

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 : Génie mécanique énergétique

**Quantification l'influence des paramètres géométrique
du diffuseur d'une pompe sur les indicateurs de
performances**

Réalisé par :

- Lamtiache Zineddine
- Hamouda Moussa

Soutenu devant le jury :

M. BENSLIMANE Hocine
M. DEBBAH Djoubeir
M. AZIZI Mohamed Walid

Président
Examineur
Promoteur

Année universitaire : 2021/2022

DÉDICACES

*Nous dédions ce modeste
travail à nos très chers parents*

A nos chers frères

A nos chères sœurs

Et à toutes nos amies.

ton frère "Moussa"

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 Monsieur "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 ce qui m'ont aidé de près ou de loin dans l'élaboration de ce travail

Abstract

One of the most common mechanical failures in a centrifugal pump is precisely the phenomenon of cavitation. This work concerns the presentation of a hydraulic study followed by a simulation on a pumping circuit of an installation located at the level of the Imetal-Annaba complex in order to check the operation of the single-stage centrifugal pump, 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 power) according to the diffuser characteristics (trailing edge angle (β_4), diffuser inlet width (b_3) and diffuser wrap 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 diffuser characteristics in relation to the objectives.

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

Résumé

L'une des pannes mécaniques les plus communes dans une pompe centrifuge est précisément du phénomène de cavitation. Ce travail concerne la présentation d'une étude hydraulique suivi d'une simulation sur un circuit de pompage d'une installation qui se trouve au niveau du complexe Imetal-Annaba afin de vérifier le fonctionnement de la pompe centrifuge monocellulaire, 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 (Angle du bord de fuite (β_4), largeur d'entrée du diffuseur (b_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 de l'impulseur par rapport aux objectifs.

Mots clés : Cavitation, pompe centrifuge, rendement, diffuseur, modélisation, optimisation

ملخص

واحدة من أكثر الأعطال الميكانيكية شيوعًا في مضخة الطرد المركزي هي بالتحديد ظاهرة التجويف. يتعلق هذا العمل بتقديم دراسة هيدروليكية متنوعة بمحاكاة لدائرة ضخ لمنشأة تقع على مستوى مجمع إيميتال-عنابة من أجل التحقق من تشغيل مضخة الطرد المركزي أحادية المرحلة مع إجراء مقارنة بين هذه النتائج وتلك المذكورة في ورقة خصائص هذه المضخة من أجل الكشف عن المشكلات التي يجب

حلها إذا لزم الأمر.

الهدف من هذا العمل من ناحية هو نمودجة وتطوير معادلات التنبؤ بأداء مضخة الطرد المركزي المدروسة (المردود والطاقة) وفقا لخصائص الناشر (زاوية الحافة الخلفية (β_4) عرض مدخل الموزع (b_3) وزاوية التفاف الناشر (φ) 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: التجويف، مضخة الطرد المركزي، المردود، ناشر، النمودجة، التحسين.

Sommaire

ABSTRACT.....	I
RESUME.....	II
ملخص.....	III
Sommaire.....	IV
NOMENCLATURE.....	VII
Liste des figures.....	IX
Liste des tableaux	XI
Introduction générale	XII

Chapitre I : Généralités sur les pompes centrifuges

I.1 Introduction	2
I.2 Description d'une pompe centrifuge.....	3
I.2.1 Définition	3
I.2.2 Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge.....	4
I.2.3 classification des pompes centrifuges.....	5
I.3 Principaux organes constituants d'une pompe centrifuge.....	8
I.3.1 Rôle de la roue.....	9
I.3.2 Rôle du diffuseur	13
I.3.2.1 Type de diffuseurs	14
I.3.3 Rôle de la volute	14
I.4 Théorie fondamentale de la pompe centrifuge	15
I.4.1 Débit volumique Qv	15
I.4.2 Hauteur manométrique Hm	15
I.4.3 Puissance P	16
I.4.4 Types de pertes.....	16
I.4.5 Rendement η	17
I.5 Prédétermination des courbes caractéristique théoriques.....	18
I.5.1 Courbe théorique pression-débit.....	18
I.5.2 Pertes de pression dans la pompe	19
I.5.3 Courbe réelle pression-débit	20
I.6 les facteurs de dysfonctionnement des pompes centrifuges.....	20
I.7 Avantages et inconvénients des pompes centrifuges.....	22
I.7.1 Avantages des pompes centrifuges.....	22
I.7.2 Inconvénients des pompes centrifuges	22

Chapitre II : Cavitation dans les pompes centrifuges

II.1 Introduction	24
II.2 Définition Phénomène de Cavitation.....	24

II.3 Causes de cavitation.....	25
II.4 Les différents types de cavitation.....	26
II.4.1 Cavitation à bulles séparées	26
II.4.2 Cavitation à poches.....	26
II.4.3 Cavitation à lames.....	27
II.4.4 Cavitation de vortex	28
II.4.5 Cavitation de mélange.....	28
II.5. Les effets de la cavitation	29
II.6. Effet de la cavitation sur la roue de pompe centrifuge.....	31
II.6.1 Cavitation l'entrée de la roue (pompe centrifuge)	31
II.6.2 Cavitation dans les parties situées à l'amont de la roue.....	31
II.6.3 Cavitation dans les diffuseurs.....	31
II.7 Utilisation de la cavitation.....	32

Chapitre III : Calculs et simulations

III .1. Introduction.....	34
III .2. Présentation d'un Haut Fourneau	34
III .3. les données	35
III.3.1. description de la pompe	35
III .3.2. Schéma de circuit	35
III .3.3. Courbe caractéristique de la pompe	36
III .3.4. Tableau représentant les paramètres de circuit.....	37
III.3.5. Partie d'aspiration.....	37
III.3.6. Partie refoulement	37
III.4. Les calculs.....	38
III.4.1. Calcul R_e	38
III.4.2. Calcul $\frac{\varepsilon}{d}$	40
III.4.3. Calcul λ	40
III .4.4. Calcul de $\Delta H_{\text{aspiration}}$.....	41
III .4.5. Calcul de $\Delta H_{\text{REFOULEMENT}}$	42
III .4.6. Calcul de $\Delta H_{\text{CIRCUIT}}$	43
III.4.7. Determinacion de H_{mt}	43
III.4.8. Calcul rendement	44
III.4.9. Calcul de NPSHd	46
III .5. Simulations pompage du circuit avec logiciel MECAFLUX	47
III .5.1. Partie aspiration.....	47
III.5.2. Partierefolement.....	50

Chapitre IV : Modélisation et Optimisation par MSR

IV.1	Introduction.....	63
IV.2	Les données de départ.....	63
IV.3	Planification la simulation.....	64
IV.4	Interprétation des résultats.....	68
IV.4.1	Sensibilité du rendement en fonction de β_4 , b_3 , et φ	68
IV.4.2	Analyse de régression pour le rendement (η) en fonction de β_4 , b_3 , et φ	70
IV.4.3	Évolution de la puissance (P_a) en fonction de β_4 , b_3 , et φ	71
IV.4.4	Analyse de régression pour la puissance (P_a) en fonction de β_4 , b_3 , et φ ...	72
IV.4.5	3D Surfaces de réponses.....	74
IV.5	Optimisation les caractéristiques du diffuseur.....	78
	Conclusion générale	84
	Références bibliographiques	86

Nomenclatures

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	
H_{TR}	La charge totale du fluide à l'orifice de refoulement	
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]
Vu	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]

Nomenclatures

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

Liste des figures

Figure.I.1	Représentation schématique d'une pompe centrifuge
Figure.I.2	Sens d'écoulement dans une pompe centrifuge
Figure.I.3	Pompes monocellulaires
Figure.I.4	Pompes multicellulaires à arbre horizontal
Figure.I.5	Roue à simple aspiration
Figure.I.6	Roue à double aspiration
Figure.I.7	Principaux éléments d'une pompe centrifuge
Figure.I.8	Triangle de vitesses dans une roue
Figure.I.9	Variation d'énergie
Figure.I.10	Variation d'énergie à conduite divergente
Figure.I.11	Variation d'énergie à conduite divergente animée de mouvement
Figure.I.12	Rôle de diffuseur
Figure.I.13	Rôle de la volute
Figure.I.14	Courbe représentatif de pression-débit
Figure.I.15	Courbe réelle pression-débit
Figure.II.1	Relation pression température
Figure.II.2	Cavitation à bulles sur un profil d'aile
Figure.II.3	Cavitation à poches sur un sous-marin
Figure.II.4	Cavitation à poches sur un entrefer de roue
Figure.II.5	Cavitation à lames sur une pale d'hélice
Figure.II.6	Cavitation à lames sur une pale d'hélice
Figure.II.7	Cavitation de mélange en aval d'une vanne papillon
Figure.II.8	Détail de roue de pompe
Figure.II.9	Corps de pompe
Figure.II.10	Cavitation d'une aube de diffuseur d'une pompe

Liste des figures

Figure.III.1	Représentation haut foumeau du complexe sidérurgique d'E-HADJAR
Figure.III.2	Représentation de la pompe GROSCLAUDE ALPHA –M 300.
Figure.III.3	Représentation de la pompe GROSCLAUDE ALPHA –M 300.
Figure.III.4	Courbe caractéristique de la pompe étudiée
Figure.III.5	Détermination λ selon le diagramme de Moody
Figure.III.6	la courbe caractéristique de la pompe
Figure.III.7	Résultats de simulation des pertes de charge régulières dans l'aspiration
Figure.III.8	Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans le coudes 45°
Figure.III.9	Résultats de simulation des pertes de charge régulières dans le refoulement
Figure.III.10	Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans un coude 90°
Figure.III.11	Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans les 04 coudes 45°
Figure.III.12	Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans un coude 45°
Figure.III.13	Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans les 05 coudes 45°
Figure.III.14	Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans les 02 vannes papillon
Figure.III.15	Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans un clapet anti-retour.
Figure.III.16	Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans un filtre déau
Figure.III.17	Résultats de simulation des paramètres pompe/turbine
Figure IV.1	Quatre paramètres diffuseur à ailettes étudié de la pompe
Figure IV.2	Probabilités normales des résidus du rendement (η)
Figure IV.3	Corrélation des valeurs mesurés et estimés du rendement (η)
Figure IV.4	Probabilités normales des résidus de la puissance (Pa)
Figure IV.5	Corrélation des valeurs mesurés et estimés de la puissance (Pa)
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)
Figure IV.7	Effet de la largeur d'entrée (b_3) et l'angle d'enroulement du diffuseur (β) sur le rendement (η)
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)
Figure IV.9	Diagramme d'optimisation de réponses multiples de Rendement (η) et de la Puissance (Pa)
Figure IV.10	Diagramme de désirabilité du Rendement (η) et de la Puissance (Pa)

Liste des tableaux

Tableau III .1	Données de départ d'après la fiche technique de la pompe
Tableau III .2	les données Pour le calcul des pertes de charge à aspiration
Tableau III .3	Les données pour le calcul des pertes de charge à refoulement
Tableau III.4	Les résultats de H_p et H_c en fonction de Q
Tableau IV.1	Principaux paramètres de conception et géométriques de la pompe centrifuge
Tableau IV.2	Plan composite centrée avec cinq (05) points centré (21 essais).
Tableau IV.3	Caractéristiques du diffuseur et leurs niveaux.
Tableau IV.4	Les résultats obtenus du rendement et de la puissance
Tableau IV.5	Analyse de la variance ANOVA pour le rendement
Tableau IV.6	Analyse de la variance ANOVA pour la puissance
Tableau IV.7	Les contraintes pour optimisation des paramètres d'usinage
Tableau IV.8	les conditions optimales
Tableau IV.9	Les intervalles de prévision optimale des réponses (η et P_a)

Introduction générale

Les pompes centrifuges dont le principe de fonctionnement est connu depuis longtemps, ont une place très importante dans le domaine industriel où de plus en plus d'applications voient nécessaire leur utilisation. Puisque les pompes centrifuges ont existé si longtemps et son usage est si étendu, il n'est pas étonné qu'elles se produisent dans une infinité de variétés de tailles et de types et qu'elles s'appliquent aussi à une infinité de services. Chaque fois que nous traitons des sujets comme processus chimiques, et de n'importe quelle circulation de fluides nous sommes, d'une manière, traitant avec des pompes. Actuellement l'apparition de la simulation numérique et la disponibilité d'ordinateurs toujours plus puissants, facilitent grandement le calcul et l'optimisation des conditions idéales de fonctionnement des pompes centrifuges, mais, malgré tout, elles restent aujourd'hui encore un défi pour les chercheurs et ingénieurs dont le but est d'améliorer leur performance, afin de satisfaire les spécifications du marché industriel de plus en plus exigeantes.

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 du complexe Imetal-Annaba afin de vérifier le fonctionnement de la pompe centrifuge monocellulaire (*Grosclaude Alpha -M 300*), dans le but de détecter les problèmes à résoudre si nécessaire.
- La modélisation multiparamétrique pour l'optimisation des performances de la pompe centrifuge étudiée, le rendement et la puissance en fonction des caractéristiques du diffuseur (angle du bord de fuite (β_4), largeur d'entrée du diffuseur (b_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 et fixes, volute, divergents et leurs rôles, est donnée. Finalement, on termine ce chapitre par les facteurs de dysfonctionnement des pompes centrifuges et avantages et inconvénients des pompes centrifuges.

Le second chapitre s'intéressera à un phénomène d'une grande importance qui est la cavitation de la pompe concernant les effets de ce phénomène physique. 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 du complexe Imetal-Annaba, afin de déterminer les indicateurs de performances de la pompe centrifuge 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) 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 Introduction

On appelle pompe tout appareil qui aspire un fluide d'une région à base pression pour le refouler vers une région à plus grande de pression. Ainsi d'après cette définition on peut dire que le rôle de la pompe consiste augmenter la pression du fluide liquide.

L'augmentation de la pression du liquide véhiculé par la pompe a lieu à la suite de la transformation de l'énergie mécanique fournie par un moteur entraînant cette pompe en une augmentation de l'énergie hydraulique qui est acquise par le liquide entre l'entrée et la sortie de la pompe.

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.

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. L'idée même de la pompe centrifuge est difficile à dater. On a pu créditer Denis Papin d'en avoir fabriqué une des premières au XVII^e siècle, mais des machine similaires bien plus anciennes ont été décrites. En 1735, M. Le Demour invente une pompe basée sur ce principe pour être utilisée dans les jardins du roi [1].

Cependant ces invention demeurent sans lendemain, et il faut attendre la seconde moitié du XIX^e siècle voit le démarrage de l'utilisation des pompes centrifuge(Angleterre – Allemagne). Plusieurs modèles sont présentés à la grande exposition universelle de Londres

en 1851. Cependant l'utilisation des pompes alternatives restera la règle dans l'industrie du XIX^e siècle.

Au Barrage de la Girotte une pompe *d'Auguste Reteau* vient compléter celle de *Sulzer Frères* installée en 1921 ou 1922. En 1925, l'installation de pompage-turbinage de Belleville, juste sous le lac, la première en France, permet d'afficher une puissance de 20 MW en période de pointe, en remontant dans le lac, 520 mètres plus haut, 450 litre par seconde.

I.2 Description d'une pompe centrifuge



I.2.1 Définition

Une pompe centrifuge est un système ouvert, en quelque sort un trou ou encore un conduit, dans lequel est mis en place un champ de forces centrifuge. Elle n'est pas basée sur le transport du fluide dans un godet ou sur la variation dans le temps d'un volume d'emprisonnement, le fluide n'est plus poussé par une paroi matérielle, mais mis en mouvement et équilibré par un champ de forces. Cela est une notion très simple,

"Que nous allons le voir dans ce qui suit", elle est basée sur d'autres principes. La pompe centrifuge fonctionne et s'utilise selon d'autres lois, qui sont l'objet de l'ensemble des paragraphes qui vont suivre, Nous avons traité l'essentiel, cependant certains domaines restreints ou certains aspects particuliers n'ont pas été abordés[2].

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 figure1 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 immobile

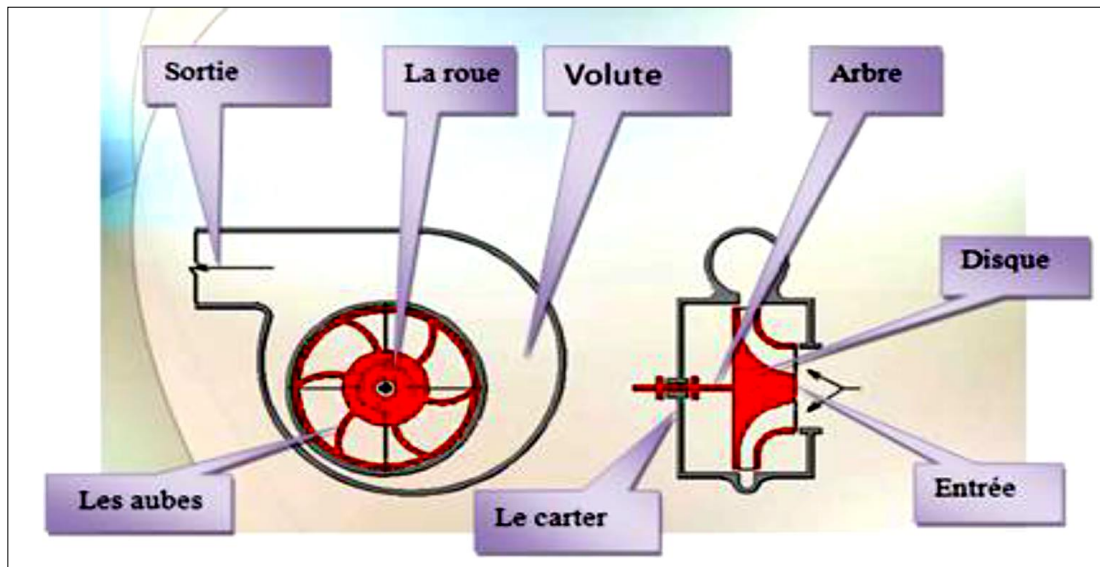


Figure.I.1 : Représentation schématique d'une pompe centrifuge.

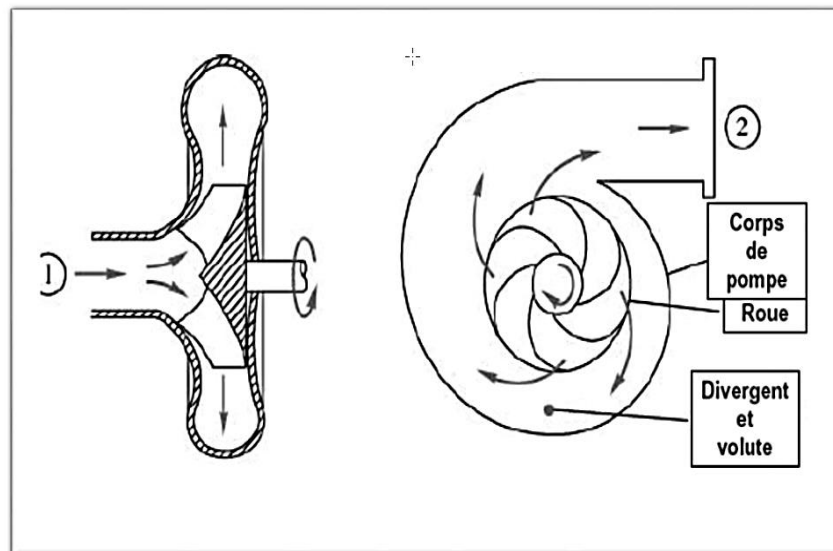
I.2.2 Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge

Le principe de fonctionnement repose sur la variation de vitesse de l'eau pompée. Pratiquement, leur fonctionnement se résume en trois étapes :

- ✚ L'aspiration: assurée et facilitée par le distributeur ; la vitesse du fluide entrant augmente alors que la pression diminue
- ✚ L'accélération: assurée par le rotor; la rotation de la roue augmente la vitesse du liquide et les forces centrifuges augmentent la pression
- ✚ Le refoulement : assurée par le diffuseur ; la vitesse diminue et la pression augmente. L'énergie cinétique est donc convertie en énergie de pression [3].

NB: les pompes centrifuges ont parties des turbo pompes .On retrouve également dans cette catégorie de turbopompes, les pompes hélices et les pompes hélico-centrifuges.

Les pompes centrifuges sont utilisées pour des hauteurs d'élévation relativement importantes et les pompes hélices pour les débits importants.



FigureI. 2 : Sens d'écoulement dans une pompe centrifuge.

Selon (David **Gordon Wilson**), la première pompe connue avec diffuseur ayant des aubes été brevetée par Osborne Reynolds et était connue sous le nom de pompe à turbine. Ces pompes ont été les premières à être utilisées pour élever l'eau des puits de petit diamètre et des bassins d'irrigation [3]. En effet, le concept de base des impulseurs et diffuseurs verticalement empilés a incité au développement des unités de pompage de petit diamètre, d'où le qualificatif « multi-étage ». Les pompes à turbine verticale multi-étages sont capables de fournir de grands débits d'eau à partir de puits profonds. Cette particularité a permis d'élargir le spectre d'utilisation des PT Vs dans différents types d'industries. C'est ainsi qu'elles se retrouvent dans les industries minière, pétrochimique, de traitement d'eau, ... etc.

I.2.3 Classification des pompes centrifuges

On classe les pompes centrifuges d'après le principe de fonctionnement.

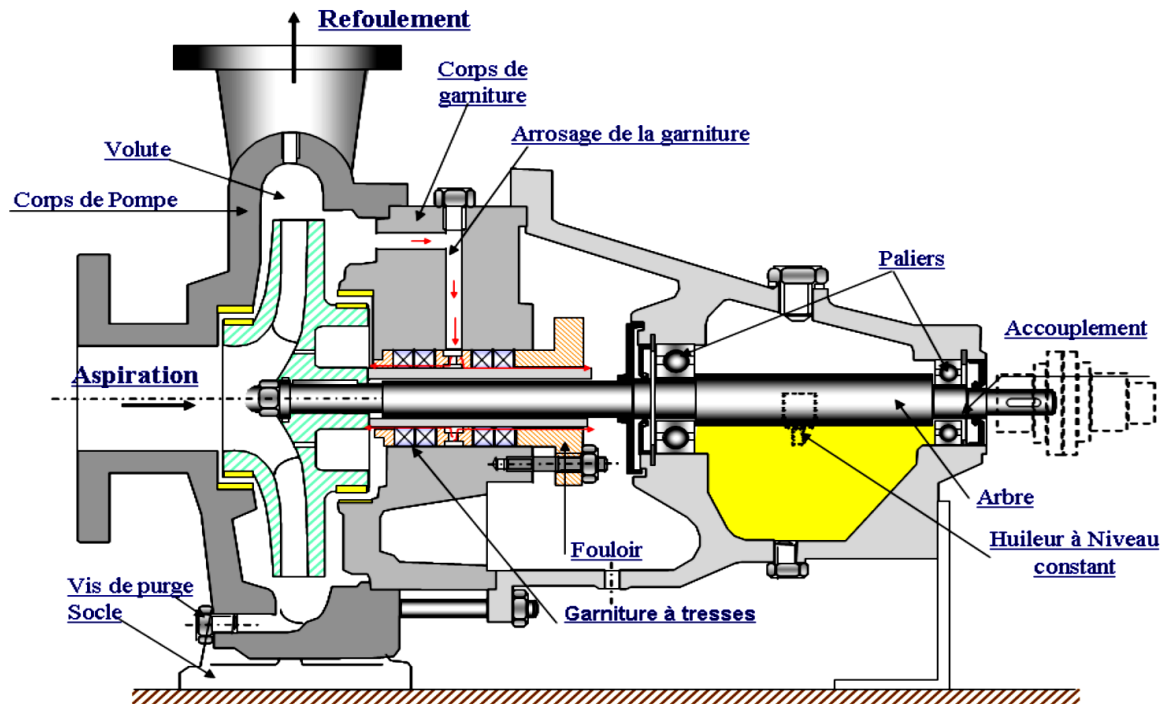
a) Disposition de l'axe

- les pompes à axe horizontale
- les pompes à axe vertical (pompes immergées)

b) Nombres des roues

On peut diviser les pompes en deux catégories :

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



FigureI.3 : Pompes monocellulaires.

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).

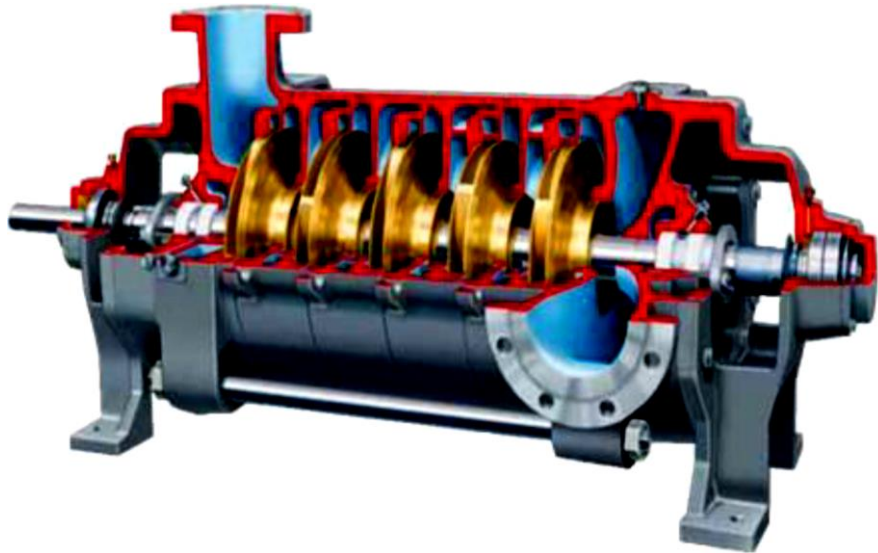


Figure I.4 : Pompes multicellulaires à arbre horizontal.

c) la forme de la roue

Il existe essentiellement trois types de pompes :

a- Les pompes centrifuges proprement dite, ou a écoulement radial.

b - Pompes hélico centrifuges.

c - Pompes à écoulement axial.

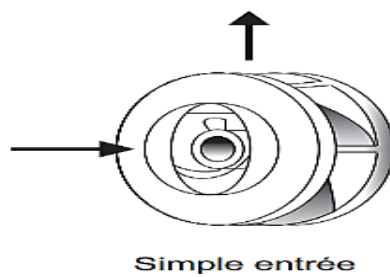


Figure I.5: Roue à simple aspiration.

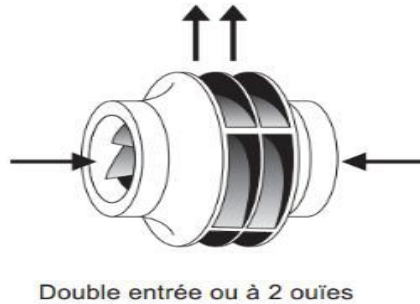


Figure. I.6 : Roue à double aspiration.

d) La pression engendrée

- Faible pression
- Forte pression

e) Moyen d'accouplement

- Par chaîne
- Par engrenage
- Par bride
- Par courroie

f) Moyen d'entraînement

- Par moteur électrique
- Par moteur diesel ou essence
- Par turbine à vapeur ou à gaz

g) Type du récupérateur

- Volute
- Diffuseur

h) Usage

- Pompe à usage normale
- Pompe à boue
- Pompe à acide
- Pompe à mazout et essence

I.3 Principaux organes constituants d'une pompe centrifuge

Les principaux éléments constituant la pompe centrifuge sont (fig.I.8) :

- Le distributeur (tube d'aspiration)
- La roue (R) garnie d'aubes
- Le diffuseur garni ou non d'aubes fixes
- La volute (V) comportant l'ouïe d'aspiration

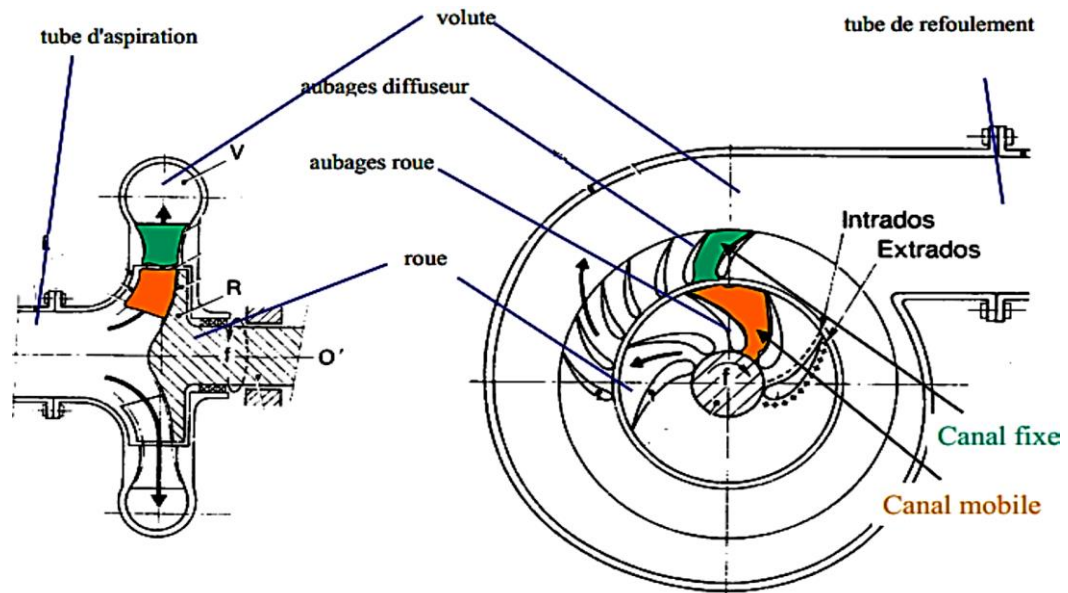


Figure 1.7 : Principaux éléments d'une pompe centrifuge.

I.3.1 Rôle de la roue

Considérons 1 m³ de liquide en point M₁ à l'entrée de la roue (Fig. I.9). Il est à la pression P₁. En outre il est animé de deux vitesses :

- La vitesse d'entraînement : $U_1 = \omega_1 * R_1$
- La vitesse relative :

$$w_1 = \frac{\text{Débit}}{\text{section normale} \times w_1} = \frac{Q}{2 \times \pi \times b_1 \times \sin \alpha_1}$$

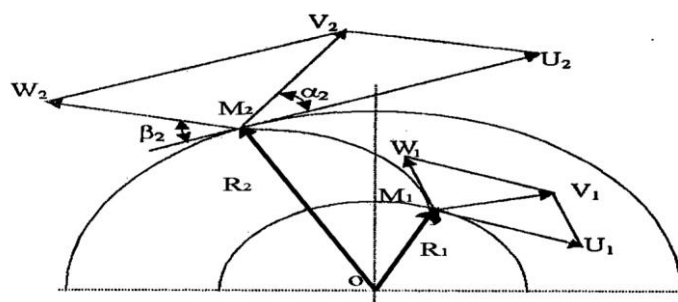


Figure 1.8 : Triangle de vitesses dans une roue.

La vitesse V_1 est la résultante de U_1 et W_1 , le m^3 liquide en M_1 dispose donc de deux énergies :

a- Une énergie de pression P_1 .

b- une énergie cinétique ρV_1^2 .

Considérons le m^3 de liquide présent en M_2 à la sortie de la roue (Fig. I.6). Il est à la pression 2.

En outre, il est animé de deux vitesses :

- La vitesse d'entraînement : $U_2 = W * R_2$

- La vitesse relative : $w_2 = \frac{Q}{2 * \pi * b_2 * \sin \alpha_2}$

La vitesse absolue V_2 est la résultante de U_2 et W_2 . Le m^3 liquide en M_2 dispose donc de deux énergies de pression P_2 et l'énergie cinétique ρV_2^2 . L'augmentation d'énergie depuis M_1 jusque M_2 vaut :

$$E = (p_2 - p_1) + \frac{\rho}{2} (V_2^2 - V_1^2) \dots\dots(1)$$

Remarque :

La relation (1) montre que la variation d'énergie (E) présente deux termes :

Le premier : $(p_2 - p_1)$ dénonce la variation de pression (élévation statique).

Le second : $\frac{\rho}{2} (V_2^2 - V_1^2)$ dénonce la variation d'énergie cinétique (élévation dynamique).

Considérons un tube d'égale section, fermé aux deux extrémités, contenant un liquide μ et tournant autour de O à la vitesse W . La pression augmente depuis M_1 jusque M_2 et la différence de pression due à la variation de la vitesse d'entraînement, est donnée par forme suivante :

$$\Delta P_u = \frac{\rho}{2} (U_2^2 - U_1^2)$$

Il en serait de même si le tube était ouvert aux extrémités avec un débit continu, et il en serait également de même s'il était incurvé.

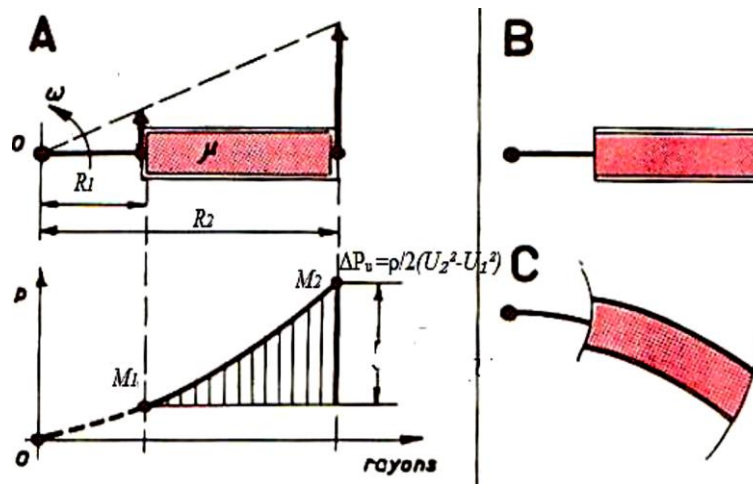


Figure I.9 : Variation d'énergie.

Examinons maintenant le cas d'un divergent (Fig. II.8) fixe dans lequel la vitesse relative du fluide passe de w_1 à w_2 . L'augmentation de pression vaut

$$\Delta P_w = \frac{\rho}{2}(w_2^2 - w_1^2)$$

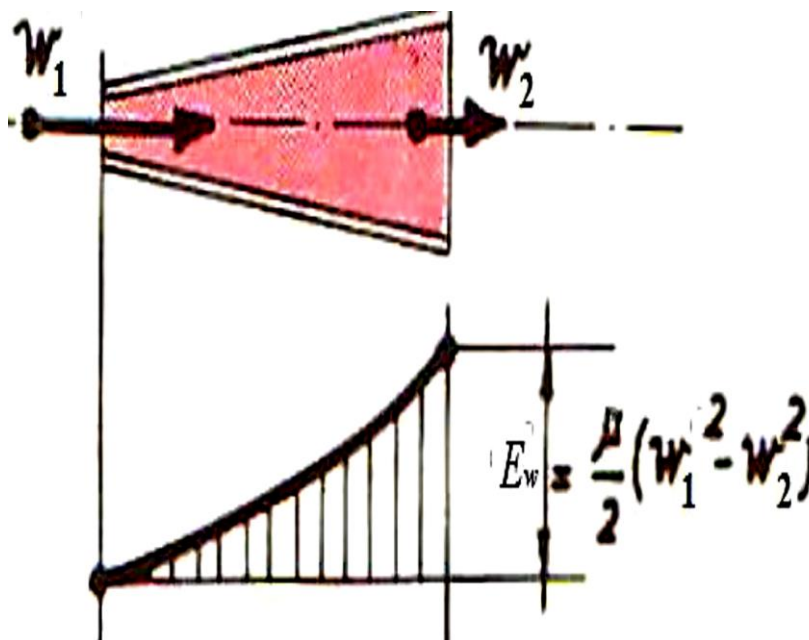


Figure I.10: Variation d'énergie à conduite divergente.

Considérons maintenant le cas de l'écoulement dans un canal divergent animé d'un mouvement de rotation (Fig. I.11).

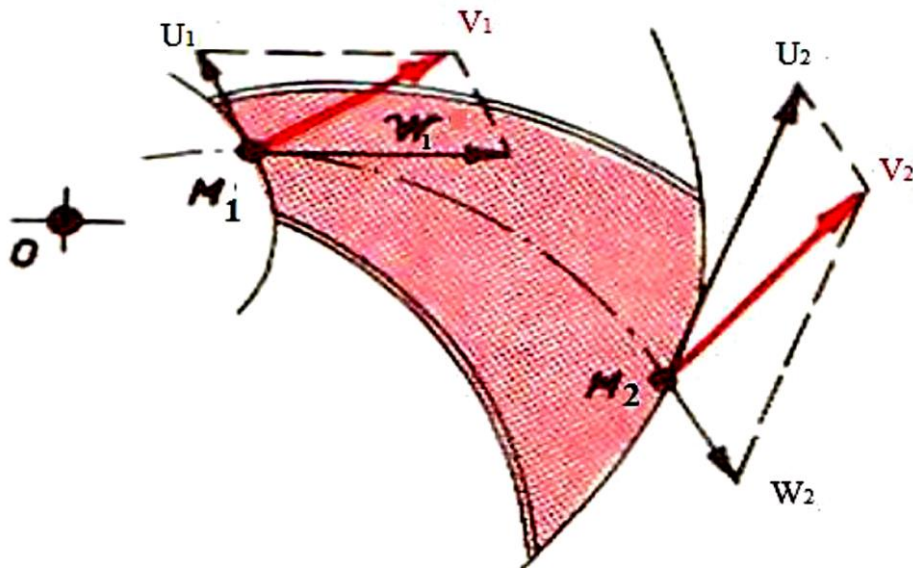


Figure I.11 : Variation d'énergie à conduite divergente animée de mouvement.

$$P_2 - P_1 = E_u + E_w = \frac{\rho}{2} [(U_2^2 - U_1^2) + (W_1^2 - w_2^2)]$$

Dans la relation (1), on a :

$$E = P_2 - P_1 + \frac{\rho}{2} (V_2^2 - V_1^2)$$

Remplaçons maintenant les deux expressions par leurs valeurs respectives :

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

$\xrightarrow{\quad\quad\quad}$ $\xrightarrow{\quad\quad\quad}$
 \Downarrow \Downarrow
 Elévation statique Elévation dynamique

$U_2^2 - U_1^2$: Action de la force centrifuge

$W_1^2 - W_2^2$: Variation de vitesse dans la roue

$V_2^2 - V_1^2$: Variation de l'énergie cinétique

Alors, le rôle prépondérant de la roue est donc de transformer en pression les vitesses dues à la force centrifuge communiquées aux particules liquide par la rotation des aubes [4].

I.3.2 Rôle du diffuseur

Pour éviter les pertes de charges exagérées dans les tuyauteries, on limite la vitesse de circulation du fluide à une valeur voisine de 2 m/s. Mais comme la vitesse absolue à la sortie de la roue (au point M_2) est de l'ordre de 50 m/s (Fig. I.12), on doit prévoir un diffuseur réduisant progressivement la vitesse pour permettre la récupération de l'énergie cinétique. La chute de vitesse crée une élévation de la pression donnée par la relation de BERNOULLI.

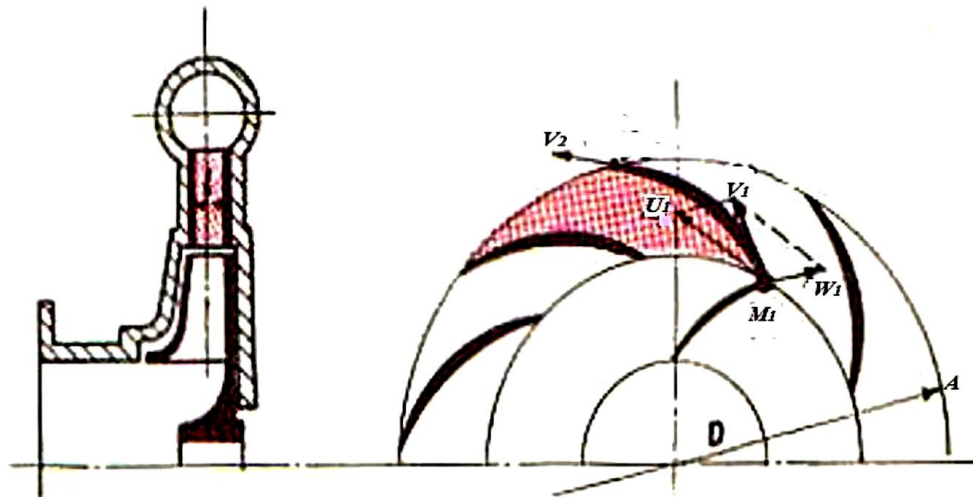


Figure I.12 : Rôle de diffuseur.

$$\Delta P = \frac{\rho}{2} (V_2^2 - V_3^2)$$

V_2 : La vitesse absolue à la sortie de la roue au point M_2 .

V_3 : La vitesse absolue à la sortie du diffuseur.

$$V_3 = \frac{Q}{S \times \cos \alpha}$$

S : étant la section de sortie du diffuseur, c'est à dire la surface latérale du cylindre extérieur du diffuseur ($\pi D_3 b_3$) et α_3 l'angle formé par le rayon. Alors, le rôle du diffuseur est donc d'augmenter la pression statique en faisant tomber la vitesse du fluide.

I.3.2.1 Type de diffuseurs

a- Diffuseur à ailettes directrices composé de deux flasques munis d'ailettes ce genre de diffuseur se rencontre peu sur les pompes monocellulaires mais bien sur les pompes multicellulaires.

b- Diffuseur lisse (sans ailettes). Les ailettes ne sont pas toujours nécessaires car une particule liquide quittant la roue avec une vitesse de direction V s'incurve automatiquement suivant une spirale.

D'où l'emploi de diffuseurs lisses moins couteux qui se rencontrent sur certaines pompes monocellulaires.

I.3.3 Rôle de la volute

La volute est le collecteur du liquide venant du diffuseur. Puisque la vitesse du fluide reste constante dans la volute, la section de celle-ci variera en progression arithmétique.

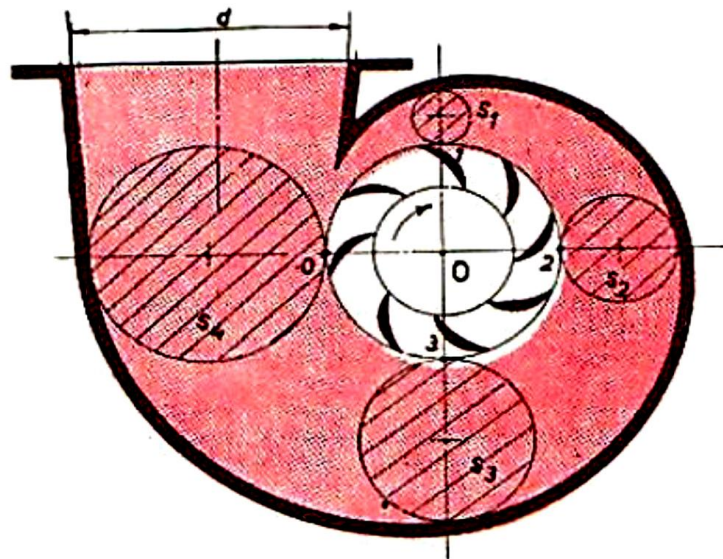


Figure I.13 Rôle de la volute.

La section S_1 recueille les liquides des aubes de 0 à 1.

La section S_2 recueille les liquides des aubes de 0 à 2 d'où $S_2 = 2 S_1$.

Ainsi de suite jusque S4 qui recueille la totalité des liquides. Le diamètre d est déterminé en vue d'être raccordé sur une tuyauterie normalisée.

Remarque : Absence de diffuseur :

Certaines pompes (bon marché) n'ont pas de diffuseur mais présentent alors une volute à vitesse variable ou en colimaçon dans laquelle s'opère à la fois le recueillement et chute de vitesse du liquide.

I.4 Théorie fondamentale de la pompe centrifuge

Les principaux paramètres qui caractérisent une pompe sont :

- La hauteur manométrique H_m
- Le débit volumique Q_v
- Le rendement η

Afin de caractériser une pompe, la hauteur manométrique H et le rendement η sont tracés en fonction du débit.

I.4.1 Débit volumique Q_v

Le débit volumique « Q_v » caractérise la quantité de liquide qui passe à travers une section donnée (section de refoulement) « S » par unité de temps « t ». Cette quantité de liquide est aussi caractérisée par la vitesse de passage à travers cette section.

$$Q_v = V \cdot S$$

I.4.2 Hauteur manométrique H_m

On appelle hauteur manométrique H 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 liquide à l'aspiration et H_{TR} la charge totale du fluide à l'orifice du refoulement, la Hauteur manométrique de la pompe est :

$$H_m = H_{TA} - H_{TR}$$

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

Cette différence de pression entre la pression amont et la pression en aval en fonction du débit constitue la caractéristique de la pompe. La hauteur manométrique est généralement exprimée en hauteur de colonne d'eau (mètre de colonne d'eau : mCE). Pour déterminer la hauteur

manométrique il faudra bien faire attention de considérer les pressions totale P_A (avant la pompe) et P_R (après la pompe).

H_m est calculé à partir de la formule suivante : $H_m = (P_R - P_A) / \rho g$

Remarque :

Lorsque l'on ferme progressivement la vanne, le débit Q dans le circuit diminue mais la différence de pression H_m augmente, et on remarquera aussi que l'augmentation d'un débit dans une conduite cause ce qu'on appelle des pertes de charges qui sont dues aux frottements, singularités (vannes, clapets...) et dissipations liées à l'écoulement. Donc, plus le débit est important, plus les frottements sont élevés et les pertes de charges aussi.

I.4.3 Puissance P

La puissance utile est la puissance absorbée : la puissance disponible au niveau de l'arbre d'entraînement de la roue de la pompe est la puissance absorbée P_a de cette pompe. La puissance transmise au fluide est appelée puissance hydraulique utile P_u . Le rapport de la puissance utile P_u et la puissance absorbée P_a est le rendement global de la pompe η_g .

I.4.4 Types de pertes

a. Pertes mécaniques

- Pert dans des paliers radiaux.
- Perte dans des paliers axiaux.
- Pertes d'accouplement.
- Pertes dans la garniture mécanique.
- Pertes par frottement des surfaces immergées en rotation :
- Pertes par frottement de disque.
- Pertes par frottement sur un cylindre.

b. Pertes par fuites

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

c. Pertes hydrauliques

Les pertes hydrauliques sont constituées par :

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

I.4.5 Rendement η

Le rendement η d'une pompe est le rapport de la puissance totale utile P (puissance hydraulique) communiquée au liquide pompé à la puissance P_a absorbée par la pompe (en bout d'arbre) ou par le groupe (aux bornes du moteur).

Si Q_v est le débit volumique du liquide, ρ sa masse volumique, et H la hauteur manométrique de la pompe, la puissance P et le rendement η sont donnée par :

$$P = Q_v \cdot \rho g H$$

et

$$\eta = Q_v \cdot \rho g H / P_a$$

On notera que : Le rendement de la pompe varie et passe par un maximum pour le débit optimal autour duquel la pompe doit être utilisée.

I.5 Prédétermination des courbes caractéristique théoriques

I.5.1 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 constant, tandis que Q et ΔP sont des variable, 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 incurvée 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.

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

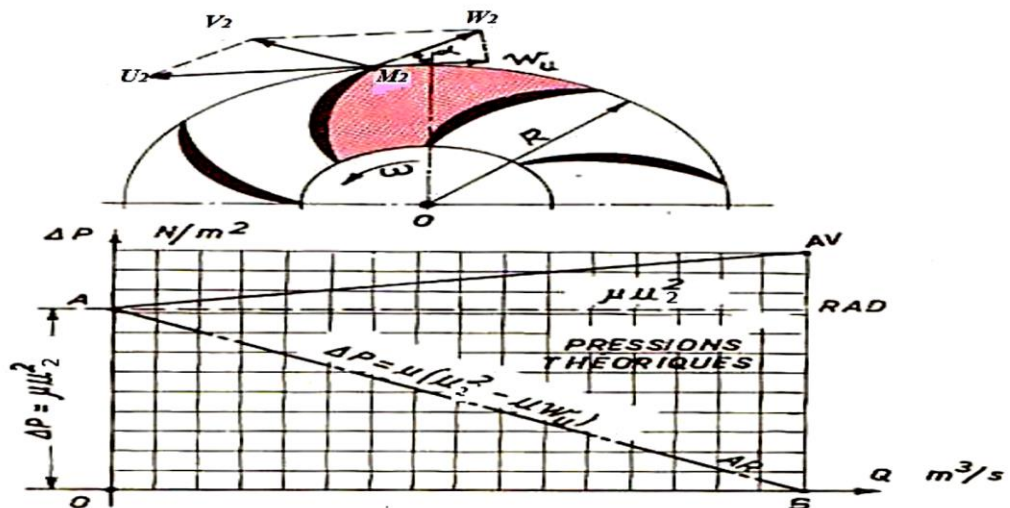


Figure I.14 : Courbe représentatif de pression-débit.

I.5.2 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.5.3 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.16** [5].

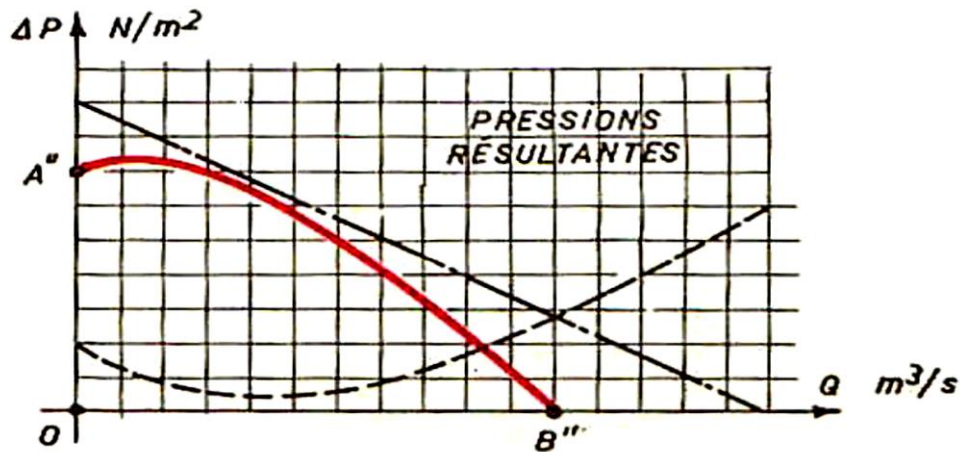


Figure I.15 : Courbe réelle pression-débit.

I.6 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) [6].

I.7 Avantages et inconvénients des pompes centrifuges

I.7.1 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 déconstruction.

I.7.2 Inconvénients des pompes centrifuges

- ❖ Pas auto-amorçantes (des types spéciaux tels que la pompe à canal latéral peut 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 :
Cavitation Dans Les Pompes Centrifuges

II.1 Introduction

En 1917, Lord Rayleigh découvre que l'érosion des hélices de bateaux est due à la présence de bulles de vapeur. Depuis, l'écoulement cavités ne cesse d'intéresser les chercheurs dans les domaines des turbomachines et de la mécanique du solide.

La cavitation, est un phénomène très complexe et difficile à cerner. En effet, l'écoulement cavités a lieu, en général, dans un champ tournant (roues, inducteurs, hélices,...) et la dynamique de l'interface implique des interactions complexes entre les phases liquide et vapeur.

On peut constater que la cavitation a des effets néfastes sur les systèmes de pompage au niveau de l'unité "Ammoniac". Par exemples, certaines pièces maitresses des 21 pompes centrifuges qui s'y trouvent subissent, suite aux implosions de bulles de vapeur, des déformations plastiques localisées et sont soumises à des érosions qui arrivent même à les transpercer. Il en découle des pertes de performance ainsi que des nuisances sonores et vibratoires.

Dans ce type de machines, l'apparition et l'extinction de bulles cavitantes, leur géométrie et de façon plus générale leurs propriétés statiques et dynamiques dépendent de plusieurs paramètres. Le manque de connaissances sur ce phénomène a des conséquences directes sur les limites de fonctionnement et sur l'utilisation de telles machines.

II.2 Définition

Phénomène de Cavitation

La cavitation est un phénomène physique affectant les liquides. Il s'agit d'une ébullition locale de liquide en raison d'une baisse de la pression statique. Généralement, cette faible pression est la conséquence d'une augmentation locale de la vitesse d'écoulement, ce que montre le théorème de Bernoulli qui, selon son expression la plus simple, supposant un fluide parfait, un écoulement stationnaire, irrationnel et en l'absence de transferts de chaleur, s'écrit [7] :

$$v^2/2g + z + p/\rho g = \text{constante}$$

v : vitesse du fluide en un point (en m/s)

g : accélération de la pesanteur (en m/s²)

z : altitude (en m)

p : pression en un point (en Pa)

ρ : masse volumique en un point (en kg/m³)

Donc, contrairement à ce que l'on connaît classiquement du phénomène d'ébullition, la cavitation n'est pas due à une augmentation de la température qui dépasserait la température de vaporisation mais à une baisse de la pression qui devient inférieure à la pression de vapeur pour les conditions de température locale.

Dans le diagramme ci-dessous relatif à l'eau, on comprend bien que si l'on réduit suffisamment la pression statique à température donnée, l'eau liquide va se transformer en vapeur. Par exemple, il faut atteindre une pression d'environ 20 mbar pour une température ambiante de 20°C.

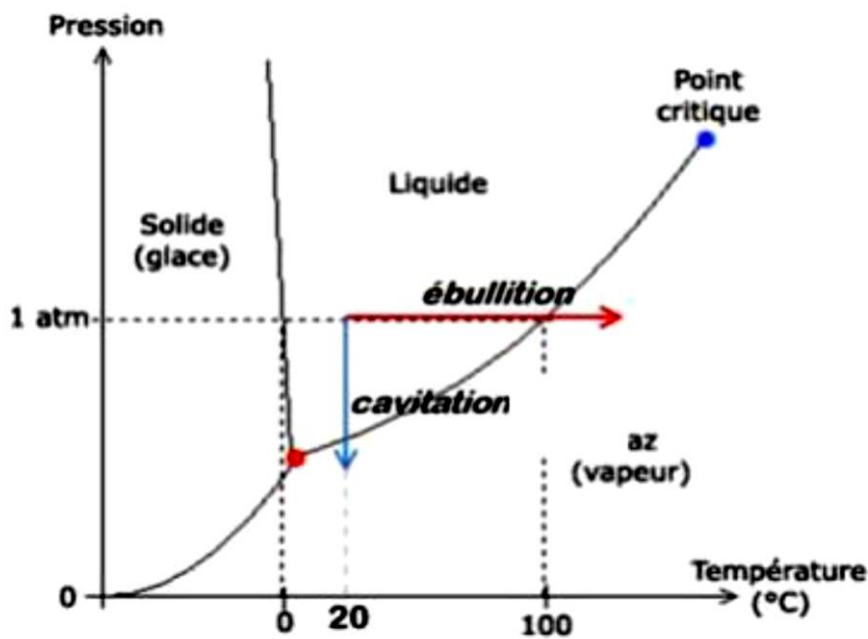


Figure II.1 : Relation pression température.

II.3 Causes de cavitation

Les principales causes à l'origine de l'apparition de la cavitation sont :

- la dépression due à une sur vitesse locale de l'écoulement provoquée par exemple par des réductions géométriques.
- les fluctuations turbulentes de la pression, le cisaillement élevé et les vortex provoquées par des instabilités de l'écoulement.

- la rugosité de paroi et la présence de germes de cavitation.

II.4 Les différents types de cavitation

On peut caractériser les différents types de cavitation par l'allure physique du phénomène [8].

II.4.1 Cavitation à bulles séparées

Ce type de cavitation se produit plutôt sur des profils à faible incidence ; les structures ont l'allure de bulles de vapeur isolées plus ou moins sphériques qui apparaissent de façon aléatoire au sein du liquide. Afin que ces bulles puissent se créer, il est nécessaire qu'il existe, au sein du liquide ou sur la paroi, des germes (précisément des microbulles d'air) à partir desquels les bulles grossissent.



Figure II.2 : Cavitation à bulles sur un profil d'aile.

II.4.2 Cavitation à poches

La cavitation à poche (Fig. III.4) est moins bruyante et moins destructive que la cavitation à bulles (pas d'implosion). Un des effets néfastes de la cavitation à poche est la perte de performances du propulseur. De plus, la cavitation à poche peut être à l'origine de problèmes de vibration dont les conséquences peuvent aller jusqu'à l'endommagement de la structure. Ces vibrations peuvent avoir plusieurs causes comme la fluctuation temporelle des efforts sur les pales due au fait que la pale peut très bien ne caviter que lorsqu'elle est en position haute

ou la pression ambiante p_{ambest} moins élevée ou être due au fait que la poche de cavitation est très instable. Dans les deux cas, les fréquences sont bien sûr très différentes [12].



Figure II.3 : Cavitation à poches sur un engin sous-marin.



Figure II.4 : cavitation à poches sur un entrefer de roue.

II.4.3 Cavitation à lames

On peut la désigner comme un cas particulier de la cavitation par poches. Elle concerne des structures minces et stables semblables à des lames brillantes qui s'accrochent sur une arête comme par exemple le bord d'attaque d'un profil. Ce type de cavitation se produit généralement lorsque l'incidence d'un profil est trop forte et génère une dépression trop importante.



Figure II.5 : Cavitation à lames sur une pale d'hélice.

II.4.4 Cavitation de vortex

Un vortex (ou tourbillon) se crée par exemple aux extrémités de pales d'hélices ou de pompes. Ils peuvent aussi se créer en aval d'obstacles situés dans l'écoulement. La cavitation qui se produit alors au cœur de ce tourbillon qui est une zone à forte dépression est appelée cavitation de vortex :



Figure II.6 : Cavitation d'extrémités de pale d'hélice.

II.4.5 Cavitation de mélange

Cette cavitation apparaît typiquement dans des couches de cisaillement entre un jet noyé et un liquide. C'est le cas des écoulements au travers d'orifices ou de vannes et aussi celui de jets propulsifs. C'est aussi le cas des écoulements en aval d'obstacles.



Figure II.7 : Cavitation de mélange en aval d'une vanne papillon.

II.5 Les effets de la cavitation :

En dehors des applications industrielles ou médicales décrites plus loin, la cavitation a essentiellement des conséquences négatives et restrictives sur le fonctionnement des installations hydrauliques. La cavitation se manifeste par différents effets dont les implications sont plus ou moins dommageables selon son intensité ou selon la préoccupation de l'utilisateur [9].

- **Bruit :**

La toute première manifestation de la cavitation est l'apparition d'un bruit, plus ou moins fort selon son développement. Cette conséquence est particulièrement préoccupante pour le domaine de la discrétion sous-marine. Le bruit rayonné est dû aux fluctuations de volume des bulles ou des poches de vapeur. En fonction du développement de la cavitation, il va évoluer de petits crépitements à un bruit qui peut dépasser les limites supportables par l'oreille humaine. Le bruit de cavitation est, de loin, la source la plus importante de bruit liée aux écoulements de liquide. Comme le bruit de cavitation apparait bien avant que celle-ci soit visible sous forme de bulles ou de poches, l'analyse acoustique est un outil très utile pour la détection de la cavitation.

- **Performances :**

La seconde manifestation de la cavitation est la chute des performances des équipements. Le développement de la cavitation dans des machines ou des organes hydrauliques peut être

tel que les écoulements sont modifiés par la présence des structures cavitantes en créant une obstruction. On observe ainsi une baisse de la hauteur engendrée et du rendement pour une pompe, une baisse de la poussée pour une hélice, une augmentation de la perte de charge et une limitation du débit pour une vanne.

- **Vibrations :**

La troisième conséquence concerne les vibrations qui sont liées aux fluctuations des structures cavitantes en présence de parois solides. Ces fluctuations génèrent des efforts 8 instationnaires qui se traduisent par des vibrations. Par exemple, la cavitation des hélices d'un bateau engendre des excitations de la ligne d'arbre qui peuvent se répercuter comme vibrations sur les structures du bateau.

- **Erosion :**

Enfin, la dernière conséquence est le phénomène d'érosion mécanique. Dans la phase d'évolution des structures cavitantes, le phénomène de collapse des volumes de vapeur est souvent très rapide et génère de très grandes vitesses locales de liquide. Si ce collapse se produit au voisinage d'une paroi, il se forme des jets de liquides dirigés vers la paroi ; ces jets, étant d'une très grande énergie, peuvent engendrer des dommages de type érosion qui, si ce phénomène se multiplie, peuvent aller jusqu'à la destruction physique de la structure. Les illustrations ci-dessous sont une démonstration de l'endommagement de machines dû à l'érosion de cavitation :



Figure II.8 : Détail de roue de pompe.



Figure II.9: Corps de pompe.

II.6. Effet de la cavitation sur la roue de pompe centrifuge

II.6.1 Cavitation l'entrée de la roue (pompe centrifuge)

On observe des cavitations de la fuite marginale provenant de la bague d'étanchéité d'aspiration de la pompe. Cette cavitation peut être à l'origine de bruit, mais elle est rarement érosive, car ces cavités implosent dans la zone de basse pression à l'entrée de la pompe. Une autre manifestation de la cavitation s'observe en sur débit dans la zone de l'arrondi du flasque intérieur de la roue, juste avant l'entrée dans le canal inter-aube. Comme précédemment, cette cavitation ne présente pas généralement de conséquence fâcheuse pour la roue.

II.6.2 Cavitation dans les parties situées à l'amont de la roue

Dans les zones de fonctionnement a débit réduit (au-dessous de $0.7qv$) des écoulements de recirculation provenant de la roue remontent à l'amont. Pour des valeurs de NPSH très basses, on peut parfois observer des collapses de ces cavités qui engendrent toujours bruits et vibration. Dans certains cas, des érosions par cavitation se produisent sur les composants amont de la pompe.

II.6.3 Cavitation dans les diffuseurs

Cette cavitation s'observe principalement lorsque la pompe fonctionne au-dessus du débit d'adaptation des canaux du diffuseur. La figure (II.10) montre le type de cavitation que l'on peut rencontrer dans cette configuration. Comme les pompes à diffuseur sont utilisée dans les canaux des diffuseurs, alors alimentés par un fluides avec une forte sur incidence, sont élèves et collapse des poches de cavitation provoquent des érosions souvent très fortes et rapides. Ces cavitations sont encore aggravées dans les cas où le constructeur est amené à utiliser le diffuseur comme un organe de réglage de la courbe hauteur /débit, en (désadaptant) son oint de calcul vers les faibles débits, pour respecter des formes particulières de fonctionnement de la pompe rendent nécessaires.

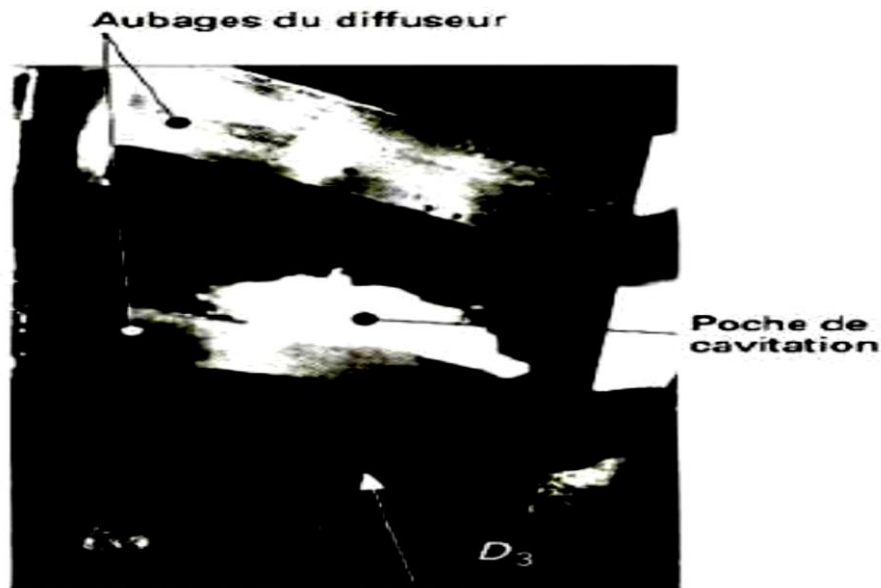


Figure. II.10 : Cavitation d'une aube de diffuseur d'une pompe.

II.7 Utilisation de la cavitation

La cavitation trouve des applications dans certains procédés industriels qui nécessitent la concentration d'énergie sur de petits domaines afin de produire localement des pics de pression élevés. la cavitation est ainsi utilisée plusieurs applications [10]:

- Générateur de microbulles
- Le nettoyage des surfaces par ultrasons ou par jets cavitants
- Le massage thérapeutique
- Création de jets d'encre
- limitation de débit de liquide
- Aide forage pétrolier
- Catalyseur de réaction chimique
- la production d'émulsion
- Le dégazage des liquides

Chapitre III :
Calculs Et Simulations

III.1.INTRODUCTION

Dans le but d'étudier les performances et la fiabilité des systèmes pompage d'un cas pratique, nous avons présenté un travail se rapportant à une installation de pompage hydraulique au niveau 'haut fourneau ' du *complexe sidérurgique* d'El-Hadjar. L'étude de la thématique de ce système est basée sur deux principes : - *calcul hydraulique* de cette installation et - *simulation* du circuit hydraulique de ce système de pompage. Notre contribution est axée sur l'étude et l'analyse des caractéristiques de fonctionnement, suivis de la vérification du phénomène hydraulique de cavitation qui peut endommager et détruire complètement la pompe. La simulation nous a permis de vérifier les résultats de performances de la pompe centrifuge horizontale étudiée.

III.2.PRESENTATION D'UN HAUT FOURNEAU

Le haut fourneau (Figure III .1) est considéré comme le réacteur le plus complexe de la métallurgie. Des centaines de réactions se produisent à l'intérieur et les trois états de la matière sont présents : solide, liquide et gazeux. Des gradients de température élevés se produisent dans ce réacteur, avec des variations de plus de 2000 ° C dans la zone où la combustion du coke a lieu jusqu'à environ 150 ° C dans la région supérieure où les gaz quittent le four. La fonction de haut fourneau peut être définie comme un équipement qui, avec des matières premières ferreuses (aggloméré, granulés et minéraux granulés).



Figure III .1. : Représentation haut fourneau du complexe sidérurgique d'El-Hadjar.

III.3. LES DONNÉES

III.3.1. DESCRIPTION DE LA POMPE

Le circuit de pompage concernant la pompe GROSCLAUDE–M 300 a été installé afin d’effectuer le transfert d’eau d’un réservoir vers le réfrigérant d’huile. Figures III.2 et III.3. Représentes la pompe centrifuge étudié et le circuit de pompage comporte des vannes, coudes, débitmètre, filtre, clapets,..., etc.



Figure III .2 : Représentation de la pompe GROSCLAUDE ALPHA –M 300.

III.3.2. SCHEMA DE CIRCUIT

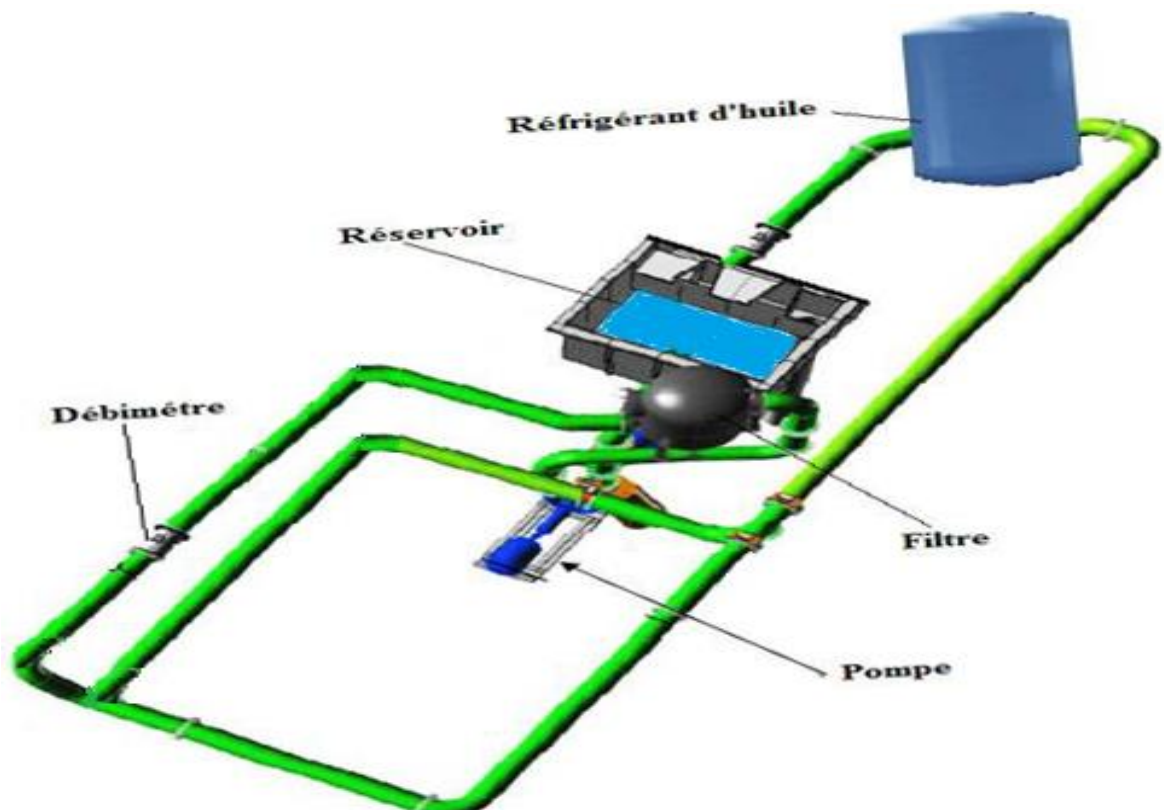


Figure III .3. : Circuit de pompage étudié.

III.3.3. COURBE CARACTERISTIQUE DE LA POMPE

Les pompes centrifuges horizontales 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 connaitre 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 III.4 représente la performance de la pompe étudiée pour une vitesse de rotation constante égale 1750 tr/min.

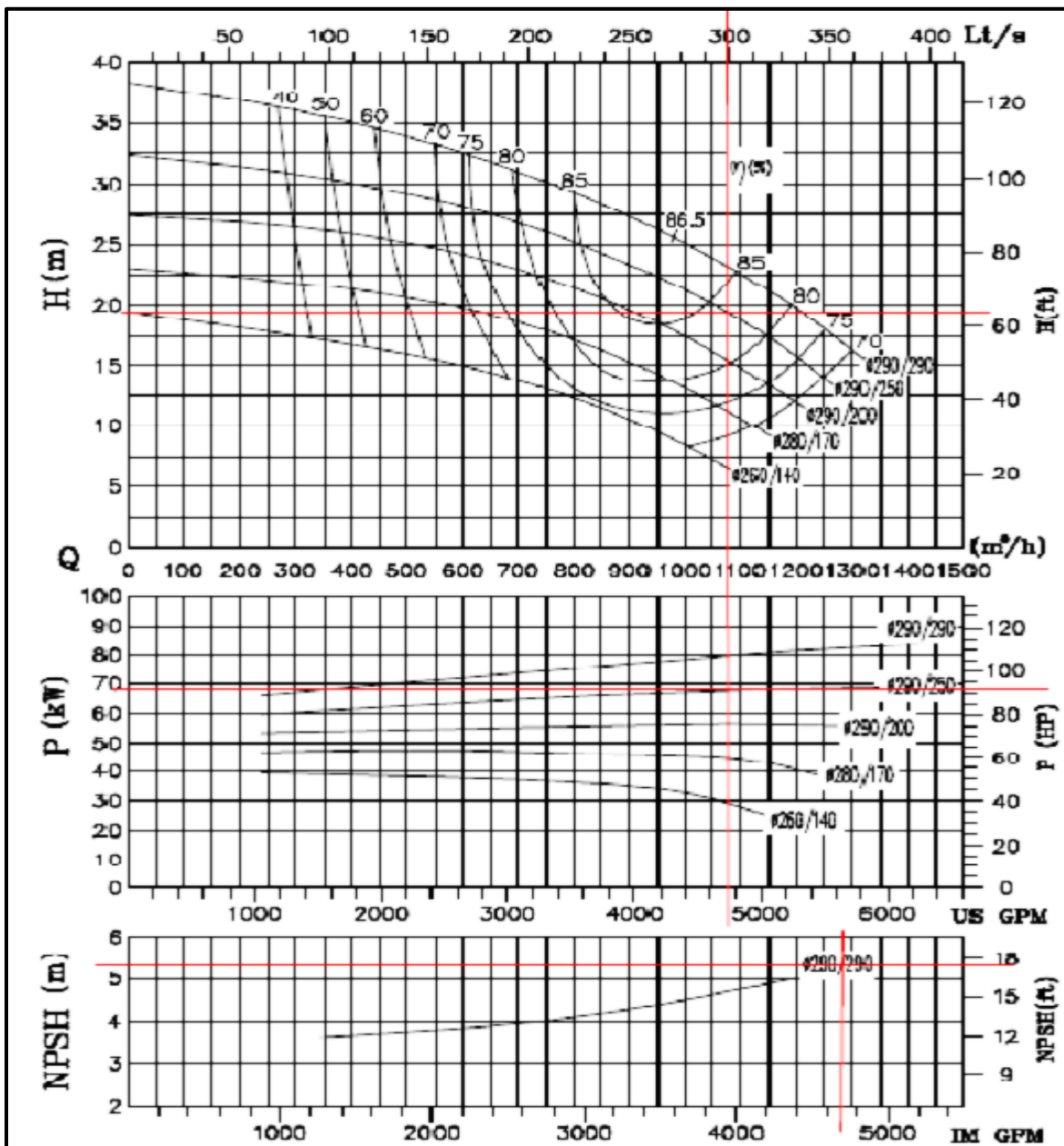


Figure III.4. : Courbe caractéristique de la pompe étudiée.

III.3.4 TABLEAU REPRESENTANT LES PARAMETRES DE CIRCUIT

Les données de départ d'après la fiche technique de la pompe centrifuge GROSCLAUDE ALPHA –M 300 étudié sont indiquées dans le tableau III .1.

Débit	1000 (m^3/h)
RPM	1750 <i>tr/min</i>
Hauteur manométrique	20m
NPSH_{requis}	4,5(+0.5)
Puissance du moteur	68 KW
Fréquence	60 HZ
P_{asp}	Pression d'aspiration ($P_{asp} = P_{atm}$)
P_v	Pression de vapeur saturante (à 10c°)
Ha	La hauteur d'aspiration (Ha=0,25 m)
Z₂ – Z₁	1,13 m

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

III.3.5. PARTIE D'ASPIRATION

- La longueur de la conduite d'aspiration : La = 5,1 m
- Diamètre Da = 300 mm
- 02 coudes 45°, K= 0.24

III.3.6. PARTIE REFOULEMENT

- Longueur de la conduite de refoulement : L r = 15,7 m
- Diamètre Dr = 290 mm

- 04 coudes 90°, $K = 1.25$
- 05 coude 45°, $K = 0.24$
- 02 Vanne papillon, $K = 3$
- 01 Clapet anti retour, $K = 0.15$
- Filtre, $K = 4$
- Débitmètre, $K = 0$
- La rugosité de la conduite $\varepsilon = 0,0015$ mm

III.4. LES calculs

III.4.1. 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 :

- Le débit volumique :

$$Q = 1000 \text{ (m}^3\text{/h)} = 1000/3600$$

$$Q = 0.277777777778 \text{ (m}^3\text{/s)}$$

- La surface :

$$D_{asp} = 300 \text{ (mm)} = 0.3 \text{ (m)}$$

$$S = \pi D^2 / 4$$

$$S_{asp} = 0.07065 \text{ (m}^2\text{)}$$

- La vitesse moyenne :

$$Q=VS \quad , \quad V=\frac{Q}{S}$$

$$V_{asp}=\frac{0.2777777778}{0.07065}$$

$$V_{asp} = 3.93174491 \text{ (m/s)}$$

REFOULEMENT :

- Le débit volumique :

$$Q=1000 \text{ (m}^3\text{/h)} = 1000/3600$$

$$Q= 0.2777777778 \text{ (m}^3\text{/s)}$$

- La surface :

$$D_{ref} = 290 \text{ (mm)} = 0.29 \text{ (m)}$$

$$S=\pi D^2/4$$

$$S_{ref}= 0.0660185 \text{ (m}^2\text{)}$$

- La vitesse moyenne :

$$Q=VS \quad , \quad V=\frac{Q}{S}$$

$$V_{ref}=\frac{0.2777777778}{0.07065}$$

$$V_{ref}= 4.20757482 \text{ (m/s)}$$

- Nombre de Reynolds :

$$R_e=\frac{V D_{ref}}{\nu}$$

$$R_e = 9.32872088 \cdot 10^5$$

$$\nu = 1.308 \cdot 10^{-6} \text{ (m}^2\text{/s)}$$

III.4.2. CALCUL $\frac{\varepsilon}{d}$:

Nous avons :

$$\varepsilon = 0.0015 \text{ (mm)} \quad ; \quad d = 290 \text{ (mm)}$$

Donc :

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0,0015}{290}$$
$$\frac{\varepsilon}{d} = 0.000005172$$

Avec :

- ε : La rugosité de la conduite.
- d : Diamètre de la conduite.

III.4.3. CALCUL λ :

Nous avons :

$$R_e = 9.32872088.10^5 \quad ; \quad \frac{\varepsilon}{d} = 0.000005172$$

- D'après diagramme de Moody :

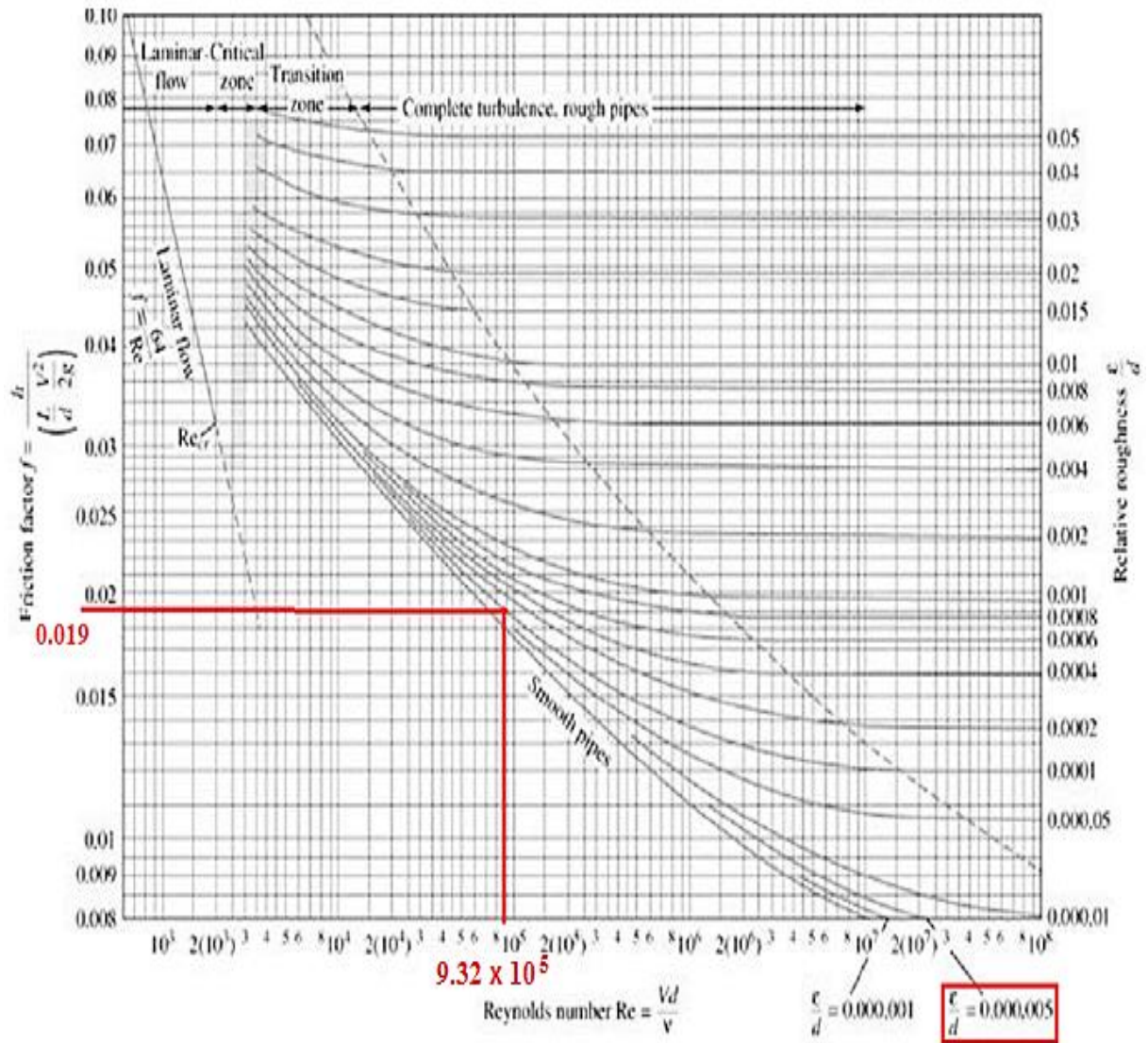


Figure III .5 : Détermination λ selon le diagramme de Moody.

III.4.4. CALCUL DE $\Delta H_{aspiration}$:

Pour le calcul des pertes de charge à l'aspiration utilise la relation suivante :

$$\Delta H_{aspiration} = \frac{1}{2g} V_{asp}^2 \left(\frac{L_{asp}}{D_{asp}} \lambda + \Sigma K \right)$$

Accessoire	K	Number
codes 45°	0.24	2

Tableau III .2 : les données Pour le calcul des pertes de charge à aspiration.

$$\Delta H_{asp} = \frac{1}{2 \cdot 9,81} 3.93174491^2 \left(\frac{5.1}{0.3} 0,019 + 0,48 \right)$$

$$\Delta H_{asp} = 0.632684521 \text{ (m)}$$

Avec :

- **g** : La gravité.
- **V_{asp}** : La vitesse d'aspiration.
- **L** : Longueur de la conduite d'aspiration.
- **D_{asp}** : Diamètre d'aspiration.
- **λ** : Coefficient de la perte de charge linéaire.

III.4.5. CALCUL DE $\Delta H_{refoulement}$:

Pour le calcul des pertes de charge à refoulement utilise la relation suivante :

$$\Delta H_{ref} = \frac{1}{2g} V_{ref}^2 \left(\frac{L_{ref}}{D_{ref}} \lambda + \Sigma K \right)$$

Accessoire	k	Nombre
Codes 90°	1.2 5	4
Codes 45°	0.2 4	5
Vane Papillion	3	2
Clapet anti retour	0.1 5	1
Filtre	4	1
Débitmètre	0	1

Tableau III .3 : les données Pour le calcul des pertes de charge à refoulement.

$$\Delta H_{refoulement} = \frac{1}{2.9,81} 4.20757482^2 \left(\frac{15.7}{0.29} 0,019 + 5 + 1.2 + 6 + 0.15 + 4 \right)$$

$$\Delta H_{refoulement} = 15.68122521 \text{ (m)}$$

Avec :

- V_{ref} : La vitesse de refoulement.
- L : Longueur de la conduite de refoulement.
- D : Diamètre de refoulement.

III.4.6. CALCUL DE $\Delta H_{circuit}$:

$$\Delta H_{circuit} = \Delta H_{asp} + \Delta H_{ref}$$

$$\Delta H_{circuit} = 0,632684521 + 15.6812254$$

$$\Delta H_{circuit} = 16.31390992 \text{ (m)}$$

III.4.7. DETERMINATION DE H_{mt} :

$$H_m = \frac{P_{col} - P_{res}}{\rho g} + (Z_2 - Z_1) + \Delta H_{circuit}$$

Nous avons :

$$\frac{P_{col} - P_{res}}{\rho g} = 0$$

Donc :

$$H_m = (Z_{col} - Z_{res}) + \Delta H_{circuit}$$

$$\Delta H_{circuit} = \Delta H_{aspiration} + \Delta H_{ref}$$

Donc :

$$\Delta H_{circuit} = \frac{1}{2g} \cdot [V_{asp}^2 \left(\frac{L_{asp}}{D_{asp}} \lambda + \Sigma K \right) + V_{ref}^2 \left(\frac{L_{ref}}{D_{ref}} \lambda + \Sigma K \right)]$$

Et :

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

Donc :

$$\Delta H_{circuit} = \left[\frac{8}{g \pi^2 D_{asp}^4} \left(\frac{L_{asp}}{D_{asp}} \lambda + \Sigma K \right) + \frac{8}{g \pi^2 D_{ref}^4} \left(\frac{L_{ref}}{D_{ref}} \lambda + \Sigma K \right) \right] Q^2$$

$$\Delta H_{circuit} = \frac{8}{g\pi^2} \left[\frac{1}{Dasp^4} \left(\frac{Lasp}{Dasp} \lambda + \Sigma K \right) + \frac{1}{Dref^4} \left(\frac{Lref}{Dref} \lambda + \Sigma K \right) \right] Q^2$$

$$\Delta H_{circuit} = \frac{8}{9,81 \cdot 3,14^2} \left[\frac{1}{0,3^4} \left(\frac{5,1}{0,3} \cdot 0,019 + 0,48 \right) + \frac{1}{0,29^4} \left(\frac{15,7}{0,29} \cdot 0,019 + 5 + 1,2 + 6 + 0,15 + 4 \right) \right] \left(\frac{1000}{3600} \right)^2$$

$$\Delta H_{circuit} = 16.31390982 \text{ (m)}$$

$$\Delta H_{circuit} = 211.4282713 Q^2$$

$$H_M = a + bQ^2$$

$$H_M = (Z_{col} - Z_{res}) + bQ^2$$

$$H_M = 1,13 + 211.4282713 Q^2$$

$$H_P = -0,000011Q^2 + 32,5$$

III.4.8. CALCUL RENDEMENT :

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

Avec :

- P_U : puissance utile.
- P_{abs} : Puissance absorbée.

Nous avons :

$$P_{abs} = 68KW$$

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

$$P_U = 10^3 \cdot 9,81 \cdot 0,2777777777 \cdot 20$$

$$P_U = 54.49999985 \text{ Kw}$$

$$\eta = \frac{54.49999985}{90} = 0.801470586$$

$$\eta = 80.1470586 \%$$

• Tableau des résultats $Q ; H_p ; H_c$:

$Q (m^3/h)$	$H_p(m)$	$H_c(m)$
0	32.5	1,13
50	32.4725	1,170784775
100	32.39	1,293139098
150	32.2525	1,497062971
200	32.06	1,782556393
250	31.8125	2,149619364
300	31.51	2,598251884
350	31.1525	3,128453953
400	30.74	3,740225572
450	30.2725	4,433566739
500	29.75	5,208477456
550	29.1725	6,064957721
600	28.54	7,003007536
650	27.8525	8,0226269
700	27.11	9,123815813
750	26.3125	10,30657428
800	25.46	11,57090229
850	24.5525	12,91679985
900	23.59	14,34426696
950	22.5725	15,85330361
1000	21.5	17,44390982
1050	20.3725	19,11608558
1100	19.19	20,86983089
1150	17.9525	22,70514574
1200	16.66	24,62203014
1250	15.3125	26,6204841
1300	13.91	28,7005076
1350	12.4525	30,86210065
1400	10.94	33,10526325

Tableau III .4 : Les résultats de H_p et H_c en fonction de Q .

La courbe caractéristique de la pompe centrige GROSCLAUDE ALPHA –M 300 est illustre dans la Figure III.6.

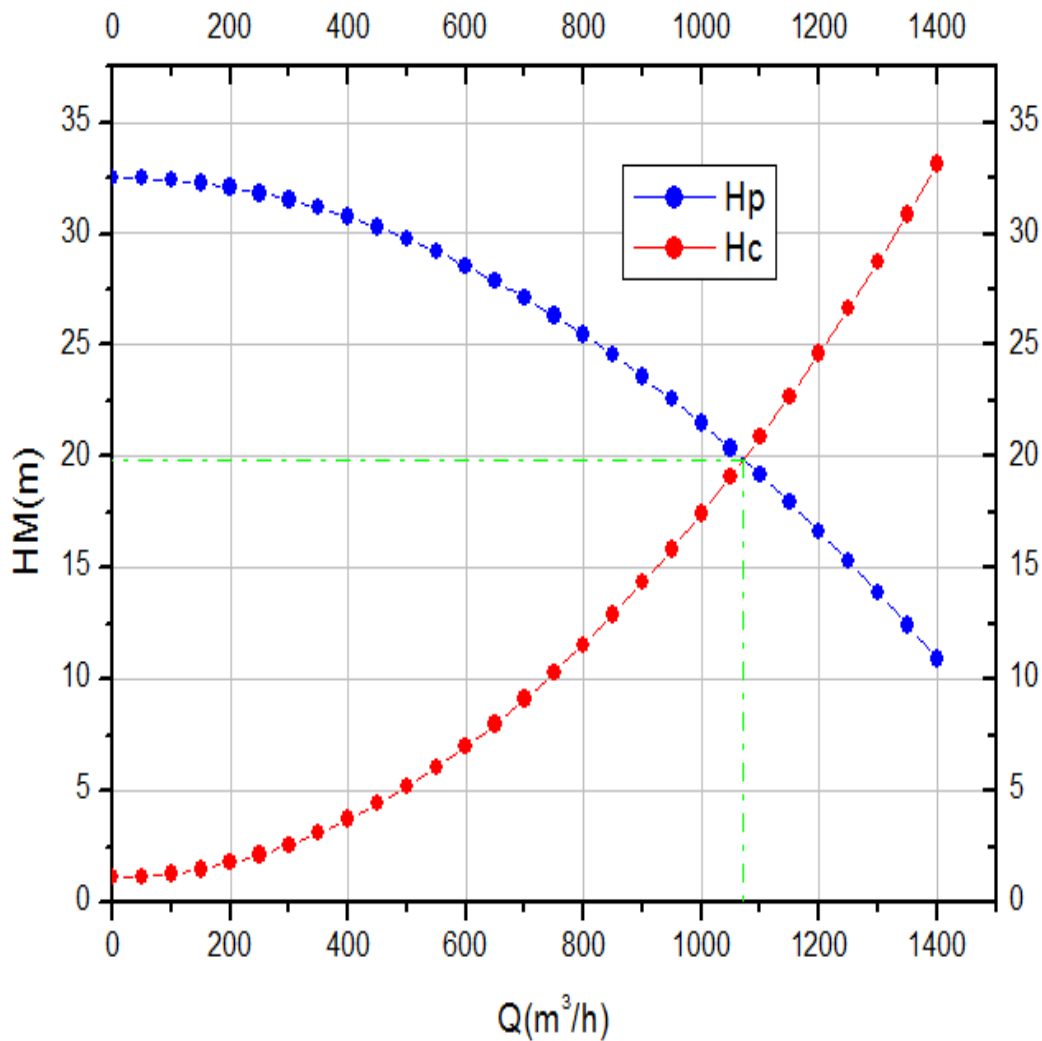


Figure III.6 : la courbe caractéristique de la pompe.

D'après la courbe :

- Point de fonctionnement :

$$Q = 1071.75325 \text{ (m}^3/\text{h)} \ ; \ H_M = 19.8632641 \text{ m}$$

III.4.9. CALCUL de NPSHd :

$$NPSH_d = \frac{P_{asp} - P_V}{\rho g} - h_a - \Delta H_{asp}$$

$$NPSH_d = \frac{101300 - 1228,139}{10^3 \cdot 9,81} - 0,25 - 0.632684521$$

$$NPSH_d = 9.31832068 \text{ m}$$

Nous avons :

$$NPSH_{requi} = 4,5(+0,5)$$

Et :

$$NPSH_d > NPSH_{requis}$$

Donc : **pas de cavitation.**

III.5.SIMULATIONS POMPAGE DU CIRCUIT AVEC LOGICIEL MECAFLUX :

III.5.1.PARTIE ASPIRATION :

• **PARAMETRES ETUDE PERTES DE CHARGE REGULIERES :**

- Diamètre de conduite = 300 mm
- Longueur de conduite = 5,1 mètres.
- Débit volumique = 0,2777778mètres cubes/secondes.
- Gravité = 9,81 mètres/s².
- Matière de la conduite = inox.
- Rugosité de la conduite Ra = 0,0015(profondeur moyenne de rugosité en mm).
- Densité du fluide = 999,73 kilogrammes/mètres cubes.
- Température du fluide = 10 Degrés Caelius.
- Fluide sélectionné = eau H2O.
- Viscosité dynamique du fluide= 0,001305711 exprimée en POISEUILLES (PASCALS-SECONDE).
- Viscosité cinématique du fluide= 1,306064E-02 exprimée en en STOKES (St).
- Viscosité cinématique du fluide= 1,306064E-06 en metres²/seconde (10 000 Stokes = 1 m²/seconde).

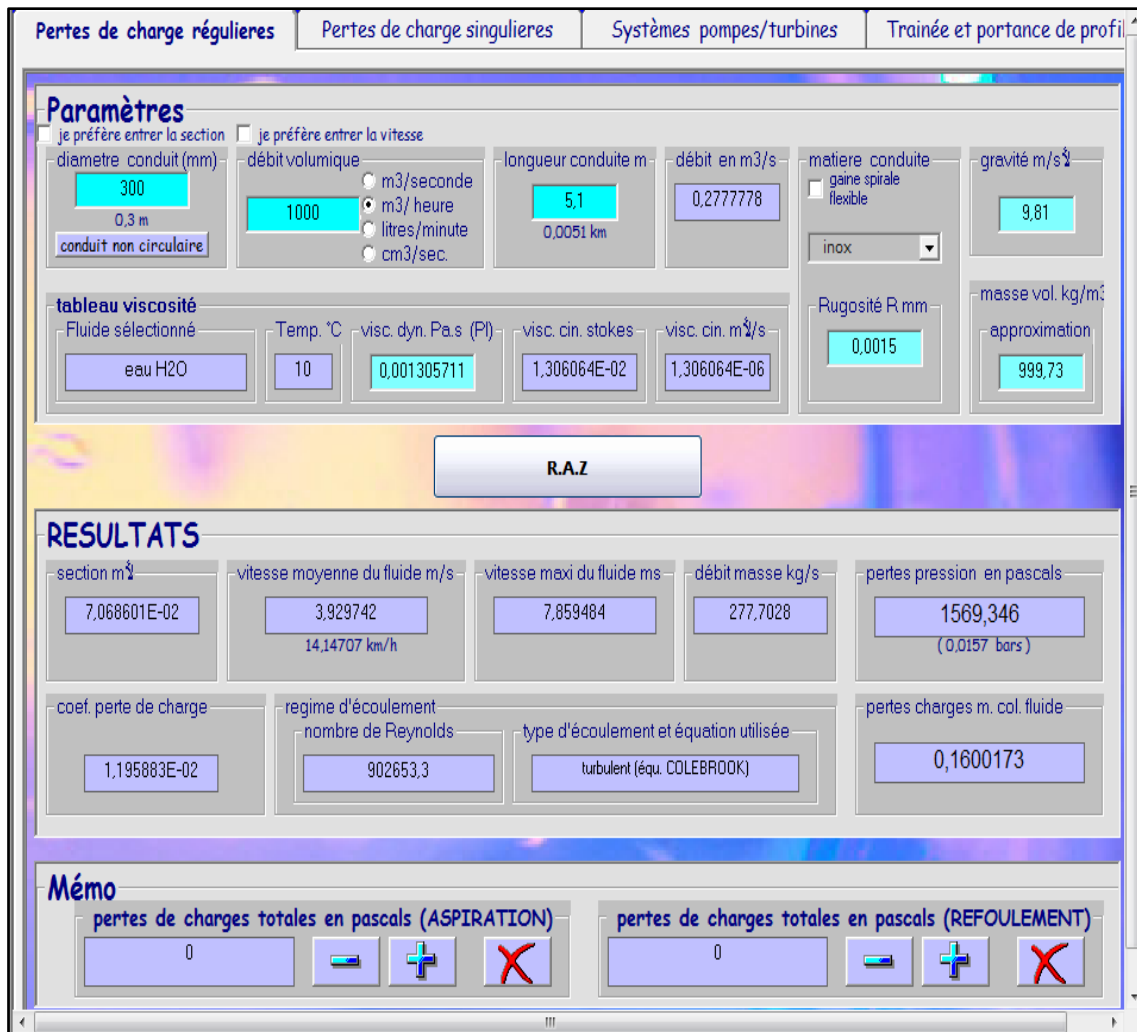


Figure III.7: Résultats de simulation des pertes de charge régulières dans l'aspiration.

• **RESULTATS ETUDE PERTES DE CHARGES REGULIERES :**

- Section de conduite = 7,068601E-02 m².
- Vitesse moyenne du fluide = 3,929742 m/s.
- Vitesse maxi du fluide = 7,859484 m/s.
- Débit masse = 277,7028 Kg/s.
- Coefficient de perte de charge = 1,195883E-02.
- Nombre de Reynolds = 902653,3.
- type d'écoulement et équation utilisée = turbulent (équ. COLEBROOK).
- PERTE DE CHARGE REGULIERE(Pascals)= 1569,346Pascals.

- PERTE DE CHARGE REGULIERE (m.c.f)=0,1600173Mètres-colonne-fluide.
- PERTE DE CHARGE REGULIERE (Bars)= (0,0157 bars).

➤ **COUDE 45 :**

• **PARAMETRES ETUDE PERTES DE CHARGE SINGULIERES :**

- Masse volumique = 999,73 kilogrammes/mètres cubes.
- Débit = 0,2777778 mètres cubes/secondes.
- Gravité = 9,81 mètres/s².
- Diamètre partie large = 300 mm.
- Vitesse du fluide partie large = 3,929743 mètres/s.
- Angle du coude arrondi = 45 degrés.

Figure III.8 : Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans le coude 45°.

• **PERTES DE CHARGES CALCULEES :**

- Coefficient de pertes de charge déterminé: $k = 0,24$.
- Pertes de charges singulières en mètres colonne de fluide = $0,1906957$ mètres
- Pertes de charges singulière en pascals = $1870,22$ Pascals.
- Pertes de charges singulière en Bars = $(0,0187 \text{ bars})$.

III.5.2. PARTIE REFOULEMENT :

• **PARAMETRES ETUDE PERTES DE CHARGES REGULIERES :**

- Diamètre de conduite = 290 mm .
- Longueur de conduite = $15,7$ mètres.
- Débit volumique = $0,2777778$ mètres cubes/secondes.
- Gravité = $9,81$ (mètres/s²).
- Matière de la conduite = inox.
- Rugosité de la conduite $R_a = 0,0015$ (profondeur moyenne de rugosité en mm).
- Densité du fluide = $999,73$ kilogrammes/mètres cubes
- Température du fluide = 10 Degrés Caelius..
- Fluide sélectionné = eau H₂O.
- Viscosité dynamique du fluide = $0,001305711$ exprimée en POISEUILLES (PASCALS-SECONDE).
- Viscosité cinématique du fluide = $1,306064E-02$ exprimée en en STOKES (St).
- Viscosité cinématique du fluide = $1,306064E-06$ en metres²/seconde ($10\ 000$ Stokes = $1 \text{ m}^2/\text{seconde}$).

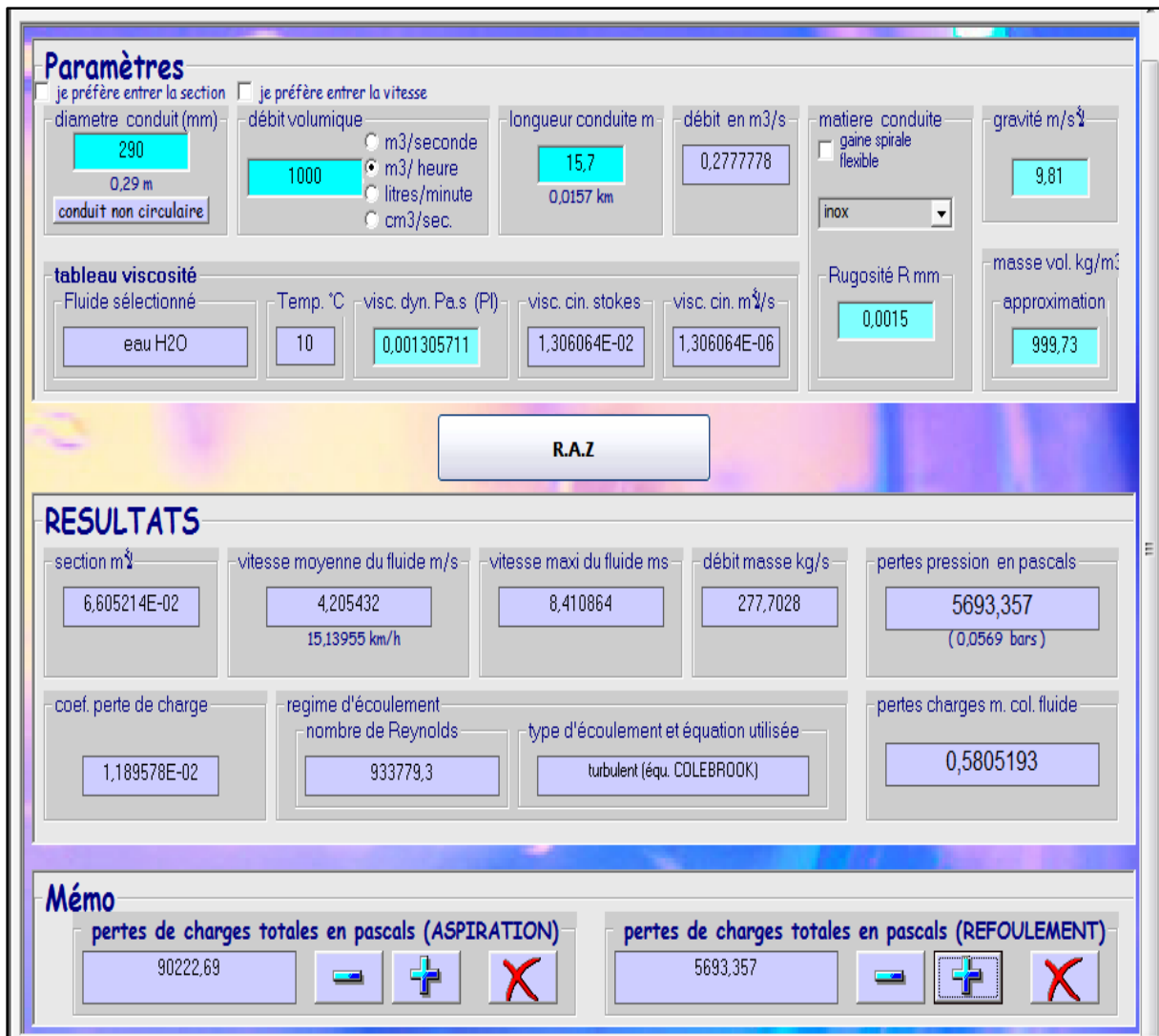


Figure III.9 : Résultats de simulation des pertes de charge régulières dans le refoulement.

● **RESULTATS ETUDE PERTES DE CHARGES REGULIERES :**

- Section de conduite = 6,605214E-02 m².
- Vitesse moyenne du fluide = 4,205432 m/s.
- Vitesse maxi du fluide = 8,410864 m/s.
- Débit masse = 277,7028 Kg/s.
- Coeficient de perte de charge = 1,189578E-02.
- Nombre de Reynolds = 933779,3.
- type d'écoulement et équation utilisée = turbulent (équ. COLEBROOK).
- PERTE DE CHARGE REGULIERE(Pascals)= 5693,357Pascals.
- PERTE DE CHARGE REGULIERE (m.c.f)= 0,5805193Mètres-colonne-fluide.

- PERTE DE CHARGE REGULIERE (Bars)= (0,0569 bars).

➤ CAS 01 COUDE 90° :

• PARAMETRES ETUDE PERTES DE CHARGE SINGULIERES :

- Masse volumique = 999,73 kilogrammes/mètres cubes.

- Débit = 0,2777778mètres cubes/secondes.

- Gravité = 9,81 mètres/s².

- Diamètre partie large = 290 mm.

- Vitesse du fluide partie large = 4,205432 mètres/s.

- Angle du coude arrondi = 90 degrés.

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

• **PERTES DE CHARGES CALCULEES :**

- Coefficient de pertes de charge déterminé: $k = 1,24683$
- Pertes de charges singulières en mètres colonne de fluide = $1,123905$ mètres.
- Pertes de charges singulière en pascals = $11022,53$ Pascals.
- Pertes de charges singulière en Bars = $(0,1102 \text{ bars})$.

➤ **CAS 04 COUDE 90° :**

Figure III.11 : Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans le cas de 04 coudes 90°.

➤ **CAS 01 COUDE 45 ° :**

• **PARAMETRES ETUDE PERTES DE CHARGE SINGULIERES :**

- Masse volumique = 999,73 kilogrammes/mètres cubes.
- Débit = 0,2777778mètres cubes/secondes.
- Gravité = 9,81 mètres/s².
- Diamètre partie large = 290 mm.
- Vitesse du fluide partie large = 4,205432 mètres/s.
- Angle du coude arrondi = 45 degrés.

Figure III.12 : Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans un coude 45°.

• **PERTES DE CHARGES CALCULEES :**

- Coefficient de pertes de charge déterminé: $k = 0,24$.

- Pertes de charges singulières en mètres colonne de fluide = 0,2165327 mètres.
- Pertes de charges singulière en pascals = 2123,613 Pascals.
- Pertes de charges singulière en Bars = (0,0212 bars).

➤ **CAS 05 COUDE 45 ° :**

The screenshot shows a software interface for calculating singular losses in a 45-degree elbow. The interface is divided into several sections:

- Sélectionnez un élément:** Categories: coudes; Elements: coude arrondi.
- Paramètres:**
 - masse/vol.(kg/m3): 999,73
 - débit vol.: 1000 (m3/h selected)
 - gravité m/s²: 9,81
 - angle en degrés: 45
 - rayon mm: 229
 - diamètre mm: 290
 - vit partie large m/s: 4,205432
- RESULTATS:**
 - perdes de charges en metres c. f.: 0,2165327 (21,65Cm colonne fluide)
 - perdes de pression/charges en pascals: 2123,613 (0,0212 bars)
- Mémo:**
 - perdes de charges totales en pascals (ASPIRATION): 90222,69
 - perdes de charges totales en pascals (REFOULEMENT): 60401,53

Figure III.13 : Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans les 05 coudes 45°.

➤ **CAS 02 VANNE PAPILLON :**

• **PARAMETRES ETUDE PERTES DE CHARGE SINGULIERES :**

- Masse volumique = 999,73 kilogrammes/mètres cubes.

- Débit = 0,2777778mètres cubes/secondes.
- Gravité = 9,81 mètres/s².
- Diamètre partie large = 290 mm.
- Vitesse du fluide partie large = 4,205432 mètres/s.
- Papillon tourné à 30 degrés de la trajectoire du fluide.

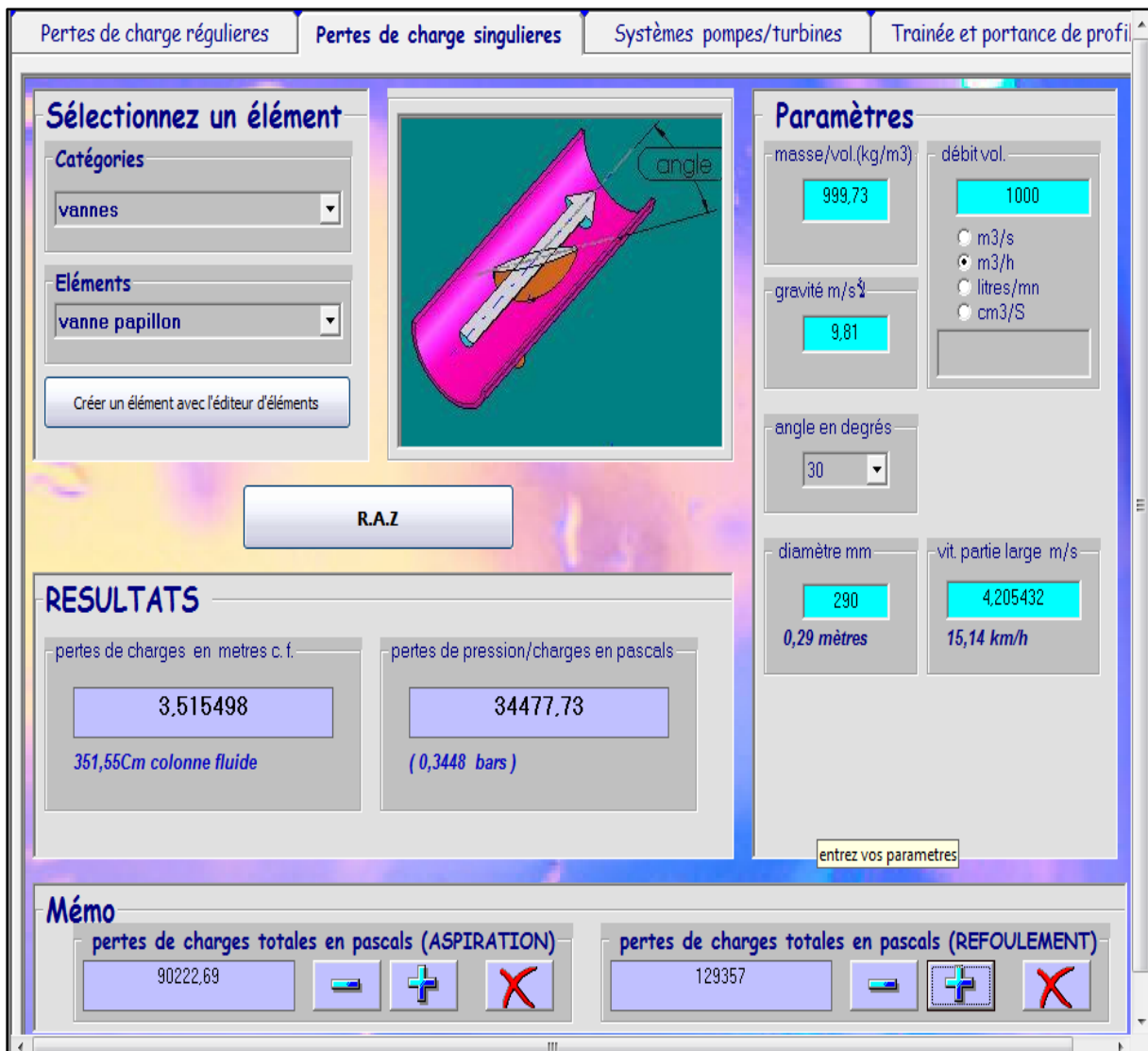


Figure III.14 : Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans les 02 vanes papillon.

• **PERTES DE CHARGES CALCULEES :**

- Coefficient de pertes de charge déterminée: $k = 3$.
- Pertes de charges singulières en mètres colonne de fluide = 3,515498 mètres.
- Pertes de charges singulière en pascals = 34477,73 Pascals
- Pertes de charges singulière en Bars = (0,3448 bars).

➤ **CAS UN CLAPET ANTI-RETOUR :**

• **PARAMETRES ETUDE PERTES DE CHARGE SINGULIERES :**

- Masse volumique = 999,73 kilogrammes/mètres cubes.
- Débit = 0,2777778mètres cubes/secondes.
- Gravité = 9,81 mètres/s².
- Diamètre partie large = 290 mm.
- Vitesse du fluide partie large = 4,205432 mètres/s.



Figure III.15 : Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans un clapet anti-retour.

• **PERTES DE CHARGES CALCULEES :**

- Coefficient de pertes de charge déterminé: $k = 0,15$.
- Pertes de charges singulières en mètres colonne de fluide = $4,507049E-02$ mètres.
- Pertes de charges singulière en pascals = $442,0222$ Pascals.
- Pertes de charges singulière en Bars = $(0,0044 \text{ bars})$.

➤ **CAS 01 FILTRE D'EAU :**

• **PARAMETRES ETUDE PERTES DE CHARGE SINGULIERES :**

- Masse volumique = $999,73$ kilogrammes/mètres cubes.
- Débit = $0,2777778$ mètres cubes/secondes.
- Gravité = $9,81$ mètres/s².
- Diamètre partie large = 290 mm.
- Vitesse du fluide partie large = $4,205432$ mètres/s.

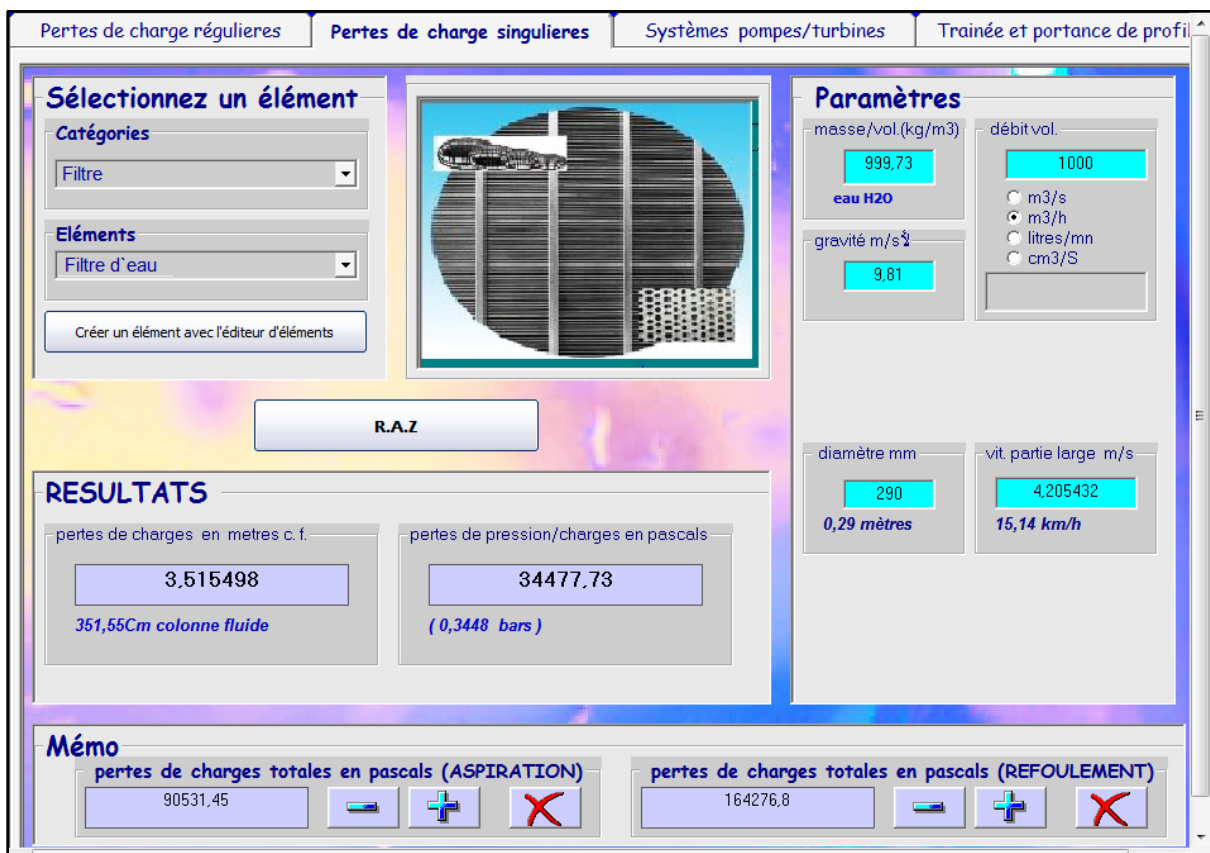


Figure III.16 : Résultats de simulation des pertes de charge singulières dans un filtre d'eau.

• **PERTES DE CHARGES CALCULEES :**

- Coefficient de pertes de charge déterminé: $k = 4$.
- Pertes de charges singulières en mètres colonne de fluide = 3,515498 mètres.
- Pertes de charges singulière en Pascals = 34477,73 Pascals.
- Pertes de charges singulière en Bars = (0,3448 bars).

➤ **RESULTATS DE L'ETUDE DES PARAMETRES POMPE / TURBINE :**

• **PARAMETRES ATMOSPHERIQUES :**

- Température ambiante = 20 °Celsius (293 kelvin).
- Altitude = 15 mètres.
- Pression atmosphérique = 101813,7 Pascals.

• **PARAMETRES DU FLUIDE :**

- Débit = 0,2777778 mètres cubes/secondes.
- Masse volumique = 999,73 kilogrammes/mètres cube.
- Pression vapeur saturante = 1300 Pascals (pression d'évaporation du fluide à une température donnée).

• **PARAMETRES DU RESEAU :**

- Pression réservoir aspiration = 101816,3 Pascals.
- Pression réservoir refoulement = 101800,3 Pascals.
- Hauteur d'aspiration = 0,22 mètres.
cote verticale de l'axe de pompe/turbine à la surface du fluide aspiré
valeur négative si l'axe de la pompe/turbine est plus bas que la surface du fluide aspiré.
- Hauteur de refoulement = 1,13 mètres.
c'est la cote verticale de l'axe de pompe/turbine à la surface du fluide refoulé
valeur négative si l'axe de la pompe/turbine est plus haut que la surface du fluide refoulé.
- Hauteur TOTALE = 1,35 mètres.
- Pertes charges conduit aspiration = 5309,785 Pascals

Total des pertes de charges régulières et singulières du conduit d'aspiration.

- Pertes charges conduit refoulement = 163276,8 Pascals

Total des pertes de charges régulières et singulières du conduit de refoulement.

- Charge hydrostatique = 2157,617 Pascals

Pression de résistance à l'aspiration due à la hauteur de colonne de fluide aspiré.

- Hauteur pratique totale = 20,068 mètres

Hauteur pratique d'élévation totale = (pertes charges + hauteur d'aspiration

Hauteur refoulement + pression réservoirs).

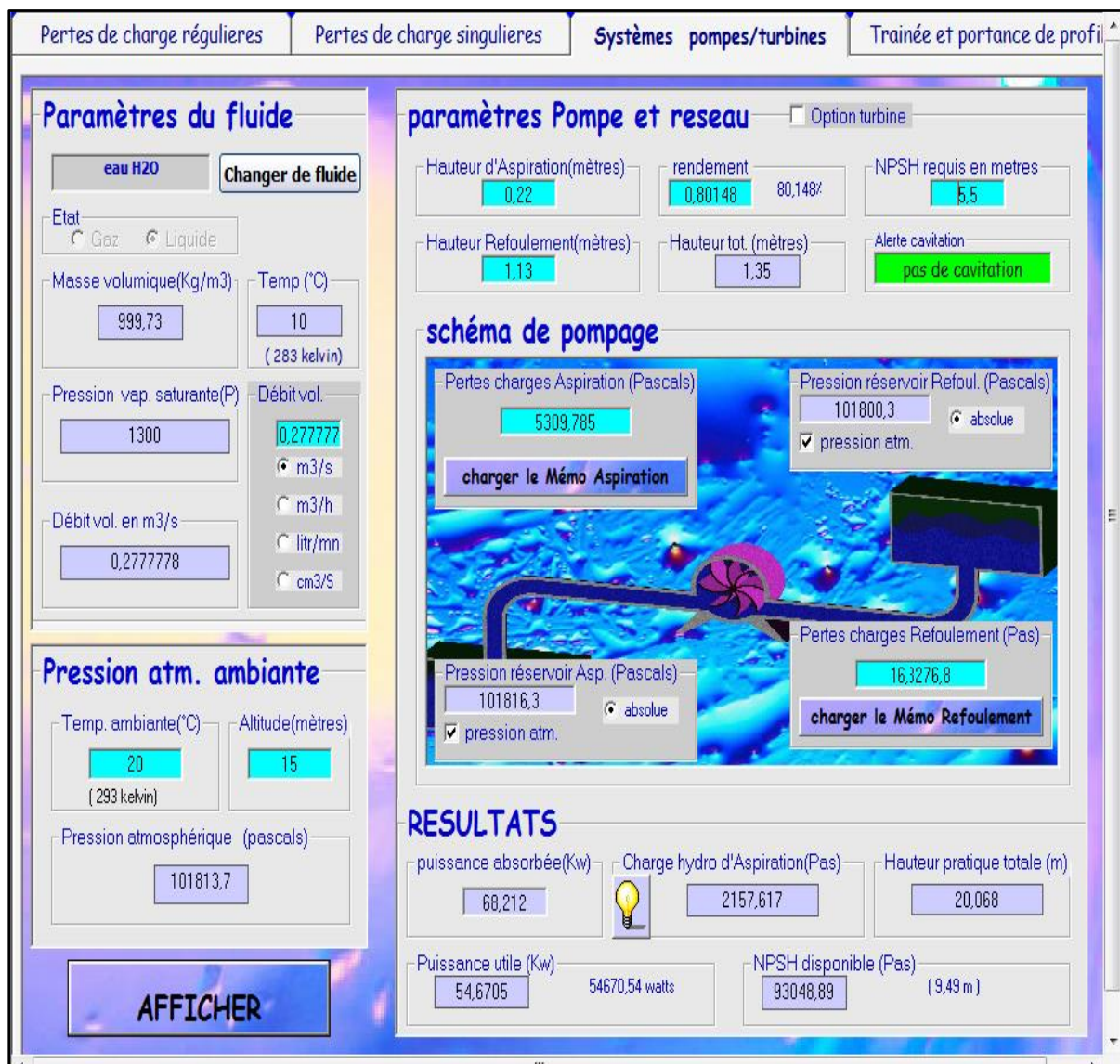


Figure III.17 : Résultats de simulation des paramètres pompe / turbine.

• **PARAMETRES DE LA POMPE :**

- NPSH requis de la pompe = 5,5 mètres.

le NPSH requis varie suivant les pompes de 0,5 à 3.(données fournies par le constructeur).

- NPSH disponible de la pompe en pascals = 93048,89 Pascals.

- NPSH disponible de la pompe en m.c.f. = (9,49 m) m.c.f.

le NPSH disponible donne la chute de pression disponible avant cavitation

si le NPSH disponible est inférieur au NPSH requis pour la pompe la pompe cavité.

si le NPSH disponible est inférieur ou égal à zéro c'est le conduit qui cavité

- Rendement de la pompe = 0,80148.

- Puissance absorbée = 68,212 kilowatts.

- Puissance utile = 54,67054 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 *Mec Flux* 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) 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 DONNEES DE DEPART

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).

Impulseur (Roue)		Diffuseur	
Diamètre d'entrée	$D_1 = 80$ (mm)	Diamètre d'entrée	$D_3 = 45$ (mm)
Diamètre de sortie	$D_2 = 110$ (mm)	Diamètre de sortie	$D_4 = 215$ (mm)
Largeur de sortie de l'ailette	$b_2 = 20$ (mm)	Largeur d'entrée du diffuseur	$b_3 = 16$ (mm)
Angle d'entrée l'ailette	$\beta_1 = 32$ (°)	Angle d'entrée du diffuseur	$\beta_3 = 9$ (°)
Angle de sortie l'ailette	$\beta_2 = 32$ (°)	Angle de sortie côté refoulement	$\beta_4 = 24$ (°)
Angle d'enroulement de l'ailette	$\varphi_1 = 115$	Nombre ailette	$ZR = 7$
Données		Largeur de sortie du diffuseur	$b_4 = 24$ (mm)
Vitesse de rotation	$N = 1750$ (tr/min)	Angle d'enroulement du diffuseur	$\varphi = 72$ (°)
Vitesse spécifique	$N_s = 76$	Cloche d'aspiration	
Débit	$Q = 1000$ (m ³ /h)	Diamètre à l'entrée	$D_5 = 256.17$ (mm)
Hauteur manométrique	$HM = 20$ m	Diamètre à la sortie	$D_6 = 160$ (mm)

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

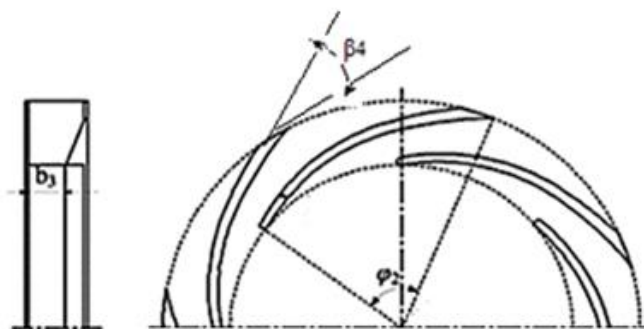


Figure IV.1 : les trois paramètres diffuseur à ailettes étudié de la pompe .

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) 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 :

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

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.

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

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

$$X_3 = \frac{\varphi - \varphi_0}{\Delta\varphi} \quad (IV.5)$$

Où X_1 , X_2 et X_3 sont les variables codées des paramètres respectivement de β_4 , b_3 et φ . β_{40} , b_{30} et φ_0 sont les valeurs de β_4 , b_3 et φ au niveau zéro (0). $\Delta\beta_4$, Δb_3 et $\Delta\varphi$ sont les intervalles de la variation respectivement de β_4 , b_3 et φ . Le rendement (η) et la puissance (pa) indiquée respectivement comme Y_1 , Y_2 et Y_3 , ont été analysées comme réponse.

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

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

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).

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
φ	Angle d'enroulement du diffuseur	(°)	70	72	74

Tableau IV.3 Caractéristiques du diffuseur et leurs niveaux.

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

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

Le tableau IV.3 montre les niveaux des quatre caractéristiques du diffuseur de la pompe. Pour déterminer les facteurs qui ont un effet statiquement 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 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 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 7.0.0** ». 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 divisé 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) est le facteur qui a un effet significatif mais 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 l'angle d'enroulement du diffuseur ($b_3 \times \varphi$) ne sont pas significatif, 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 44.68% suivi par l'angle du bord de fuite (β_4) avec une contribution de 8.44%.

Source	SCE	ddl	CM	F-valeur	Prob.	Cont. %	Remarque
Modèle	24.43	9	2.71	7.21	0.0035	–	Significatif
β_4	2.35	1	2.35	6.25	0.0339	8.44	Significatif
b_3	0.12	1	0.12	0.32	0.5847	0.43	Non significatif
φ	0.14	1	0.14	0.38	0.5516	0.50	Non Significatif
$\beta_4 \times b_3$	1.24	1	1.24	3.29	0.1029	4.45	Non significatif
$\beta_4 \times \varphi$	0.060	1	0.060	0.16	0.7002	0.21	Non significatif
$b_3 \times \varphi$	1.49	1	1.49	3.95	0.07108	5.35	Non significatif
β_4^2	12.43	1	12.43	33.01	0.0003	44.68	Significatif
b_3^2	0.055	1	0.055	0.15	0.7108	0.19	Non significatif
φ^2	0.023	1	0.023	0.062	0.8097	0.08	Non Significatif
Erreur	0.008	4	0.002	-	-	-	-
Totale	27.82	18	-	-	-	-	-

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

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 [11]. La normalité semble acceptable en plus les coefficients de corrélation très élevés.

Design-Expert® Software
Rendement

Color points by value of
Rendement :

82.13
77.8

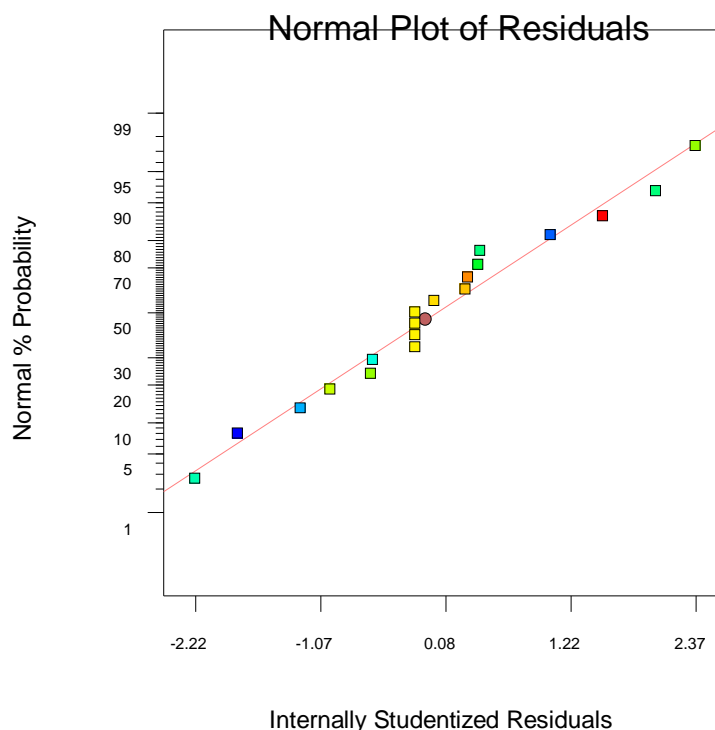


Figure IV.2 : Probabilités normales des résidus du rendement (η).

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

L'analyse de régressions linéaires multiples du rendement (η) en fonction des caractéristiques du diffuseur (β_4 , b_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 ($R^2 = 99\%$).

$$\eta = 81 - 1.4x_1 + 0.005x_2 + 0.017x_3 + 0.125x_4 - 0.591x_1x_2 - 0.154x_1x_3 + 0.346x_2x_3 - 0.154x_2x_4 - 1.74x_1^2 + 0.487x_4^2 \quad (IV.6)$$

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) et (IV.5).

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 :

$$\eta = 588.20 + 1.21 \beta_4 + 6.41 b_3 - 14.24 \varphi - 0.02 (\beta_4 b_3) - 0.202 (b_3 \varphi) - 0.009 \beta_4^2 + 0.122 \varphi^2 \quad (IV.7)$$

La valeur du coefficient de détermination R^2 pour le modèle du rendement (η) égale à 0.99. Cela signifie que 99% des variations du niveau du rendement (η) sont expliquées par ce modèle et que 1% restent par conséquent inexpliquées.

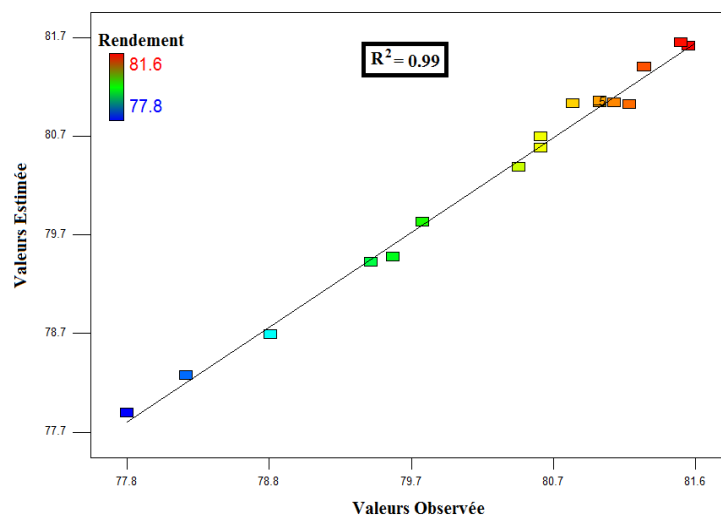


Figure IV.3 : Corrélation des valeurs mesurés et estimés du rendement (η).

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 estimées du rendement (η) par les équations du modèle développé et les valeurs observées.

VI.4.3 Évolution de la puissance (Pa) en fonction de β_4 , b_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 d'enroulement du diffuseur (φ) et l'interaction à deux niveaux l'angle du bord de fuite et l'angle d'enroulement du diffuseur ($(\beta_4 \times \varphi)$), 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'effet quadratique de l'angle du bord de fuite (β_4^2) est le facteur le plus influant avec une contribution de 24.79% suivi par l'interaction à deux niveaux l'angle du bord de fuite et l'angle d'enroulement du diffuseur ($(\beta_4 \times \varphi)$) avec une contribution de 12.89%.

Source	SCE	Ddl	CM	F-value	Prob.	Cont. %	Remarque
Modèle	23.37	9	2.6	3.56	0.0360	–	Significatif
β_4	1.14	1	1.14	1.57	0.2421	3.80	Non significatif
b_3	0.29	1	0.29	0.39	0.5468	0.96	Non significatif
φ	2.67	1	2.67	3.67	0.0477	8.92	Significatif
$\beta_4 \times b_3$	0.022	1	0.022	0.030	0.8657	0.073	Non significatif
$\beta_4 \times \varphi$	3.86	1	3.86	5.30	0.0468	12.89	Significatif
$b_3 \times \varphi$	0.76	1	0.76	1.04	0.3348	2.53	Non significatif
β_4^2	7.42	1	7.42	10.18	0.0110	24.79	Significatif
b_3^2	0.0063	1	0.0063	0.0084	0.9289	20.48	Non significatif
φ^2	0.14	1	0.14	0.19	0.6765	0.46	Non significatif
Erreur	0.0012	4	0.0003 2	-	-	-	-
Totale	29.93	18	-	-	-	-	-

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

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.

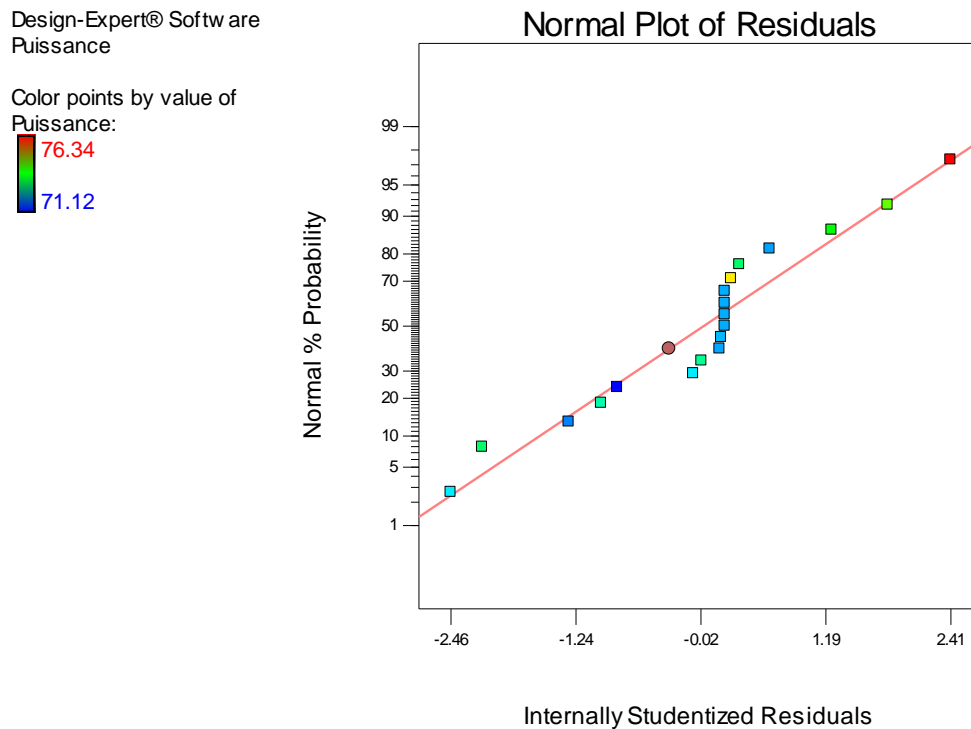


Figure IV.4 : Probabilités normales des résidus de la puissance (P_a).

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

L'analyse de régressions multiples de la puissance (P_a) en fonction des caractéristiques du diffuseur (β_4 , b_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 ($R^2 = 91\%$).

$$\begin{aligned}
 P_a = & 71.8 + 1.75x_1 - 0.244x_2 - 0.075x_4 - 0.335x_1x_2 \\
 & + 1.38x_2x_4 + 0.587x_1^2 + 0.667x_2^2
 \end{aligned}
 \tag{IV.8}$$

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) et (IV.5).

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

$$Pa = 519.69 - 0.21 \beta_4 - 30.59b_3 - 5.55\varphi + 0.01(\beta_4b_3) + 0.344(b_3\varphi) + 0.0029 \beta_4^2 + 0.167b_3 \quad (IV.9)$$

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 $R^2_{ajusté}=85,6\%$. 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 estimées de la puissance (Pa) par les équations du modèle développé et les valeurs observées.

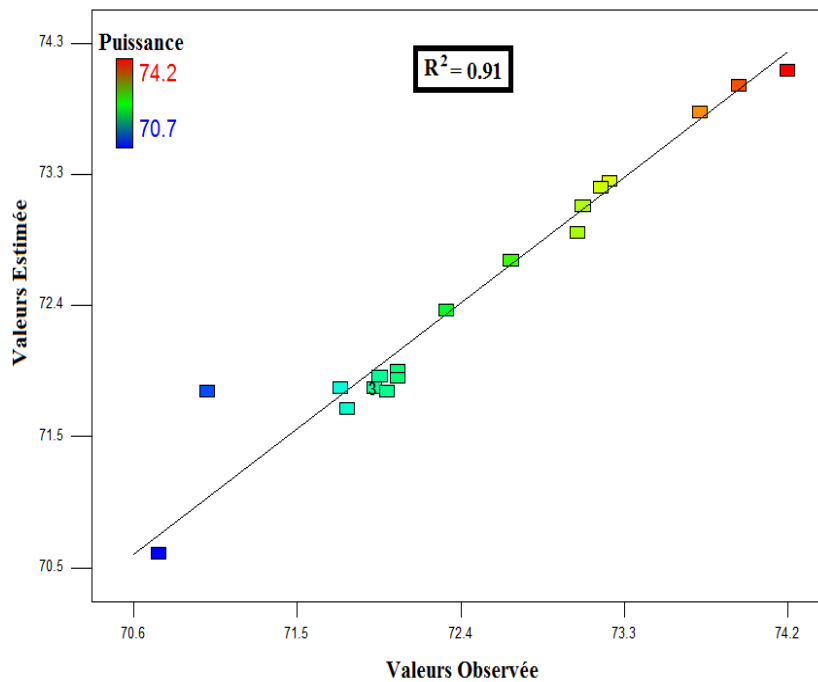


Figure IV.5 : Corrélation des valeurs mesurés et estimés de la puissance (Pa).

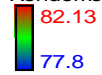
IV.4.5 3D Surfaces de réponses

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), 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).

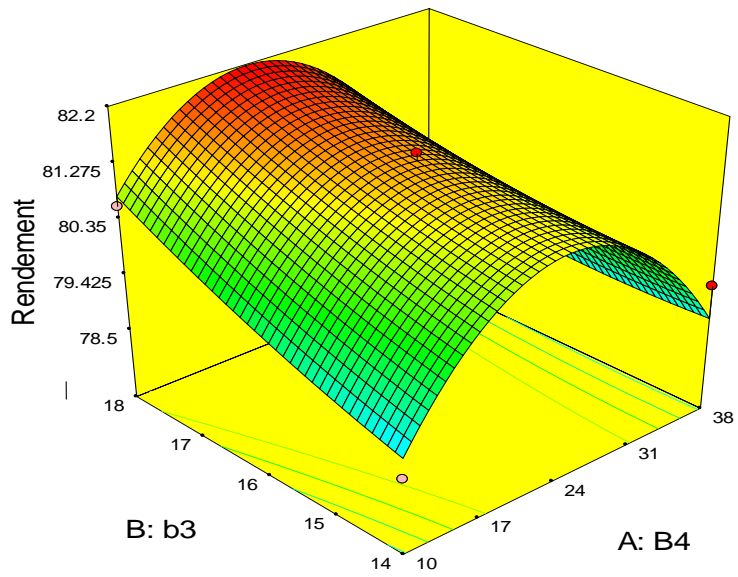
Design-Expert® Software

Rendement



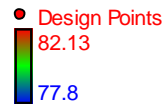
X1 = A: B4
X2 = B: b3

Actual Factor
C: \$ = 74



Design-Expert® Software

Rendement



X1 = A: B4
X2 = B: b3

Actual Factor
C: \$ = 74

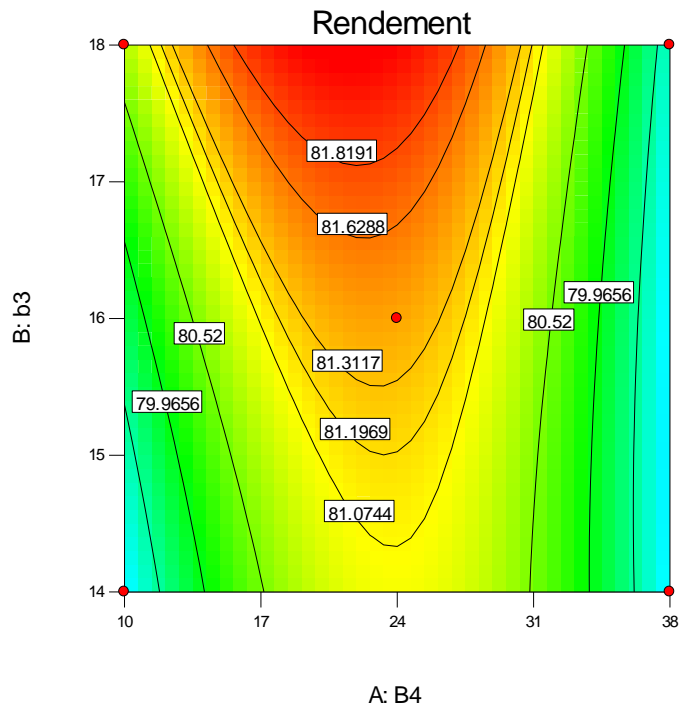


Figure IV.6 Effet l'angle du de bord de fuite (β_4) et la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) sur le rendement (η).

La figure IV.7 montre la variation du rendement avec la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) et, 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).

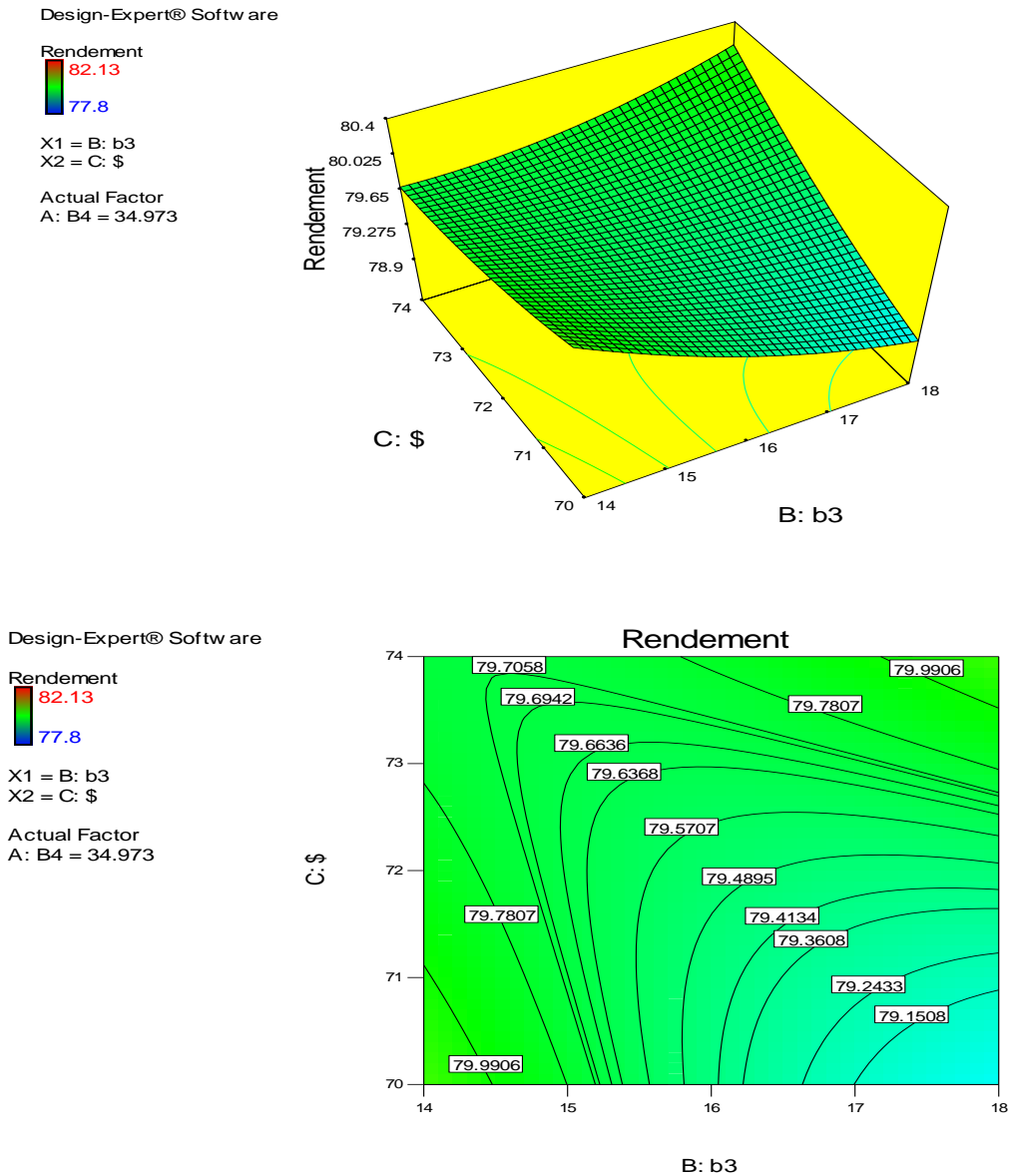


Figure IV.7: Effet de la largeur d'entrée (b_3) et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ) sur le rendement (η).

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) un effet significatif très important sur la puissance (Pa). Cette dernière affichée les valeurs des augmentations de la puissance (Pa) avec l'augmentation la largeur d'entrée du diffuseur (b_3). Les valeurs de la puissance (Pa) est presque constante au minimum valeur 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.

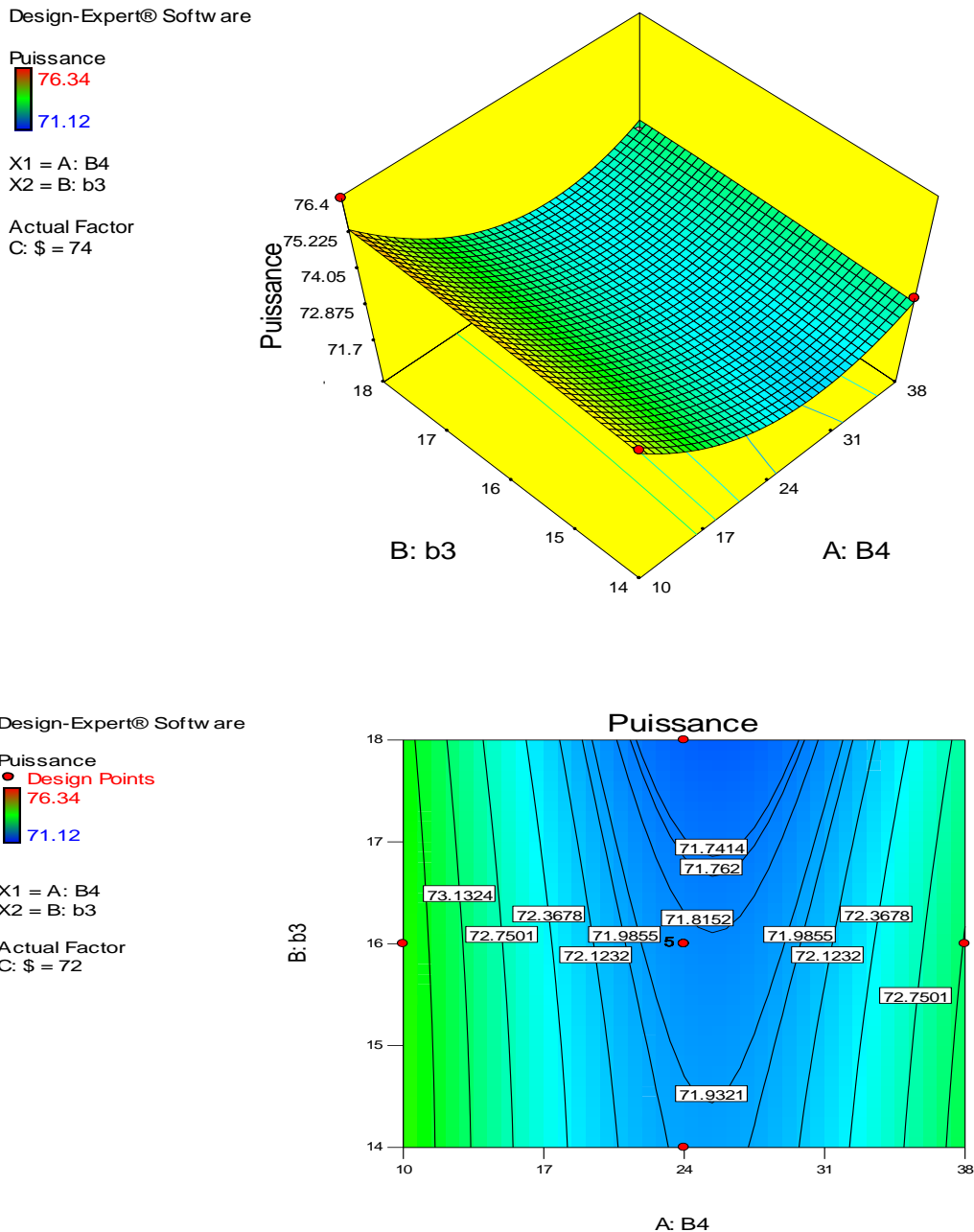


Figure IV.8 : Effet l'angle du bord de fuite (β_4) et la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) sur le rendement (η).

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 [11]. Notre objectif est de trouver les valeurs optimales des caractéristiques du diffuseur (β_4 , b_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 :

$$DF = \left(\prod_{i=1}^n d_i^{w_i} \right)^{\frac{1}{\sum_{j=1}^n w_j}} \quad (\text{IV.10})$$

$$F(x) = -DF$$

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 :

$$d_i = 0 \quad \text{Si} \quad Y_i \leq \text{Min}_i$$

$$di = \left[\frac{Y_i - Min_i}{T_i - Min_i} \right] \quad \text{Si} \quad Min_i \leq Y_i \leq T_i \quad \text{(IV.11)}$$

$$di = \left[\frac{Y_i - Max_i}{T_i - Max_i} \right] \quad \text{Si} \quad T_i \leq Y_i \leq Max_i$$

$$di = 0 \quad \text{Si} \quad Y_i \geq Max_i$$

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.11) et (IV.12), afin de faire encore une substitution par les désirabilités individuelles dans l'équation (IV.10). 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 :

$$di = 0 \quad \text{Si} \quad Y_i \leq Min_i$$

$$di = \left[\frac{Y_i - Min_i}{Max_i - Min_i} \right] \quad \text{Si} \quad Min_i \leq Y_i \leq Max_i \quad \text{(IV.12)}$$

$$di = 1 \quad \text{Si} \quad Y_i \geq Max_i$$

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

$$di = 1 \quad \text{Si} \quad Y_i \leq Min_i$$

$$d_i = \left[\frac{Max_i - Y_i}{Max_i - Min_i} \right] \quad \text{Si} \quad Min_i \leq Y_i \leq Max_i \quad \text{(IV.13)}$$

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

$$D = \frac{\sum_{i=1}^p w_i \cdot |d_i(Y_i) - d_i(T_i)|}{p} \quad \text{(IV.14)}$$

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 :

$$\sum_{i=1}^p w_i = 1 \quad \text{(IV.15)}$$

Où :

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

Voici une synthèse de cette technique d'optimisation simultanée de plusieurs réponses employées 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.12) ou (IV.13).

– Évaluer la fonction de désirabilité globale en chaque point du plan de simulation, pour chaque réponse à l'aide de l'équation (IV.14).

Les contraintes utilisées pendant le processus d'optimisation sont illustrées dans le tableau IV.6. Les solutions optimales sont rapportées dans le tableau (IV.7) par ordre de niveau décroissant de désirabilité. La valeur de désirabilité 0.883 correspond à la meilleure valeur du rendement avec minimales puissance dans la gamme des caractéristiques du diffuseur indiqué.

Condition	Objectif	Limite inférieure	Limite supérieure
Angle du bord de fuite (°)	Intervalle	10	38
Largeur d'entrée du diffuseur (mm)	Intervalle	14	18
Angle d'enroulement du diffuseur (°)	Intervalle	70	74
Rendement (%)	Maximisé	77.8	82.13
Puissance (KW)	Minimisé	71.12	76.34

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

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 optimums des caractéristiques du diffuseur.

Solution N°	β_4 (°)	b_3 (mm)	φ (°)	η (%)	Pa (Kw)	Désirabilité
1	21.7973	18	70.5523	81.2112	71.1687	0.883
2	21.7616	18	70.5355	81.2085	71.1646	0.883
3	21.7798	18	70.5073	81.2025	71.1555	0.883
4	21.6866	18	70.4449	81.1918	71.1395	0.883
5	22.1253	18	70.9156	81.2806	71.2756	0.883

Tableau IV.8 les conditions optimales.

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 et φ) pour obtenir les meilleurs valeurs des performances de la pompe centrifuge étudiée (le rendement et la puissance).

Réponse	Prédiction	95% IC Min	95% IC Max	95% IP Min	95% IP Max
Rendement (η)	81.2149	80.22	82.21	79.51	82.92
Puissance (Pa)	71.1742	69.79	72.56	68.80	73.55

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

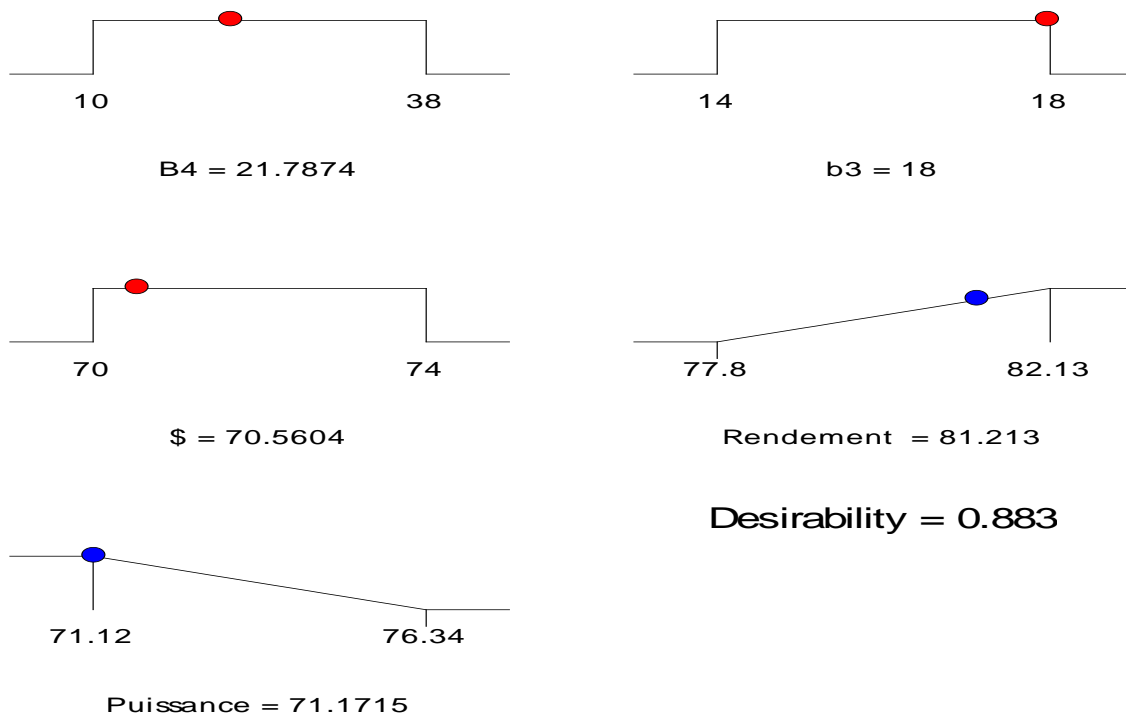


Figure IV.09: Diagramme d'optimisation de réponses multiples de Rendement (η) et de la Puissance (Pa).

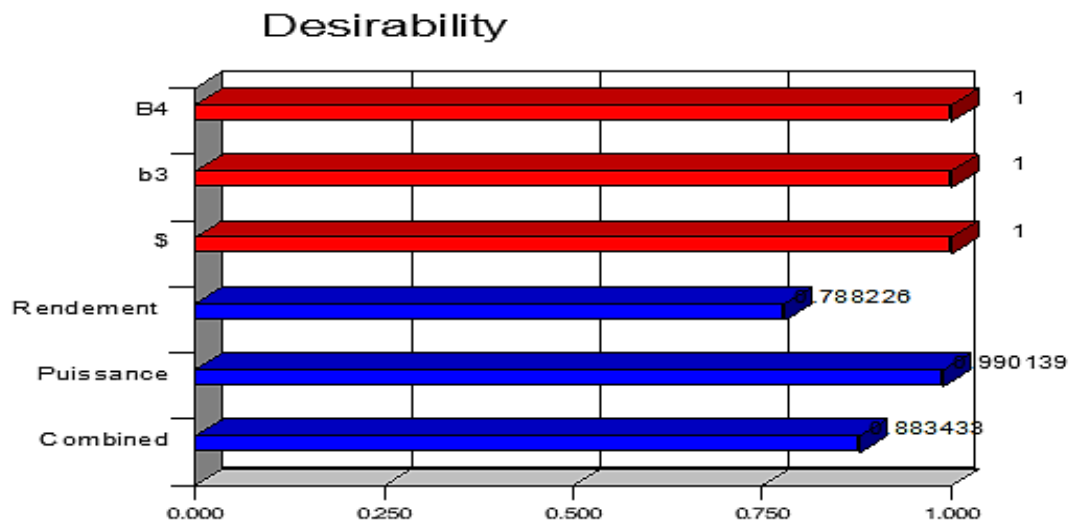


Figure IV.10 : Diagramme de désirabilité du Rendement (η) et de la Puissance (Pa).

CONCLUSION GENERALE

Une étude théorique et de simulation ont été élaborées sur une pompe centrifuge 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 centrifuge 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 :

- 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 l'angle d'enroulement de l'ailette (φ) et la largeur d'entrée du diffuseur (b_3).

- 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 sur le rendement avec une contribution de 44,68%.

- D'une manière générale, l'angle d'enroulement du diffuseur (φ) et l'interaction à deux niveaux l'angle du bord de fuite et l'angle d'enroulement du diffuseur ($(\beta_4 \times \varphi)$) ainsi que l'effet quadratique de l'angle du bord de fuite (β_4^2) 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 obtenir le meilleur rendement avec la puissance minimale sont : l'angle d'enroulement du diffuseur (φ), 70,55°, angle du bord de

CONCLUSION GENERALE

fuite (β_4), 21.79° et largeur d'entrée du diffuseur (b_3), 18 mm; avec le rendement estimée de 81.21% et pour la puissance de 71.16 kw.

Références bibliographique

- [1] Histoire de l'énergie hydraulique : moulins, pompes, roues et turbines de l'Antiquité au XX^{ème} siècle, page 182, par Pierre-Louis Viollet, Presse des ponts, 2005.
- [2] Poulain, Jean. 2001. "Pompes Rotodynamiques. Fonctionnement." Techniques de L'ingénieur. Génie Mécanique B4302 : B4302. 1–B4302. 24.
- [3] BASCAL BIGOT, "Cours : Les Pompes", 2011.
- [4] Séminaire Pompes centrifuges, Ecole de Boumerdès, IAP, 2014.
- [5] G.tayeb et D.ferhat, mémoire fin d'étude " les pompes centrifuge ", Faculté de Technologie, Département d'Hydraulique 2013.
- [6] Jeu Hég, l'usine nouvelle Série, estion industrielle Pratique de la maintenance préventive. Dunod, Paris, 2002
- [7] Perret Ren,. La cavitation : une introduction. Encyclopédie de l'énergie Cours de formation enhydraulique, Avril 2016.
- [8] Site web: <https://www.encyclopedie-energie.org/la-cavitation-une-introduction/>
- [9] Jean François Lapray, pompes centrifuge, hélico-centrifuges et axiales : cavitation Techniquesd'ingénieur, Réf : B4313 v1, 1994.
- [10] Yves LECOFFRE, la cavitation traqueuse de bulles, durand-28600 luisant paris 1994.
- [11] D.C. Montgomery, Design and analysis of experiments, 5thed: Wiley & Sons Inc; New York (2001).