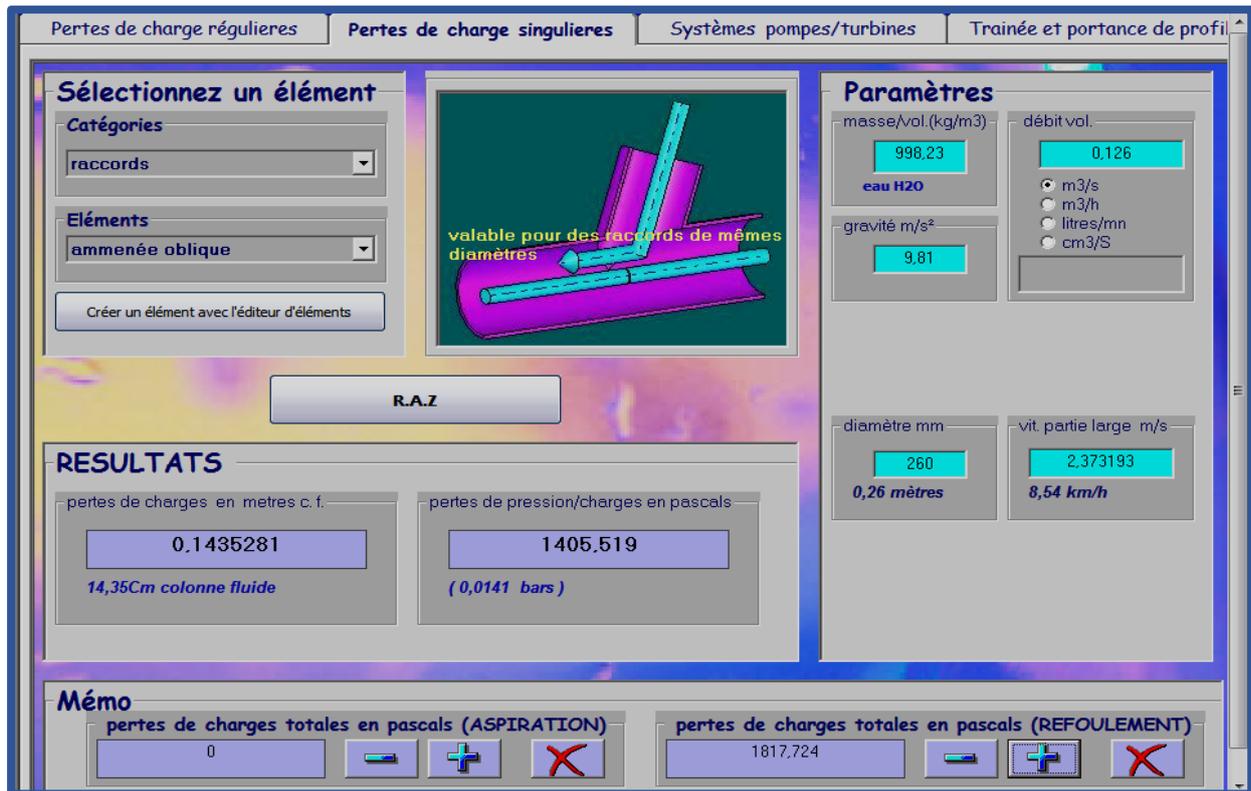


Figure III.11 : Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans le raccord

- *pertes de charges calculées*

- Coefficient de pertes de charge déterminé : $k = 0,015$
- Pertes de charges singulières en mètres colonne de fluide = 0,1435281 mètres
- Pertes de charges singulières en Pascals = 1405,519 Pascals
- Pertes de charges singulières en Bars = (0,0141 bars)

➤ **Cas vanne pneumatique**

- *Paramètres étude pertes de charge singulières*

- Masse volumique = 998,23 kilogrammes/mètres cubes
- Débit = 0,126mètres cubes/secondes
- Gravité = 9,81 mètres/s²
- Diamètre partie large = 260 mm
- Vitesse du fluide partie large = 2,373193 mètres/s
- Opercule fermé sur 7/8 du diamètre

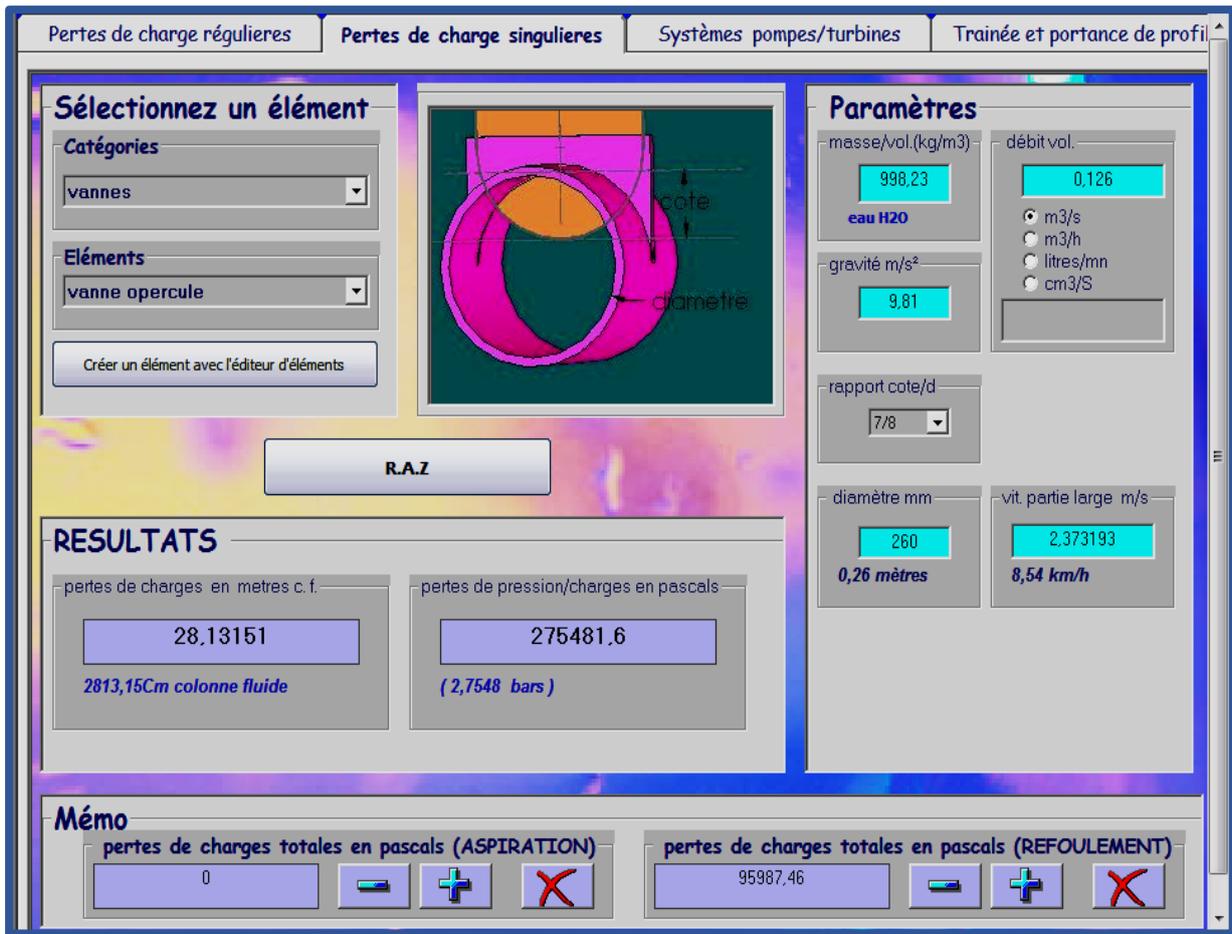


Figure III.13 : Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans la vanne pneumatique

- ***pertes de charges calculées***

- Coefficient de pertes de charge déterminé : $k = 1,65$
- Pertes de charges singulières en mètres colonne de fluide = 28,13151 mètres
- Pertes de charges singulières en pascals = 275481,6 Pascals
- Pertes de charges singulières en Bars = (2,7548 bars)

- **Cas 01 coude 45 °**

- ***Paramètres étude pertes de charge singulières***

- Masse volumique = 998,23 kilogrammes/mètres cubes
- Débit = 0,126mètres cubes/secondes
- Gravité = 9,81 mètres/s²
- Diamètre partie large = 260 mm
- Vitesse du fluide partie large = 2,373193 mètres/s
- Angle du coude vif = 45 degrés

Sélectionnez un élément

Catégories
coudes

Eléments
coude à angles vifs

Créer un élément avec l'éditeur d'éléments

Paramètres

masse/vol. (kg/m³)
998,23
eau H2O

débit vol.
0,126
 m³/s
 m³/h
 litres/mn
 cm³/S

gravité m/s²
9,81

angle en degrés
45

diamètre mm
260
0,26 mètres

vit. partie large m/s
2,373193
8,54 km/h

RESULTATS

pertes de charges en metres c. f.
9,761839E-02
9,76m colonne fluide

pertes de pression/charges en pascals
955,9413
(0,0096 bars)

Mémo

pertes de charges totales en pascals (ASPIRATION)
0

pertes de charges totales en pascals (REFOULEMENT)
371469,1

Figure III.14 : Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans un coude 90°

- *pertes de charges calculées*

- Coefficient de pertes de charge déterminé : $k = 0,24$
- Pertes de charges singulières en mètres colonne de fluide = 9,761839E-02 mètres
- Pertes de charges singulières en pascals = 955,9413 Pascals
- Pertes de charges singulières en Bars = (0,0096 bars)

➤ **Cas 04 coude 45 °**

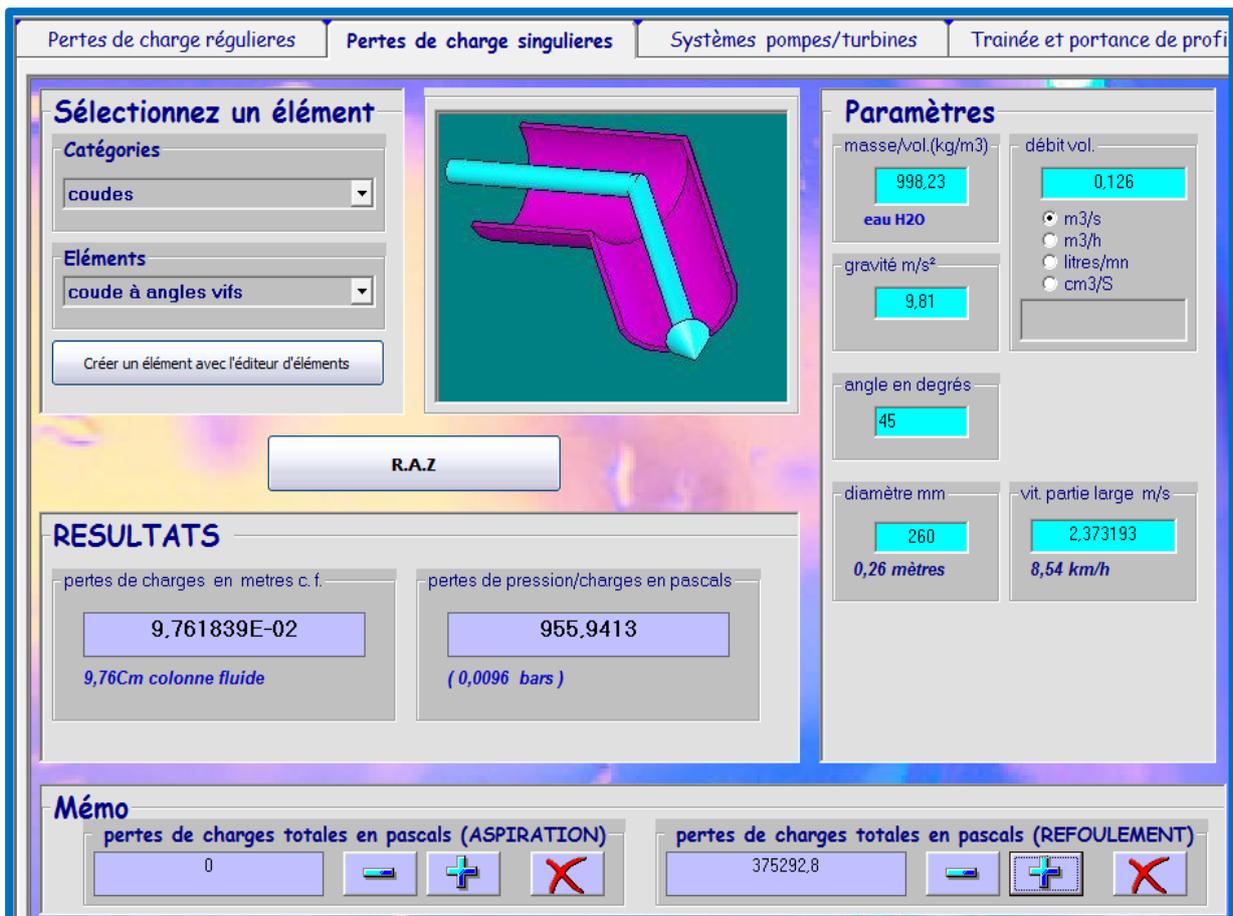


Figure III.15 : Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans les 04 coudes 45°

➤ Résultats de l'étude des paramètres pompe / turbine

• Paramètres atmosphériques

- Température ambiante = 20 °Celsius (293 kelvin)
- Altitude = 15 mètres
- Pression atmosphérique = 101816,7 Pascals

• Paramètres du fluide

- Débit = 0,126 mètres cubes/secondes
- Masse volumique = 998,23 kilogrammes/mètres cube
- Pression vapeur saturante = 2400 Pascals

• Paramètres du réseau

- Pression réservoir aspiration = 101730,3 Pascals
- Pression réservoir refoulement = 101366,9 Pascals
- Hauteur d'aspiration = 0,6 mètres
- Hauteur de refoulement = 38 mètres
- Hauteur TOTALE = 38,6 mètres
- Pertes charges conduit aspiration = 74,00014 Pascals
- Pertes charges conduit refoulement = 28168,36 Pascals
- Charge hydrostatique = 72465,51 Pascals

- Hauteur pratique totale = 42,23 mètres

The screenshot displays the following data from the simulation:

- Paramètres du fluide:**
 - Fluid: eau H2O
 - Etat: Liquide
 - Masse volumique (Kg/m3): 998,23
 - Temp (°C): 20 (293 kelvin)
 - Pression vap. saturante (P): 2400
 - Débit vol.: 0,126 m3/s
 - Débit vol. en m3/s: 0,126
- Paramètres Pompe et reseau:**
 - Hauteur d'Aspiration (mètres): 0,6
 - rendement: 0,79 (79%)
 - NPSH requis en metres: 16
 - Hauteur Refoulement (mètres): 38
 - Hauteur tot. (mètres): 38,6
 - Alerte cavitation: pas de cavitation
- Pression atm. ambiante:**
 - Temp. ambiante (°C): 20 (293 kelvin)
 - Altitude (mètres): 15
 - Pression atmosphérique (pascals): 101813,7
- schéma de pompage:**
 - Pertes charges Aspiration (Pascals): 74.00014
 - Pression réservoir Refoul. (Pascals): 101356,2 (absolute, pressure atm. checked)
 - Pression réservoir Asp. (Pascals): 101725,8 (absolute, pressure atm. checked)
 - Pertes charges Refoulement (Pas): 28 168,36
- RESULTATS:**
 - puissance absorbée (Kw): 53,175
 - Charge hydro d'Aspiration (Pas): 72465,51
 - Hauteur pratique totale (m): 42,23
 - Puissance utile (Kw): 42,0084 (42008,41 watts)
 - NPSH disponible (Pas): 171717,3 (17,54 m)

Figure III.16 : Résultats de simulation des paramètres pompe / turbine

• Paramètres de la pompe

- NPSH requis de la pompe = 16 mètres
- NPSH disponible de la pompe en pascals = 171721,8 Pascals
- NPSH disponible de la pompe en m.c.f. = (17,54 m) m.c.f
- Rendement de la pompe = 0,79
- Puissance absorbée = 53,177 kilowatts
- Puissance utile = 42,00965 kilowatts
- La puissance utile est la puissance communiquée par la pompe au fluide

D'après les paramètres entrés **la pompe ne Cavite pas**

Chapitre IV :

Modélisation et Optimisation par MSR

IV.1 Introduction

Le diffuseur joue un rôle important dans la performance d'une pompe centrifuge, en particulier pour une pompe centrifuge de forte puissance. Par conséquent, pour améliorer le rendement d'une pompe centrifuge, l'optimisation du diffuseur à ailettes est proposée dans ce chapitre. Ce dernier est consacré à présenter les valeurs des résultats de simulation à l'aide du logiciel *MecaFlux* pour la détermination des modèles mathématiques des différents phénomènes étudiés. Ces modèles permettent d'exprimer la relation entre les caractéristiques du diffuseur (Angle du bord de fuite (β_4), largeur d'entrée du diffuseur (b_3), diamètre d'entrée du diffuseur (D_3) et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ)) et les performances de la pompe centrifuge étudiée (le rendement et la puissance) on utilisant le plan composite centré (21 essais). Dans cette étude toutes les fonctions de réponse dans le système dépendent du même ensemble des variables contrôlables et qu'elles peuvent être représentées par des modèles polynômiales de régression du même degré dans une certaine région d'intérêt. La prochaine étape est d'obtenir différent optimum des réponses estimées dans la région de simulation par l'entremise de la fonction de désirabilité. En maximisant cette fonction, nous pouvons arriver à un ensemble de conditions de fonctionnement appropriées à un optimum compromis.

IV.2. Les données de départ

D'après la fiche technique et la documentation du bureau technique en ce qui concerne les principaux paramètres de conception et géométriques de la pompe centrifuge **DEMIGN WDM** (Modèle 15M -277).

Tableau IV.1 Principaux paramètres de conception et géométriques de la pompe centrifuge.

Impulseur (Roue)		Diffuseur	
Diamètre d'entrée	$D_1 = 184$ (mm)	Diamètre d'entrée	$D_3 = 150$ (mm)
Diamètre de sortie	$D_2 = 208$ (mm)	Diamètre de sortie	$D_4 = 315$ (mm)
Largeur de sortie de l'ailette	$b_2 = 12$ (mm)	Largeur d'entrée du diffuseur	$b_3 = 16$ (mm)
Angle d'entrée l'ailette	$\beta_1 = 16$ (°)	Angle d'entrée du diffuseur	$\beta_3 = 9$ (°)
Angle de sortie l'ailette	$\beta_2 = 23$ (°)	Angle de sortie côté refoulement	$\beta_4 = 32$ (°)
Angle d'enroulement de l'ailette	$\varphi_1 = 145$	Nombre ailette	$ZR = 7$
Données		Largeur de sortie du diffuseur	$b_4 = 24$ (mm)
Vitesse de rotation	$N = 1760$ (tr/min)	Angle d'enroulement du diffuseur	$\varphi = 72$ (°)
Vitesse spécifique	$N_s = 110$	Cloche d'aspiration	
Débit	$Q = 0.126$ m ³ /S	Diamètre à l'entrée	$D_5 = 256.17$ (mm)
Hauteur manométrique	$HM = 45$ m	Diamètre à la sortie	$D_6 = 160$ (mm)

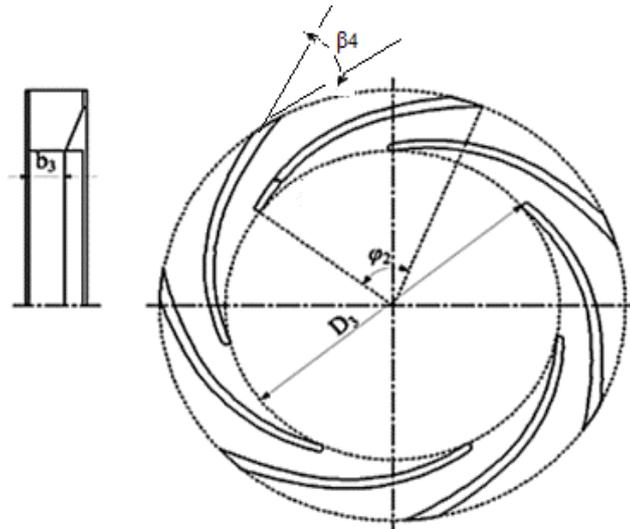


Figure IV.1 : Quatre paramètres diffuseur à ailettes étudié

IV.3 PLANIFICATION LA SIMULATION

La planification de l'expérience joue un rôle très important en exécutant les expériences avec la ressource disponible à l'aide du logiciel « **DESIGN-EXPERT 7.0.0** ». Nous proposons l'optimisation d'un système de réponses multiples (le rendement et la puissance) en fonction des quatre (04) principaux caractéristiques du diffuseur, Angle du bord de fuite (β_4), largeur d'entrée du diffuseur (b_3), diamètre d'entrée du diffuseur (D_3) et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ). La *Méthodologie des Surfaces de Réponse (MSR)* a été utilisée pour modéliser et analyser les caractéristiques du diffuseur afin d'obtenir les performances de la pompe. Dans la MSR, la forme quantitative du rapport d'entrée entre la réponse observée et les variables indépendantes peut être représentée comme suit :

$$Y = F(\beta_4, b_3, D_3, \varphi) \quad (IV.1)$$

Où Y est la réponse observée et F est la fonction de réponse (ou surface de réponse). Dans procédure de l'analyse, on a proposé l'approximation de Y en utilisant le modèle polynomiale de second ordre adapté pour la régression qui s'appelle le modèle quadratique. Le modèle quadratique de Y peut être écrit comme suit :

$$Y = a_0 + \sum_{i=1}^4 a_i X_i + \sum_{i=1}^4 a_{ii} X_i^2 + \sum_{i < j}^4 a_{ij} X_i X_j \quad (IV.2)$$

Où Y est la réponse observée, a_0 , a_i , a_{ij} , a_{ii} représentent respectivement le terme constant, les coefficients des termes linéaires, des termes représentant les interactions entre variables et des termes quadratiques. Les X_i représentent les variables indépendantes, ou bien paramètres de coupe étudiés.

$$X_1 = \frac{\beta_4 - \beta_{40}}{\Delta\beta_4} \quad (\text{IV.3})$$

$$X_2 = \frac{b_3 - b_{30}}{\Delta b_3} \quad (\text{IV.4})$$

$$X_3 = \frac{D_3 - D_{30}}{\Delta D_3} \quad (\text{IV.5})$$

$$X_4 = \frac{\varphi - \varphi_0}{\Delta\varphi} \quad (\text{IV.6})$$

Où X_1, X_2, X_3 et X_4 sont les variables codées des paramètres respectivement de β_4, b_3, D_3 et φ . $\beta_{40}, b_{30}, D_{30}$ et φ_0 sont les valeurs de β_4, b_3, D_3 et φ au niveau zéro (0). $\Delta\beta_4, \Delta b_3, \Delta D_3$ et $\Delta\varphi$ sont les intervalles de la variation respectivement de β_4, b_3, D_3 et φ . Le rendement (η) et la puissance (pa) indiquée respectivement comme Y_1, Y_2, Y_3 et Y_4 , ont été analysées comme réponse.

Tableau IV.2 Plan composite centrée avec cinq (05) points centré (21 essais).

Plan Composite à face centré				
N°	Facteurs			
	β_4 (°)	b_3 (mm)	D_3 (mm)	φ (°)
1	-1	1	-1	1
2	1	0	0	0
3	-1	-1	-1	-1
4	0	-1	0	0
5	0	0	0	0
6	0	0	0	0
7	-1	-1	1	-1
8	1	1	-1	-1
9	0	0	0	0
10	0	0	0	0
11	-1	1	1	1
12	0	0	0	0
13	0	0	0	-1
14	-1	0	0	0
15	1	-1	1	1
16	0	1	0	0
17	0	0	0	1
18	0	0	-1	0
19	1	1	1	-1
20	0	0	1	0
21	1	-1	-1	1

L'utilisation du modèle quadratique de F dans ce chapitre devait non seulement étudier au-dessus de l'espace entier de facteur, mais localiser également la région d'être observée où la réponse s'approche de la valeur optimale. Les données nécessaires pour établir les modèles de réponse sont généralement rassemblées par la planification expérimentale. Dans ce chapitre, la collection des données expérimentales a adopté le plan composite centré (PCC) avec 21 essais et composé de cinq points (05) centraux (niveau codés égale à 0) qui est le point médian entre les niveaux Max et Min (Tableau IV.1).

Tableau IV.3 Caractéristiques du diffuseur et leurs niveaux.

Symbole	Facteurs	Unité	Niveaux		
			-1	0	1
β_4	Angle du bord de fuite	(°)	10	24	38
b_3	Largeur d'entrée du diffuseur	mm	14	16	18
D_3	Diamètre d'entrée du diffuseur	mm	147	150	153
φ	Angle d'enroulement du diffuseur	(°)	70	72	74

Tableau IV.4 Les résultats obtenus du rendement et de la puissance

n°	Facteurs				Rendement (%)	Puissance (KW)
	β_4 (°)	b_3 (mm)	D_3 (mm)	φ (°)	η (%)	Pa (Kw)
1	10	18	147	74	80.6	72.34
2	38	16	150	72	77.8	74.24
3	10	14	147	70	79.8	73.70
4	24	14	150	72	80.82	72.07
5	24	16	150	72	81.1	71.01
6	24	16	150	72	81.1	71.01
7	10	14	153	70	79.6	73.75
8	38	18	147	70	78.2	72.97
9	24	16	150	72	81.1	72.01
10	24	16	150	72	81.1	72.01
11	10	18	153	74	81.6	71.75
12	24	16	150	72	81.1	72.01
13	24	16	150	70	81.3	71.94
14	10	16	150	72	80.6	72.34
15	38	14	153	74	79.45	73.20
16	24	18	150	72	81	72.07
17	24	16	150	74	81.55	71.79
18	24	16	147	72	81.2	71.97
19	38	18	153	70	78.77	73.25
20	24	16	153	72	81	72.07
21	38	14	147	74	80.45	72.10

Le tableau IV.3 montre les niveaux des quatre caractéristiques du diffuseur de la pompe. Pour déterminer les facteurs qui ont un effet statistiquement significatif sur les performances de la pompe étudiés en utilisant le l'analyse de la variance (ANOVA). Cette analyse a été exécutée pour un intervalle de confiance (IC) égale à 95%. Les caractéristiques du diffuseur (β_4 , b_3 , D_3 et φ) et les performances de la pompe η (%) et Pa (KW) sont montrés dans le tableau IV.4.

Les valeurs obtenues du rendement et de la puissance ont été utilisées pour déterminer les facteurs et les interactions significatifs. Les modèles empiriques sont développés afin de déterminé la corrélation entre les caractéristiques du diffuseur et les performances de la pompe centrifuge verticale, le rendement et de la puissance. En plus, les surfaces de réponse des facteurs significatifs correspondant à chaque analyse (ANOVA) ont été présenté. Ces surfaces de réponse fournissent une analyse des facteurs les plus significatifs liés aux rendements et à la puissance sous les conditions étudiées.

IV.4 INTERPRETATION DES RESULTATS

IV.4.1 Sensibilité du rendement en fonction de β_4 , b_3 , D_3 et φ

Le tableau IV.5 présente une analyse de la variance ANOVA afin de connaître les facteurs et les interactions qui ont un effet significatif. La méthode des moindres carrés est employée pour l'analyse de la variance (ANOVA) à l'aide du logiciel « **DESIGN-EXPERT 13.0.0** ». Les résultats de cette technique statistique sont présentés. Le tableau de l'analyse ANOVA est généralement effectué sur les paramètres mesurés en vue d'évaluer les effets principaux des facteurs ainsi que ceux de leurs interactions sur les réponses étudiées. Le "**F-valeur**" du modèle est calculé à partir la moyenne de la somme des carrés du modèle divisée par la moyenne de la somme des carrés des résidus. En outre, si "**P-valeur**" du modèle est très petit (inférieur à 0.05) alors les limites dans le modèle ont un effet significatif sur la réponse. L'analyse des résultats montre que l'angle du bord de fuite (β_4) et l'interaction à deux niveaux de l'angle du bord de fuite et la largeur d'entrée du diffuseur ($\beta_4 \times b_3$), la largeur d'entrée du diffuseur et le diamètre d'entrée du diffuseur ($b_3 \times D_3$), la largeur d'entrée du diffuseur et l'angle d'enroulement du diffuseur ($b_3 \times \varphi$), l'effet quadratique de l'angle du bord de fuite β_4^2 et l'effet quadratique de l'angle d'enroulement du diffuseur φ^2 ont tous un effet significatif sur le rendement (η). Le pourcentage de la contribution donne une meilleure compréhension pour l'interprétation des résultats, qui prouve que l'effet quadratique de l'angle d'entrée du diffuseur β_4^2 est le facteur le plus influant avec une contribution de 33.48% suivi par l'angle du bord de fuite (β_4) avec une contribution de 16.47%.

Tableau IV.5 Analyse de la variance ANOVA pour le rendement

Source	SCE	ddl	CM	F-valeur	Prob	Cont. %	Remarque
Modèle	23.72	14	1.69	111.25	< 0.0001	–	Significatif
β_4	3.92	1	3.92	257.42	< 0.0001	16.47	Significatif
b_3	0.016	1	0.016	1.06	0.342	0.06	Non significatif
D_3	0.002	1	0.002	0.190	0.678	0.008	Non Significatif
φ	0.031	1	0.031	2.05	0.202	0.13	Non significatif
$\beta_4 \times b_3$	0.559	1	0.559	63.78	0.0009	2.34	Significatif
$\beta_4 \times D_3$	0.189	1	0.189	12.41	0.0125	0.79	Non significatif
$\beta_4 \times \varphi$	0.02	1	0.018	1.19	0.318	0.075	Non Significatif
$b_3 \times D_3$	0.959	1	0.959	63.05	0.0002	4.03	Significatif
$b_3 \times \varphi$	1.05	1	1.05	68.79	0.00001	4.41	Significatif
$D_3 \times \varphi$	0.017	1	0.017	1.12	0.330	0.071	Non significatif
β_4^2	7.97	1	7.97	523.14	< 0.0001	33.48	Significatif
b_3^2	0.008	1	0.008	0.549	0.487	0.033	Non significatif
D_3^2	0.045	1	0.045	2.95	0.136	0.189	Non significatif
φ^2	0.353	1	0.353	35.17	0.0010	1.84	Significatif
Erreur	0.091	6	0.015	–	–	–	-
Totale	23.8	20	–	–	–	100 %	-

Le graphique de probabilité normale des résidus du rendement illustré dans la figure (IV.2), et indiqué que les résidus (erreur) se trouvent très proche par rapport la ligne droite de la normalité, prouve que les limites mentionnées dans le modèle du premier degré sont les seuls facteurs significatifs [19]. La normalité semble acceptable en plus les coefficients de corrélation très élevés.

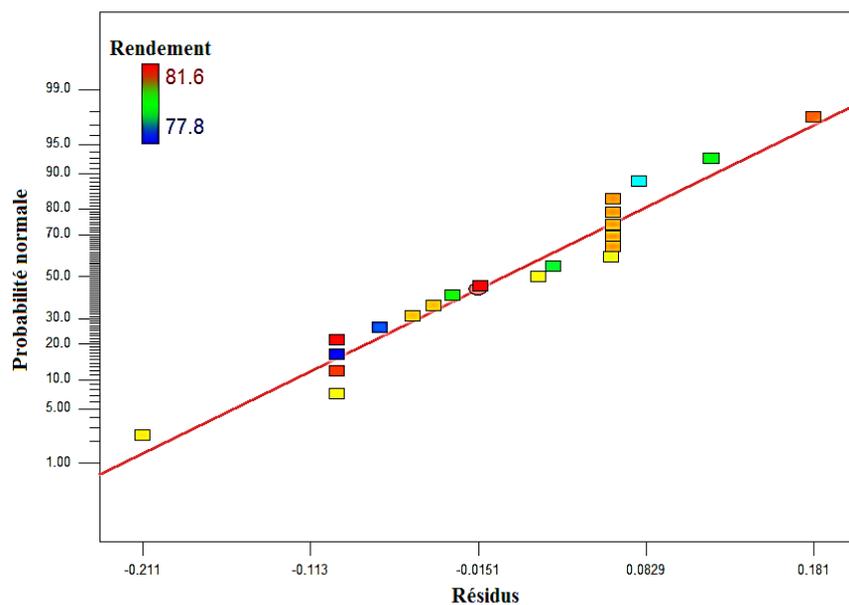


Figure IV.2 : Probabilités normales des résidus du rendement (η)

VI.4.2 Analyse de régression pour le rendement (η) en fonction de β_4 , b_3 , D_3 et φ

L'analyse de régressions linéaires multiples du rendement (η) en fonction des caractéristiques du diffuseur (β_4 , b_3 , D_3 et φ) et leurs interactions qui ont un effet significatif donne l'équation du modèle (IV.7) en termes de **facteurs codés** avec un coefficient de détermination ($R^2 = 98\%$).

$$\eta = 81 - 1.4x_1 + 0.005x_2 + 0.017x_3 + 0.125x_4 - 0.591x_1x_2 - 0.154x_1x_3 + 0.346x_2x_3 - 0.154x_2x_4 - 1.74x_1^2 + 0.487x_4^2 \quad (\text{IV.7})$$

Pour déterminer les modèles de prédiction, un décodage est nécessaire. Ce décodage consiste à transformer les variables codées X_i en variables naturelles et il se fait par l'intermédiaire des équations (IV.3), (IV.4), (IV.5) et (IV.6).

Finalement, après décodage, l'équation du modèle de prédiction du rendement (η) en fonction des **facteurs réels** et leurs interactions qui ont un effet significatif, est la suivante :

$$\eta = 588.20 + 1.21\beta_4 + 6.41b_3 - 0.830D_3 - 14.24\varphi - 0.02(\beta_4b_3) - 0.003(\beta_4D_3) + 0.057(b_3D_3) - 0.202(b_3\varphi) - 0.009\beta_4^2 + 0.122\varphi^2 \quad (\text{IV.8})$$

La valeur du coefficient de détermination R^2 pour le modèle du rendement (η) égale à 0.99. Cela signifie que 98% des variations du niveau du rendement (η) sont expliquées par ce modèle et que 1% restent par conséquent inexpliquées. La valeur du coefficient de détermination ajusté de ce modèle du rendement (η) est $R^2_{\text{ajusté}} = 95,5\%$. Il représente une correction du R^2 qui permet de prendre en compte le nombre de variables utilisées dans le modèle. Ces deux coefficients montrent une bonne corrélation entre ce modèle et les données de simulation. La figure IV.3 montre une comparaison entre les valeurs estimée du rendement (η) par les équations du modèle développé et les valeurs observées.

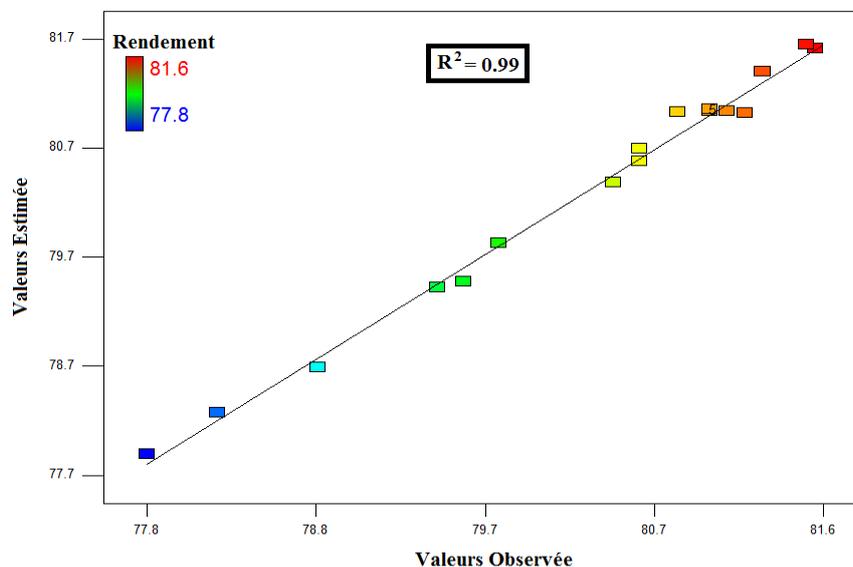


Figure IV.3 : Corrélation des valeurs mesurés et estimés du rendement (η)**VI.4.3 Évolution de la puissance (Pa) en fonction de β_4 , b_3 , D_3 et φ**

Le tableau IV.6 présente une analyse de la variance ANOVA afin de connaître les facteurs et les interactions qui ont un effet significatif. L'analyse des résultats montre que l'angle du bord de fuite (β_4) et l'interaction à deux niveaux de la largeur d'entrée du diffuseur et l'angle d'enroulement du diffuseur ($b_3 \times \varphi$), ont tous un effet significatif sur la puissance (Pa). Le pourcentage de la contribution donne une meilleure compréhension pour l'interprétation des résultats, qui prouve que l'angle du bord de fuite (β_4) est le facteur le plus influant avec une contribution de 33.13% suivi par l'interaction à deux niveaux de la largeur d'entrée du diffuseur et l'angle d'enroulement du diffuseur ($b_3 \times \varphi$) avec une contribution de 16.43%.

Tableau IV.6 Analyse de la variance ANOVA pour la puissance

Source	SCE	ddl	CM	F-value	Prob.	Cont. %	Remarque
Modèle	17.04	14	1.22	4.80	0.0318	–	Significatif
β_4	6.13	1	6.13	24.26	0.0026	33.13	Significatif
b_3	0.50	1	0.50	1.97	0.210	2.70	Non significatif
D_3	0.0003	1	0.0003	0.0014	0.971	0.0016	Non significatif
φ	0.0112	1	0.0112	0.0444	0.840	0.06	Non significatif
$\beta_4 \times b_3$	0.18	1	0.18	0.709	0.432	0.972	Non significatif
$\beta_4 \times D_3$	0.146	1	0.146	0.575	0.477	0.789	Non significatif
$\beta_4 \times \varphi$	0.164	1	0.164	0.647	0.452	0.886	Non significatif
$b_3 \times D_3$	0.756	1	0.756	2.99	0.135	4.086	Non significatif
$b_3 \times \varphi$	3.04	1	3.04	12.08	0.0134	16.43	Significatif
$D_3 \times \varphi$	0.084	1	0.084	0.332	0.586	0.454	Non significatif
β_4^2	0.828	1	0.828	3.27	0.121	4.475	Non significatif
b_3^2	1.08	1	1.08	4.25	0.0848	5.837	Non significatif
D_3^2	0.0253	1	0.0253	0.10	0.763	0.136	Non significatif
φ^2	0.0078	1	0.0078	0.0309	0.866	0.042	Non significatif
Erreur	1.52	6	0.253	–	–	–	-
Totale	18.5	20	–	–	–	100	-

Le graphique de probabilité normale des résidus De La puissance illustré dans la figure (IV.4), et indiqué que les résidus se trouvent très proche par rapport la ligne droite de la normalité, prouve que les limites mentionnées dans le modèle du premier degré sont les seuls facteurs significatifs. La normalité semble acceptable en plus les coefficients de corrélation très élevés.

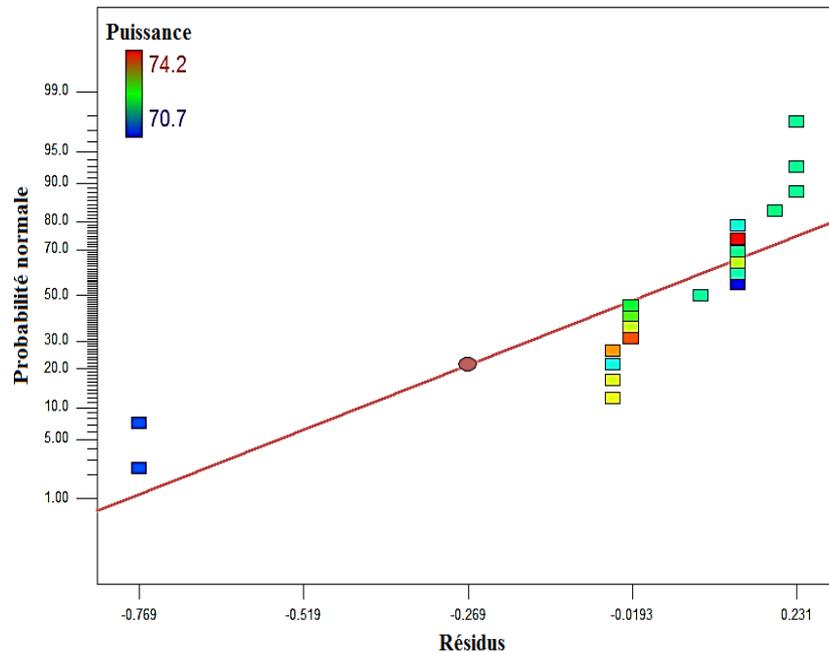


Figure IV.4 : Probabilités normales des résidus de la puissance (P_a)

VI.4.4 Analyse de régression pour la puissance (P_a) en fonction de β_4 , b_3 , D_3 et φ

L'analyse de régressions multiples de la puissance (P_a) en fonction des caractéristiques du diffuseur (β_4 , b_3 , D_3 et φ) et leurs interactions qui ont un effet significatif donne l'équation du modèle (IV.9) en termes **de facteurs codés** avec un coefficient de détermination ($R^2 = 91\%$).

$$\begin{aligned}
 P_a = & 71.8 + 1.75x_1 - 0.244x_2 - 0.075x_4 - 0.335x_1x_2 \\
 & + 1.38x_2x_4 + 0.587x_1^2 + 0.667x_2^2
 \end{aligned}
 \tag{IV.9}$$

Pour déterminer les modèles de prédiction, un décodage est nécessaire. Ce décodage consiste à transformer les variables codées X_i en variables naturelles et il se fait par l'intermédiaire des équations (IV.3), (IV.4), (IV.5) et (IV.6).

Finalement, après décodage, l'équation du modèle de prédiction de la puissance (P_a) en fonction des **facteurs réels** et leurs interactions qui ont un effet significatif, est la suivante :

$$P_a = 519.69 - 0.21 \beta_4 - 30.59b_3 - 5.55\varphi + 0.01(\beta_4b_3)$$

$$+0.344(b_3\varphi) + 0.0029 \beta_4^2 + 0.167b_3 \quad (\text{IV.10})$$

La valeur du coefficient de détermination R^2 pour le modèle de la puissance (Pa) égale à 0.975. Cela signifie que 91% des variations du niveau de la puissance (Pa) sont expliquées par ce modèle et que 9% restent par conséquent inexpliquées (incertain). La valeur du coefficient de détermination ajusté de ce modèle de la puissance (Pa) est $R^2_{\text{ajusté}}=85,6\%$. Il représente une correction du R^2 qui permet de prendre en compte le nombre de variables utilisées dans le modèle. Ces deux coefficients montrent une bonne corrélation entre ce modèle et les données de simulation. La figure IV.5 montre une comparaison entre les valeurs estimée de la puissance (Pa) par les équations du modèle développé et les valeurs observées.

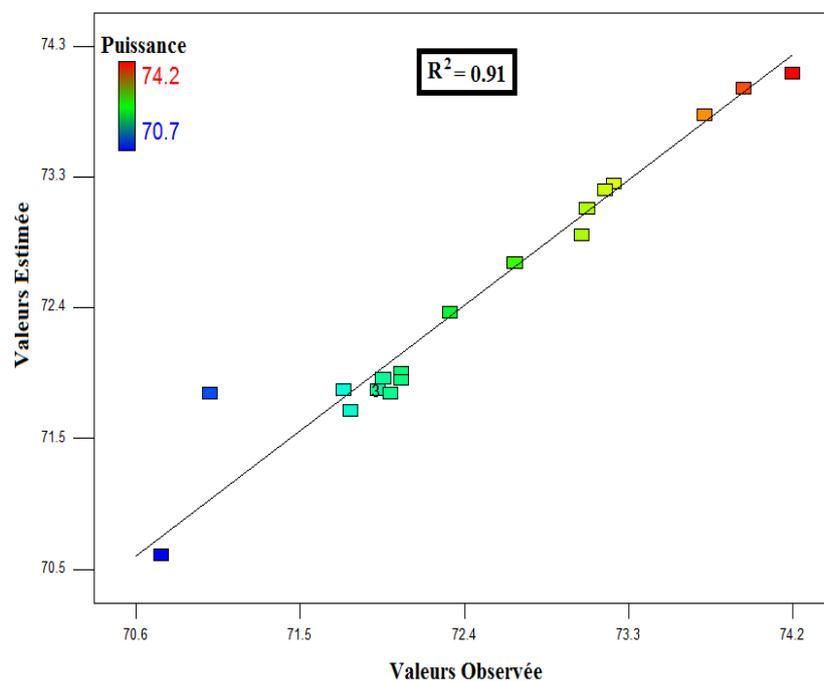


Figure IV.5 : Corrélation des valeurs mesurées et estimées de la puissance (Pa)

IV.4.5 3D Surfaces de réponses

Les graphiques des surfaces de réponses et son contours obtenus pour les caractéristiques du diffuseur significatifs en fonction les performances de la pompe, le rendement et la puissance.

Les figures IV.6 –IV.9 montrent la variation du rendement (η) et la puissance (Pa) avec les caractéristiques du diffuseur notamment l'angle du bord de fuite (β_4), largeur d'entrée du diffuseur (b_3), diamètre d'entrée du diffuseur (D_3) et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ). Les figures IV.6 présente la variation du rendement (η) avec l'angle du bord de fuite (β_4) et la largeur d'entrée du diffuseur (b_3). Dans ces figures, on observe que l'angle du bord de fuite (β_4)

le plus significatif sur le rendement (η) et sa variation est très élevée une fois comparée avec les autres caractéristiques du diffuseur l'angle du bord de fuite (β_4). La valeur du rendement (η) augmente progressivement avec la diminution de la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) quel que soit les valeurs de l'angle du bord de fuite (β_4).

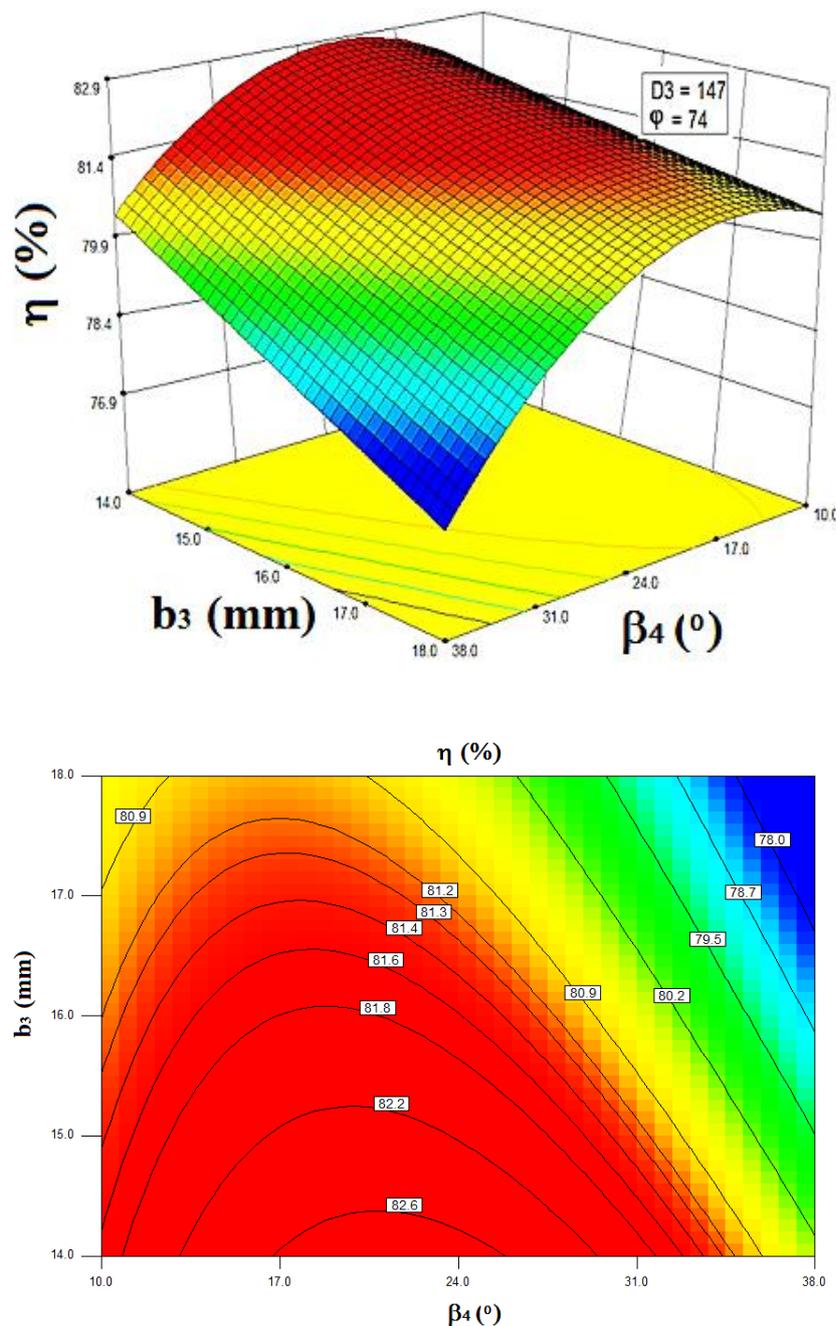


Figure IV.6 : Effet l'angle du de bord de fuite (β_4) et la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) sur le rendement (η)

La figure IV.7 montre la variation du rendement avec la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ), On remarque que la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) à

un impact plus significatif sur rendement. Le rendement ne change pas beaucoup avec la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) pour la gamme très faible de l'angle d'enroulement du diffuseur (φ), mais tend à augmenter presque avec l'augmentation l'angle d'enroulement du diffuseur (φ), à des petits valeurs de largeur d'entrée du diffuseur (b_3).

Cette figure clairement indiqué qu'un meilleur rendement peut être réalisé pour la plus grande valeur d'angle d'enroulement du diffuseur (φ) à très petite largeur d'entrée du diffuseur (b_3).

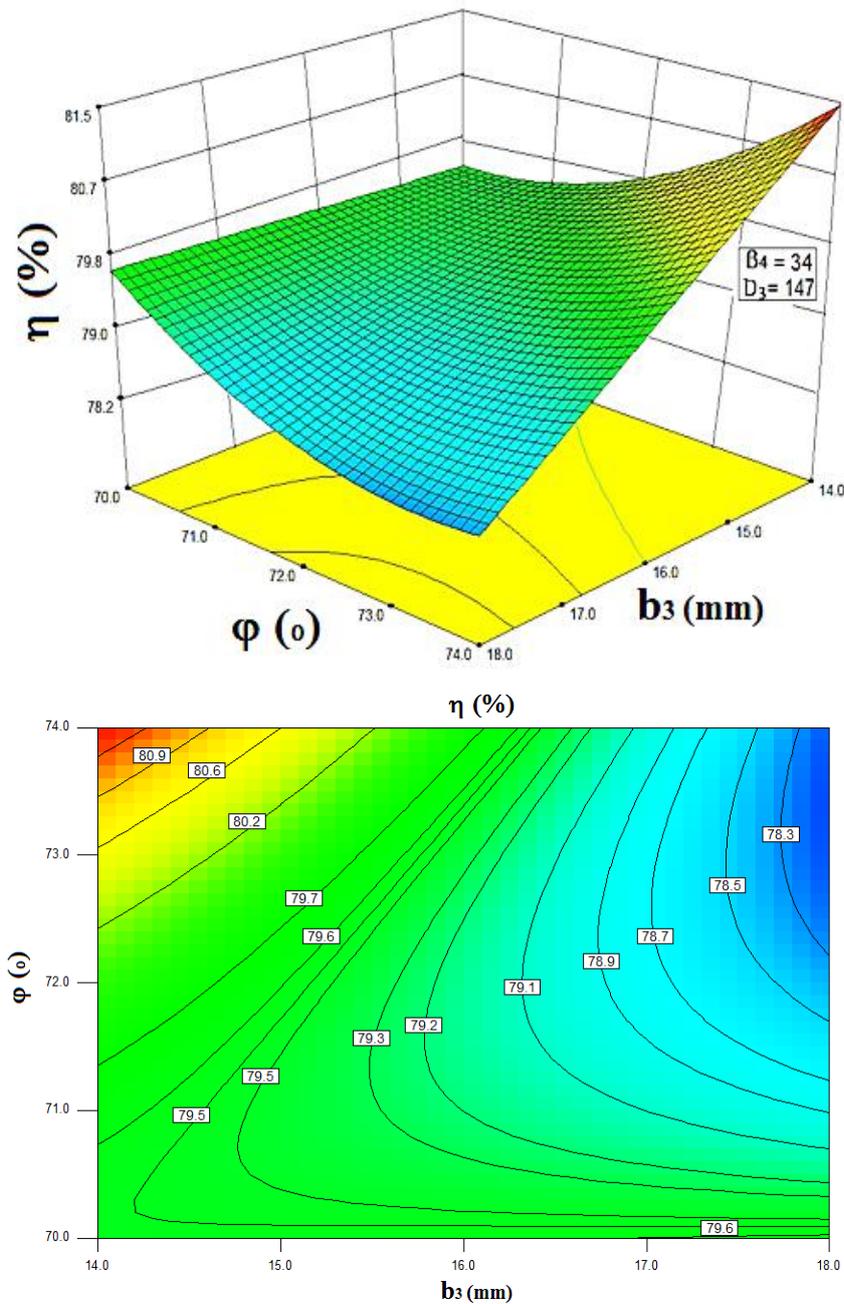


Figure IV.7: Effet de la largeur d'entrée (b_3) et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ) sur le rendement (η)

La variation de la puissance (Pa) avec l'angle du bord de fuite (β_4) la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) est montrée dans la figure IV.8. Dans cette figure, on le confirme que l'angle du bord de fuite (β_4) a un effet significatif très important sur la puissance (Pa). Cette dernière affiche les valeurs des augmentations de la puissance (Pa) avec l'augmentation de la largeur d'entrée du diffuseur (b_3).

Les valeurs de la puissance (Pa) sont presque constantes au minimum de l'angle du bord de fuite (β_4) pour n'importe quel niveau de largeur d'entrée du diffuseur (b_3) mais l'augmentation de la puissance (Pa) est remarquée pour des valeurs élevées.

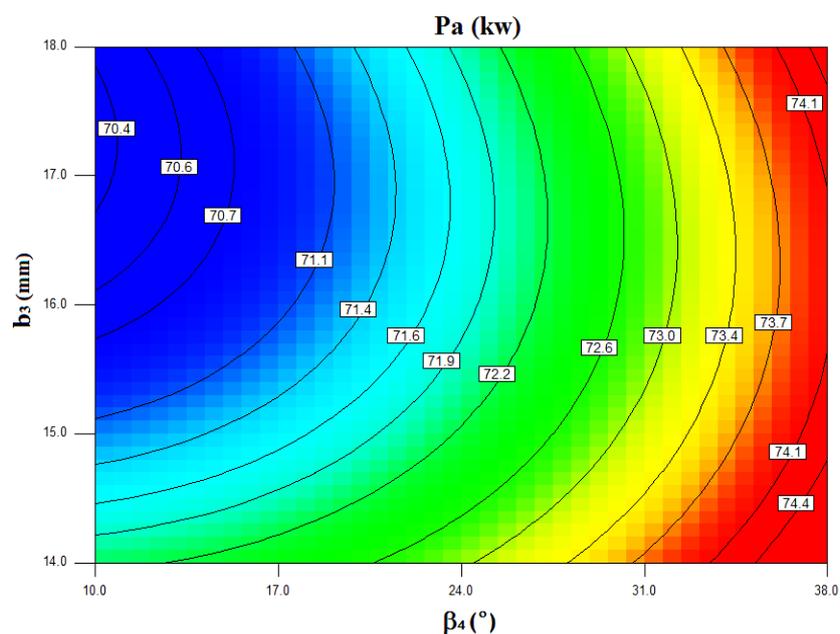
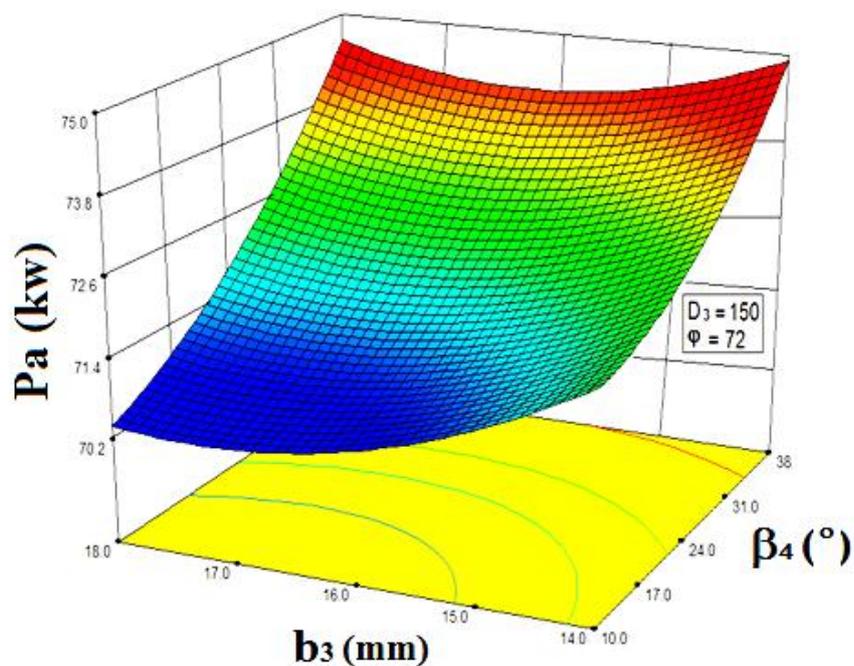
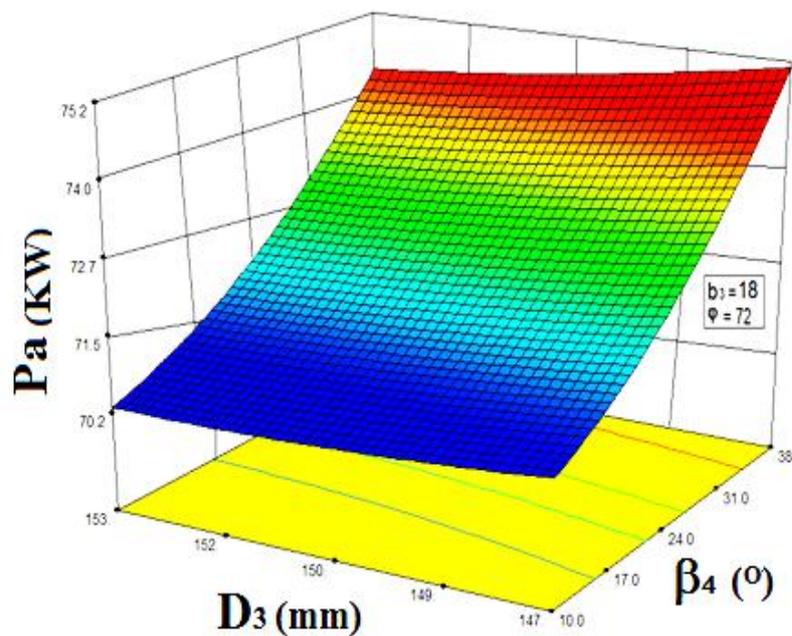


Figure IV.8 : Effet l'angle du bord de fuite (β_4) et la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) sur le rendement (η)

La figure IV.9 présente la variation de la puissance (Pa) avec l'angle du bord de fuite (β_4) et le diamètre d'entrée du diffuseur (D_3). Pour des valeurs très élevées de l'angle du bord de fuite (β_4) et le diamètre d'entrée du diffuseur (D_3), la puissance (Pa) est considérablement élevée. En plus, on observe que l'angle du bord de fuite (β_4) est le facteur le plus significatif sur la puissance (Pa). Les valeurs de la puissance (Pa) est presque constante au minimum valeur l'angle du bord de fuite (β_4) pour n'importe quel niveau du diamètre d'entrée du diffuseur (D_3) mais l'augmentation de la puissance (Pa) est remarquée pour des valeurs élevées.



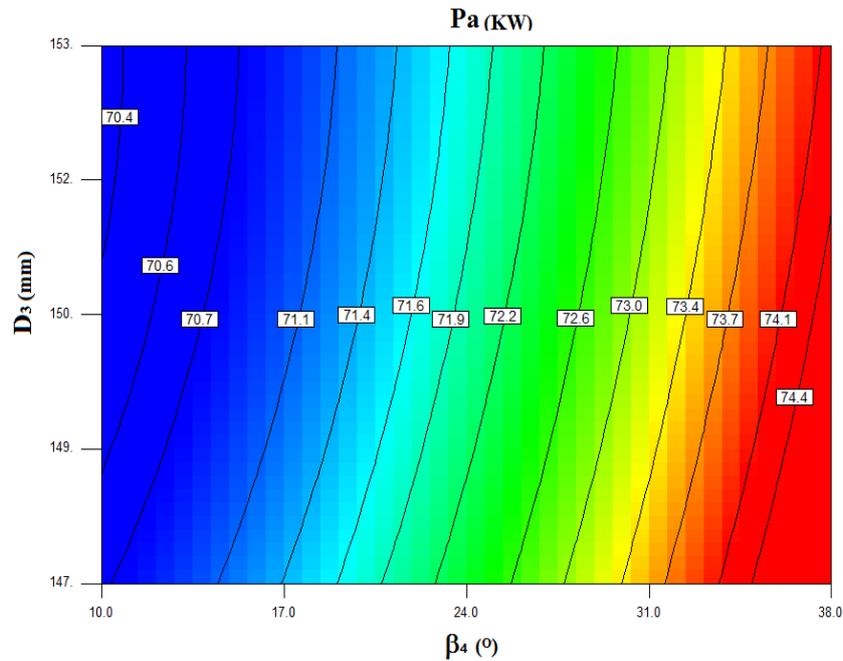


Figure IV.9 : Effet de l'angle du bord de fuite (β_4) et le diamètre d'entrée du diffuseur (D_3) sur le rendement (η).

IV.5 OPTIMISATION LES CARACTERISTIQUE DU DIFFUSEUR

La dernière technique d'optimisation simultanée de plusieurs réponses d'un système est la fonction de désirabilité. Cette fonction permet d'imposer des critères supplémentaires tels que les limites inacceptables et la sévérité avec laquelle la réponse doit rester près de la zone désirée. En partant de plusieurs équations exprimant des réponses différentes et ayant des facteurs communs, il s'agit de synthétiser ces fonctions en une seule, nommée la réponse composite ou désirabilité. Par la suite, il suffit de l'optimiser par les techniques habituelles de surface de réponse. Une telle méthode devient pratiquement nécessaire lorsque l'analyse comporte plus de trois facteurs [19]. Notre objectif est de trouver les valeurs optimales des caractéristiques du diffuseur (β_4 , b_3 , D_3 et φ) produire le plus grand rendement (η) avec minimum puissance (Pa) afin d'améliorer les performances de la pompe centrifuge. Compte tenu de la planification du plan d'expérience, nous déterminerons des équations de prédiction à partir des équations générées, qui permettent de prédire les résultats pour un ensemble de réglages choisis. De même, il est possible de trouver les réglages correspondants aux réponses optimales. Dans notre travail, ceci revient à l'optimisation simultanée des réponses (η et Pa) illustré par le système suivant :

$$DF = \left(\prod_{i=1}^n d_i^{w_i} \right)^{\frac{1}{\sum_{j=1}^n w_j}} \quad (\text{IV.11})$$

$$F(x) = -DF$$

Dans l'équation (VI.11) w_i , d_i et i sont des variables ciblées par l'utilisateur en fonction de leur expérience permettant à celui-ci d'indiquer les limites de la fonction de désirabilité autour de la valeur cible (T_i) pour une réponse i .

- Pour atteindre une valeur spécifique de T_i , la fonction élémentaire de désirabilité d_i calculé par les équations suivantes :

$$\begin{aligned} di &= 0 & \text{Si} & \quad Y_i \leq Min_i \\ di &= \left[\frac{Y_i - Min_i}{T_i - Min_i} \right] & \text{Si} & \quad Min_i \leq Y_i \leq T_i \\ di &= \left[\frac{Y_i - Max_i}{T_i - Max_i} \right] & \text{Si} & \quad T_i \leq Y_i \leq Max_i \\ di &= 0 & \text{Si} & \quad Y_i \geq Max_i \end{aligned} \quad (\text{IV.12})$$

Les quantités Min_i et Max_i représentent les limites de désirabilité pour la réponse i . L'approche de la fonction de désirabilité repose en effet sur l'utilisation de la méthodologie de la surface de réponse pour la modélisation polynomiale de chaque réponse $Y_i(x)$, par une substitution des polynômes dans les équations (IV.12) et (IV.13), afin de faire encore une substitution par les désirabilités individuelles dans l'équation (IV.11). Finalement, il reste une seule fonction objective pour chercher la solution x , tout en maximisant la désirabilité totale $F(x)$.

- Pour une maximisation, la fonction élémentaire de désirabilité pour la réponse Y_i calculé par les équations suivantes :

$$\begin{aligned} di &= 0 & \text{Si} & \quad Y_i \leq Min_i \\ di &= \left[\frac{Y_i - Min_i}{Max_i - Min_i} \right] & \text{Si} & \quad Min_i \leq Y_i \leq Max_i \\ di &= 1 & \text{Si} & \quad Y_i \geq Max_i \end{aligned} \quad (\text{IV.13})$$

- Pour une minimisation, la fonction élémentaire de désirabilité pour la réponse Y_i calculé par les équations suivantes :

$$d_i = 1 \quad \text{Si } Y_i \leq \text{Min}_i$$

$$d_i = \left[\frac{\text{Max}_i - Y_i}{\text{Max}_i - \text{Min}_i} \right] \quad \text{Si } \text{Min}_i \leq Y_i \leq \text{Max}_i \quad (\text{IV.14})$$

$$d_i = 0 \quad \text{Si } Y_i \geq \text{Max}_i$$

$$D = \frac{\sum_{i=1}^p w_i \cdot |d_i(Y_i) - d_i(T_i)|}{p} \quad (\text{IV.15})$$

Avec :

- $d_i(Y_i)$ est la désirabilité individuelle pour la réponse Y_i
- $d_i(T_i)$ est la désirabilité individuelle ciblée T_i pour chaque réponse

Pour refléter la différence possible dans l'importance des différentes réponses, la dernière innovation consiste à peser les réponses, et donc donner les degrés d'importance correspondants à chaque réponse selon l'importance d'une réponse par rapport aux autres. Ainsi, dans notre étude la fonction de désirabilité globale sera évaluée par l'entremise de l'équation (IV.15), où le degré d'importance W_i sont tels que :

$$\sum_{i=1}^p w_i = 1 \quad (\text{IV.16})$$

Où :

W_i est le degré d'importance pour chaque réponse individuelle.

Voici une synthèse de cette technique d'optimisation simultanée de plusieurs réponses employée dans ce chapitre :

- À partir des estimations, Y_i , déterminer les fonctions élémentaires de désirabilité, d_i , en chaque point du plan d'expérimentation pour chaque réponse, selon qu'il s'agira d'un problème de maximisation ou d'une minimisation à l'aide des équations (IV.13) ou (IV.14).
- Évaluer la fonction de désirabilité globale en chaque point du plan de simulation, pour chaque réponse à l'aide de l'équation (IV.15).

Les contraintes utilisées pendant le processus d'optimisation sont illustrés dans le tableau IV.7. Les solutions optimales sont rapportées dans le tableau (IV.8) par ordre de niveau décroissant de désirabilité. La valeur de désirabilité 0.974 correspond à la meilleure valeur du rendement avec minimales puissance dans la gamme des caractéristiques du diffuseur indiquée.

Tableau IV.7 Les contraintes pour optimisation des paramètres d'usinage

Condition	Objectif	Limite inférieure	Limite supérieure
Angle du bord de fuite (°)	Intervalle	8	11
Largeur d'entrée du diffuseur (mm)	Intervalle	53	57
Diamètre d'entrée du diffuseur (mm)	Intervalle	515	519
Angle d'enroulement du diffuseur (°)	Intervalle	77	83
Rendement (%)	Maximisé	79.6	81.6
Puissance (KW)	Minimisé	71.75	73.7

Le problème revient à maximiser la fonction de désirabilité (D) qui est la fonction objective sous les contraintes des variables. Le tableau suivant illustre les réglages optimaux des caractéristiques du diffuseur.

Tableau IV.8 les conditions optimales

Solution N°	β_4 (°)	b_3 (mm)	D_3 (mm)	φ (°)	η (%)	Pa (Kw)	Désirabilité
1	11.9	14.1	147	73.5	81.6	70.9	0.974
2	15.9	16.9	150	71.2	81.5	71.2	0.968
3	10	15.3	147	71.3	80.8	71	0.959
4	10	15	147.5	71.4	80.4	71.1	0.946
5	34.1	18	152	70.1	80	72.5	0.932

Le tableau IV.9 montre les intervalles de prévision optimale des réponses correspondant aux conditions optimales des caractéristiques du diffuseur dans le tableau IV.8. Le graphique de la solution optimal désiré est donné dans la figure V-9. Cette figure montre la valeur maximale de désirabilité et les valeurs des caractéristiques du diffuseur (β_4 , b_3 , D_3 et φ) pour obtenir les meilleurs valeurs des performances de la pompe centrifuge étudiée (le rendement et la puissance).

Tableau IV.9 Les intervalles de prévision optimale des réponses (η et Pa)

Réponse	Prédiction	95% IC Min	95% IC Max	95% IP Min	95% IP Max
Rendement (η)	81.6	81.1	82.1	81.2	82.4
Puissance (Pa)	70.9	68.3	73.5	68.1	73.6

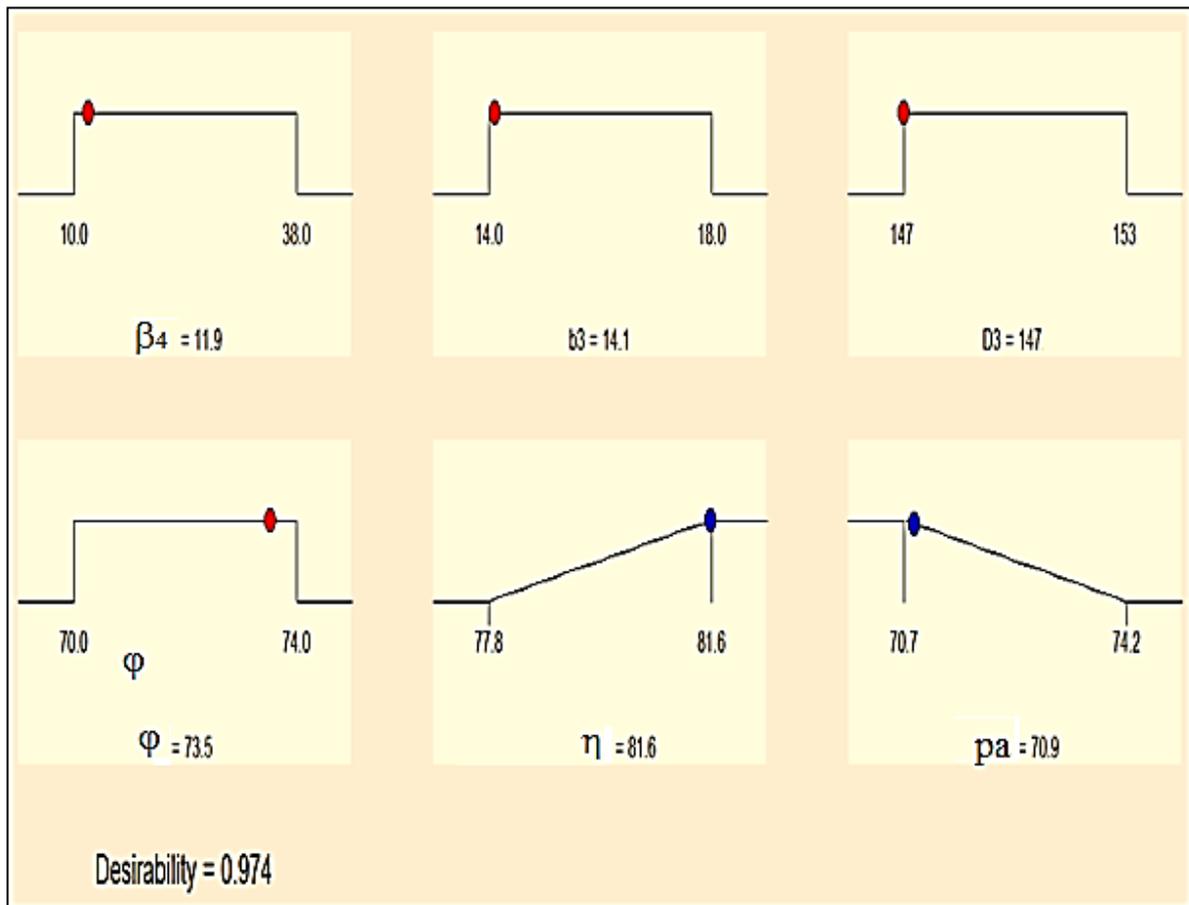


Figure IV.10 : Diagramme d'optimisation de réponses multiples de Rendement (η) et de la Puissance (Pa)

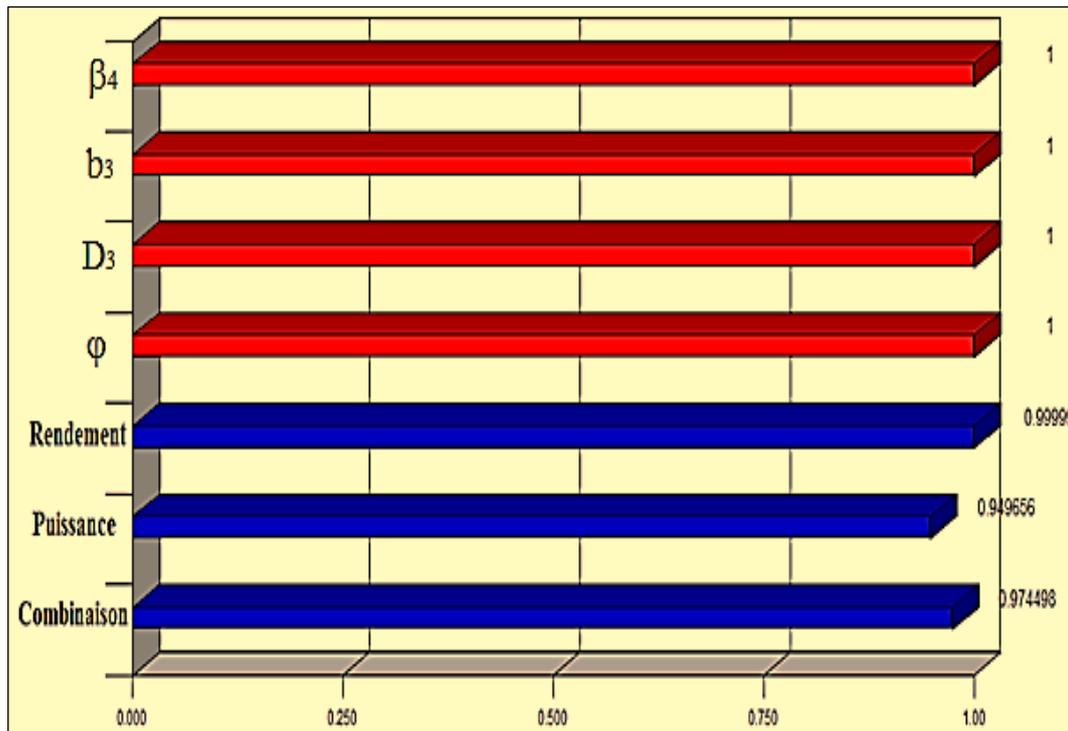


Figure IV.11 : Diagramme de désirabilité du Rendement (η) et de la Puissance (Pa)

IV.6 CONCLUSIONS

Dans ce chapitre, la méthodologie des surfaces de réponse (MSR) a été utilisée pour étudier et analyser les caractéristiques du diffuseur de la pompe étudiée et leurs interactions qui ont un effet statistiquement significatif lors des essais de simulation, des modèles de régressions multiples sont associés à l'optimisation de la fonction de désirabilité. L'objectif principal de cette étude est de déterminer les caractéristiques du diffuseur optimale afin d'améliorer les performances de la pompe centrifuge étudiée (le rendement et la puissance). Les conclusions de ce chapitre sont les suivantes :

- le rendement augmente avec la diminution de la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) et diminue avec l'augmentation de l'angle du bord de fuite (β_4).
- Le pourcentage de la contribution donne une meilleure compréhension pour l'interprétation des résultats, qui prouve que l'angle du bord de fuite (β_4) est le facteur le plus influent sur le rendement avec une contribution de 33.13%.
- D'une manière générale, l'angle du bord de fuite (β_4) et l'interaction à deux niveaux de la largeur d'entrée du diffuseur et l'angle d'enroulement du diffuseur ($b_3 \times \varphi$) sont les paramètres prépondérants qui affectent la puissance.

- Les essais de normalité sur les résidus des modèles de régression linéaire multiples s'assurent que les modèles ont extrait toute l'information applicable à partir des essais de simulations, et ces derniers valident également l'adéquation des modèles développés.
- En comparant les valeurs de simulation et prédites du rendement et de la puissance, on remarque qu'ils sont en bonne corrélation.
- Les valeurs optimales caractéristiques du diffuseur pour obtenue meilleur rendement avec minimum puissance sont : l'angle du bord de fuite (β_4), 11.9° ; largeur d'entrée du diffuseur (b_3), 14.1 mm ; diamètre d'entrée du diffuseur (D_3), 147 mm ; et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ), 73.5° ; avec le rendement estimée de 81.6 % et pour la puissance de 70.9 KW.

Conclusion générale

Une étude théorique et de simulation ont été élaborées sur une pompe centrifuge verticale à un seul étage. Dans la partie étude théorique, un calcul hydraulique a été effectué pour déterminer les caractéristiques dimensionnelles de l'élément principal de la pompe. Dans la dernière partie de ce mémoire la méthodologie des surfaces de réponse (MSR) a été utilisée pour étudier et analyser les caractéristiques du diffuseur de la pompe verticale étudiée et leurs interactions qui ont un effet statistiquement significatif lors des essais de simulation, des modèles de régressions multiples sont associés à l'optimisation de la fonction d'aptitude. L'objectif principal de cette étude est de déterminer les caractéristiques du diffuseur optimale afin d'améliorer les performances de la pompe centrifuge étudiée (le rendement et la puissance).

Les conclusions de ce chapitre sont les suivantes :

- Les résultats des calculs hydrauliques ont été comparés avec ceux de la simulation. On remarque que les résultats obtenus étaient satisfaisants, puisqu'ils avoisinent ceux fournis par la note de calcul du fournisseur, qui mène au bon fonctionnement de la pompe.
- le rendement augmente avec la diminution de la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) et diminue avec l'augmentation de l'angle du bord de fuite (β_4).
- Le pourcentage de la contribution donne une meilleure compréhension pour l'interprétation des résultats, qui prouve que l'angle du bord de fuite (β_4) est le facteur le plus influant sur le rendement avec une contribution de 33.13%.
- D'une manière générale, l'angle du bord de fuite (β_4) et l'interaction à deux niveaux de la largeur d'entrée du diffuseur et l'angle d'enroulement du diffuseur ($b_3 \times \varphi$) sont les paramètres prépondérants qui affectent la puissance.
- Les essais de normalité sur les résidus des modèles de régression linéaire multiples s'assurent que les modèles ont extrait toute l'information applicable à partir des essais de simulations, et ces derniers valident également l'adéquation des modèles développés.
- En comparant les valeurs de simulation et prédites du rendement et de la puissance, on remarque qu'ils sont en bonne corrélation.

Conclusion générale

- Les valeurs optimales caractéristiques du diffuseur pour obtenue meilleur rendement avec minimum puissance sont : l'angle du bord de fuite (β_4), 11.9° ; largeur d'entrée du diffuseur (b3), 14.1 mm ; diamètre d'entrée du diffuseur (D3), 147 mm ; et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ), 73.5° ; avec le rendement estimée de 81.6 % et pour la puissance de 70.9 KW.

Références bibliographiques

- [1] DUPONT .A, 1969 « Hydraulique urbaine, Ouvrages de transport-élévation et distribution des eaux », tome II, Ed. Eyrolles, Paris.
- [2] Site internet : <https://www.inoxmim.com/fr/fr-blog/quest-ce-quune-pompe-centrifuge>
- [3] JEAN LAPRAY .F, 2002 « Technique de l'ingénieur », machine hydraulique et thermique. Edition PYC. France.
- [4] "les pompes " Total Manuel des Formations : EXP-PR-Dernière Révision, 13/04/2007
- [5] KARA Omar Abdoullah (2011) : «Etude Théorique et expérimental de performance des pompes Centrifuges». Mémoire de projet de fin d'étude pour l'obtention du diplôme de master en Hydraulique, université Mohamad Boudiaf Oran.
- [6] Site web: [www. M cours.com](http://www.Mcours.com)
- [7] LELEC.P, 1966 «Transport des fluides pompes», Université de Nancy.36.p
- [8] [http://christophe .boutry. pagesperso .orange .fr/site/cours-files/technologie%20 des 20 pompes .pdf](http://christophe.boutry.pagesperso.orange.fr/site/cours-files/technologie%20des%20pompes.pdf).
- [9] LENCASTRE, A, 1996 « hydraulique générale ». Ed. EYROLLES. Paris.
- [10] LEBLOND.A, Décembre 1966 : « Hydraulique Notions simples sur les pertes de charge».Ecole nationale supérieur du pétrole et des moteurs. Paris.
- [11] Econologie, 2005, pompe-centrifuge <http://www.econologie.info/share/partager3/1316772563esXgEb.pdf>
- [12] WARD .D, 2002, « Pompes et amorceurs », Centre de Secours de Divonne-les Bains.Ed.Eyrolles.Paris.
- [13] LAUNAY .J, PERROTIN .G, «Stations de pompage, Liquides à pression moyenne », Techniques de l'Ingénieur, traité Génie mécanique. Edition PYC. France.
- [14] BONNIN, J., 1977 « hydrauliques urbaines appliquées aux agglomérations de petite et moyenne importance ». Ed. EYROLLES. Paris 219p.
- [15] POULAIN, J. ; LAPRAY, J-F., 2000 « techniques de l'ingénieur », traité génie mécanique. B4 300-1 à 11 ; B4 302 -1 à 24 ; B4 304-1 à 23 ; B4 306-1 à 24 ; B4 308-1 à 16 ; B4 313-1 à 16.Edition PYC. France.
- [16] G.tayeb et D.ferhat, mémoire fin d'étude " les pompes centrifuge ", Faculté de Technologie, Département d'Hydraulique 2013.
- [17] Jeu Hég, l'usine nouvelle Série, estion industrielle Pratique de la maintenance préventive. Dunod, Paris, 2002

- [18] A. Dean, Design and Analysis of Experiments (2000).
- [19] D.C. Montgomery, Design and analysis of experiments, 5thed: Wiley & Sons Inc; New York (2001).
- [20] J. Goupy, Plans d'expériences pour surface de réponse (1999).
- [21] J.J. Dreesbeke, J. Fine, Plans d'expériences. Applications à l'entreprise (1997).
- [22] D. Byeng and K.A.K Youn, A new response surface methodology for reliability-based design optimization, Computers and Structures (2003).
- [23] G.E.P. Box and K.B. Wilson, on the experimental design for attainment of optimum conditions, Journal of the Royal Statistical Society, tome Series B 13, pp. 1–45 (1951).
- [24] D. Benoist, Y. Tourbier, Plans d'expériences : construction et analyse (1994).
- [25] C. Yann and P. Siarry, Optimisation multiobjectif, Editions Eyrolles paris, (2002).

Résumé

L'évolution de l'industrie des pompes centrifuges verticale, les récents progrès réalisés dans l'étude et la compréhension des nombreux mécanismes qui régissent le phénomène de cavitation, rendent nécessaire la modélisation et l'optimisation des performances de ces pompes rotodynamiques.

Ce mémoire consiste à faire étude hydraulique suivi d'une simulation sur un circuit de pompage d'une installation qui se trouve au niveau haut-fourneau du *complexe sidérurgique d'El-Hadjar* afin de vérifier le fonctionnement de la pompe centrifuge verticale **DEMIGN WDM** (Modèle 15M -277), tout en effectuant une comparaison entre ces résultats et celles mentionnées sur la fiche caractéristique de cette pompe dans le but de détecter les problèmes à résoudre si nécessaire.

L'objectif de ce travail est d'une part à la modélisation et le développement des équations de prédictions les performances de la pompe centrifuge étudiée (le rendement et la puissance) en fonction les caractéristiques du diffuseur (l'angle du bord de fuite (β_4), largeur d'entrée (b_3), diamètre d'entrée (D_3) et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ)) on utilisant la Méthodologie des Surfaces de Réponses (MSR). D'autre part, on s'intéresse à l'optimisation multiple réponses afin de trouver les valeurs optimales des caractéristiques du diffuseur par rapport aux objectifs.

Mots clés : Rendement, pompe verticale, puissance, diffuseur, modélisation, optimisation

Abstract

The evolution of the vertical centrifugal pump industry, recent advances in the study and understanding of the many mechanisms that govern the phenomenon of cavitation, make it necessary to model and optimize the performance of these rotodynamic pumps.

This thesis consists of a hydraulic study followed by a simulation on a pumping circuit of an installation located at blast furnace in steel complex El-Hadjar to verify the operation of the single-cell centrifugal pump DEMIGN WDM (Model 15M -277), while making a comparison between these results and those mentioned on the characteristic sheet of this pump in order to detect the problems to be solved if necessary.

The objective of this work is on the one hand to the modeling and the development of the prediction equations the performances of the studied centrifugal pump (efficiency and the power) according to the characteristics of the diffuser (the angle of the trailing edge (β_3), input width (b_3), input diameter (D_3) and diffuser winding angle (φ)) using the Response Surface Methodology (MSR). On the other hand, we are interested in the multiple optimization responses in order to find the optimal values of the characteristics of the diffuser in relation to the objectives.

Key words: efficiency, centrifugal pump, power, diffuser, modeling, optimization

ملخص

إن تطور صناعة مضخات الطرد المركزي العمودي، والتطورات الحديثة في دراسة وفهم العديد من الآليات التي تحكم ظاهرة التجويف، تجعل من الضروري تصميم وتحسين أداء هذه المضخات الديناميكية الدورانية.

تتكون هذه الرسالة من دراسة هيدروليكية متنوعة بمحاكاة على دارة ضخ في منشأة الفرن العالي موجودة في مركب الحديد والصلب بالحجار للتأكد من تشغيل مضخة الطرد المركزي ذات الخلية المفردة في حين إجراء مقارنة بين هذه النتائج وتلك المذكورة على ورقة مميزة لهذه المضخة من أجل الكشف عن المشاكل التي يتعين حلها إذا لزم الأمر

الهدف من هذا العمل هو من ناحية نمودجة وتطوير معادلات التنبؤ بأداء مضخة الطرد المركزي المدروسة (المردود والطاقة) وفقا لخصائص الناشر (زاوية الحافة الخلفية (β_4) وعرض المدخلات (b_3) وقطر الإدخال (D_3) وزاوية لف ناشرة (ρ) باستخدام منهجية استجابة السطح. (MSR) من ناحية أخرى، نحن مهتمون باستجابات التحسين المتعددة من أجل إيجاد القيم المثلى لخصائص الناشر فيما يتعلق بالأهداف

الكلمات الرئيسية: المردود، مضخة عمودية، الطاقة، ناشر، النمودجة، التحسين.