الجمهوريـة الجزائـريـة الديمقراطيـة الشعبيـة
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليـم العالـي والبحـث العلمـي
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

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

Nº Ref :……

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

Spécialité : Hydraulique Urbaine

Etude des conditions du phénomène de cavitation et des performances d'une pompe centrifuge au niveau du complexe Sidérurgique d'El Hadjar

Réalisé par :
- LABIOD Fatima-Zohra

Soutenu devant le jury :

M. MOUSSOUNI Abderrezak	**Président**
M. TOURKI Mahmoud	**Examinateur**
M. AZIZI Mohamed Walid	**Promoteur**

Année universitaire : 2017/2018

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail

A mes très chers parents

A mes chers frères

A mes chères sœurs

Et à toutes mes amies.

FATIMA

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 M. 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.

Nous remercions les membres du jury pour l'intérêt porté à mon travail. Merci de nous avoir honoré de votre présence.

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

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

Nomenclatures

Symbole	Description	Unité
g	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}	Charge totale du fluide à l'orifice d'aspiration	
H_{TR}	Charge totale du fluide à l'orifice de refoulement	
P_{ab}	Puissance absorbée de la pompe	**[w]**
Pu	Puissance utile	**[w]**
$NPSH_d$	Différence entre la pression totale et la pression de vapeur	
NPSH *requis*	Charge nette absolue à l'aspiration	
NPSP	Pression positive nette à l'aspiration	**[m]**
NPSE	Energie massique à l'aspiration	**[m]**
D	Diamètre	**[m]**
L	Longueur	**[m]**
b	Largeur de la roue	**[m]**

H	Hauteur nette hydraulique	**[m]**
$\boldsymbol{H_c}$	Hauteur manométrique de circuit	**[m]**
$\boldsymbol{H_p}$	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'entrainement	$\boldsymbol{[m/s]}$
V	Vitesse absolue	$\boldsymbol{[m/s]}$
Vu	Vitesse circonférentielles	$\boldsymbol{[m/s]}$
$\boldsymbol{V_r}$	Vitesse radiale	$\boldsymbol{[m/s]}$
$\boldsymbol{P_V}$	Pression de vapeur saturante	**[Pa]**
$\boldsymbol{P_{tl}}$	Pression totale à l'entrée de la pompe	**[Pa]**
$\boldsymbol{P_{min}}$	Pression minimale calculée dans le champ de l'écoulement	**[Pa]**
$\boldsymbol{R_e}$	Rayon extérieur de la machine	
$\boldsymbol{U_e}$	Vitesse au rayon extérieur	$\boldsymbol{[m/s]}$
$\boldsymbol{P_a}$	Pression d'aspiration	**[Pa]**
$\boldsymbol{P_r}$	Pression de refoulement	**[Pa]**

$\boldsymbol{D_a}$	Diamètre d'aspiration	**[m]**
$\boldsymbol{D_r}$	Diamètre de refoulement	**[m]**
$\boldsymbol{L_a}$	Longueur d'aspiration	**[m]**
$\boldsymbol{L_r}$	Longueur de refoulement	**[m]**
$\boldsymbol{V_{asp}}$	Vitesse d'aspiration	**[** $\boldsymbol{m/s}$**]**
$\boldsymbol{V_{ref}}$	Vitesse refoulement	**[** $\boldsymbol{m/s}$**]**
$\Delta\boldsymbol{H_{asp}}$	Perte de charge d'aspiration	**[m]**
$\Delta\boldsymbol{H_{ref}}$	Perte de charge refoulement	**[m]**
$\Delta\boldsymbol{H_{circuit}}$	Perte de charge de circuit	**[m]**
$\boldsymbol{R_e}$	Nombre de Reynolds	
$\boldsymbol{h_a}$	La hauteur géométrique d'aspiration	**[m]**
$\boldsymbol{Z_{col}}$	Altitude colonne	**[m]**
$\boldsymbol{Z_{res}}$	Altitude de réservoir	**[m]**
$\boldsymbol{P_{col}}$	Pression colonne	**[Pa]**
$\boldsymbol{P_{res}}$	Pression de réservoir	**[Pa]**

Symboles grecs

Symbole	Description	Unité
$\boldsymbol{\rho}$	La masse volumique de fluide	$\boldsymbol{[Kg/m^3]}$
$\boldsymbol{\alpha}$	Angle entre v et u	
$\boldsymbol{\beta}$	Angle entre w et u	
ω	Vitesse de rotation	**[rad/s]**
$\boldsymbol{\eta_g}$	Rendement globale de la pompe	**[%]**
$\boldsymbol{\sigma}$	Coefficient de cavitation	
ν	Viscosité cinématique	$\boldsymbol{[\ m^2/s]}$
ε	Coefficient de rugosité	
λ	Coefficient de perte de charge linéaire	

Indices et exposants

Symbole	Description
S	Spécifique
V	Vapeur saturante
min	Minimum
asp	Aspiration
ref	Refoulement
col	Colonne
res	Réservoir

Sommaire

Dédicaces ..... **I**

Remerciements ..... **II**

Nomenclatures ..... **III**

Symboles grecs ..... **VI**

Indices et exposants ..... **VII**

Sommaire ..... **VIII**

Liste des Tableaux ..... ***XIII***

Liste des Figures ..... ***XIV***

Résumé ..... ***XVIII***

Abstract ..... ***XIX***

ملخص ..... ***XX***

Introduction générale **1**

Chapitre I : Généralités sur les pompes centrifuges

I.1. Généralités 3

I.2. Description d'une pompe centrifuge 5

I.3. Composantes d'une pompe centrifuge 6

I.3.1. Roue (turbine, rotor) 6

I.3.2. Distributeur 8

I.3.3. Diffuseur 9

I.3.4. Volute 9

I.3.5. Divergent (sortie) 10

I.4. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge.....10

I.5. Caractéristiques d'une pompe centrifuge :.....10

I.6. Conclusion.....12

Chapitre II : Similitude et cavitation dans les pompes centrifuges

II.1. Similitude dans les pompes.....13

Introduction.....13

II.1.1. Lois de similitude applicables aux pompes centrifuges.....13

II.1.2. Vitesse spécifique ***NS*** :.....17

II.1.3. Diamètre spécifique ***DS***.....17

II.2. Description du phénomène de cavitation.....18

II.3. Diverses formes de cavitation.....19

II.3.1. Cavitation à bulles séparées.....19

II.3.2. Cavitation à poches.....20

II.3.3. Cavitation à lames.....21

II.3.4. Cavitation de vortex.....22

II.3.5. Cavitation de mélange.....22

II.4. Les paramètres caractérisant la cavitation.....23

II.4.1. La pression 23

II.4.2. Les NPSH, NPSP et NPSE 24

II.4.3. Coefficients relatifs à la naissance de la cavitation 24

II.4.4. La cavitation stationnaire : le coefficient de cavitation 25

II.4.5. Exemple de corrélations du rapport $\sigma 2\alpha$ avec les instabilités 25

II.4.6. Le nombre de Strouhal 25

II.4.7. La vitesse spécifique d'aspiration 26

II.4.8. Les effets thermiques 27

II.5. Effet de la cavitation dans les pompes centrifuges 28

II.5.1. Érosion de cavitation 28

II.5.2. Bruit de cavitation 29

II.5.3. Pertes de performances 29

II.5.4. Vibrations 30

II.6 . Conclusion 30

Chapitre III : Calculs et simulations

III .1. Introduction 31

III.2. Les données 31

III .2.1. Schéma de circuit 31

III .2.2. Courbe caractéristique de la pompe 32

III .2.3.Tableau représentant les paramètres de circuit 33

III .2.4. Partie d'aspiration 34

III .2.5. Partie refoulement 34

III .3.Les calculs 35

III .3.1.Calcul nombre de rynolds $\boldsymbol{Re}$ 35

III .3.2.Calcul $\boldsymbol{\varepsilon d}$ 35

III .3.3.Calcul $\boldsymbol{\lambda}$ 36

III .3.4.Calcul de $\boldsymbol{\Delta Haspiration}$ 37

III .3.5.Calcul de $\Delta \boldsymbol{Hrefoulement}$ 38

III .3.6.Calcul de $\Delta \boldsymbol{Hcircuit}$ 38

III .3.7.Détermination de $\boldsymbol{Hmt}$ 39

III .3.8.Calcul du Rendement 40

III .3.9.Calcul $\boldsymbol{NPSHd}$ 42

III .4. Simulations pompage du circuit avec logiciel MECAFLUX 43

III .4.1.Partie aspiration 43

III .4.2.Partie Refoulement 47

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 67

IV.4.1. Sensibilité du rendement en fonction de α_3, b_3, D_3 et φ 67

IV.4.2. Analyse de régression pour le rendement (η) en fonction de α_3, b_3, D_3 et φ 69

IV.4.3. Évolution de la puissance (Pa) en fonction de α_3, b_3, D_3 et φ 70

IV.4.4. Analyse de régression pour la puissance (Pa) en fonction de α_3, b_3, D_3 et φ 71

IV.4.5. Surfaces de réponses 72

IV.5. Optimisation les caractéristiques du diffuseur 78

Conclusion 83

Conclusion générale 85

Références Bibliographiques 87

Annexes 88

Liste des Tableaux

N°	Intitulé	Page
III.1	Représentation les paramètres de circuit	**34**
III.2	Estimation de débit et la hauteur manométrique de pompe et circuit	**41**
IV.1	Principaux paramètres de conception et géométriques de la pompe Centrifuge.	**63**
IV.2	Plan composite centrée avec cinq (05) points centré (21 essais)	**65**
IV.3	Caractéristiques du diffuseur et leurs niveaux	**66**
IV.4	Résultats obtenus du rendement et de la puissance	**66**
IV.5	Analyse de la variance ANOVA pour le rendement	**68**
IV.6	Analyse de la variance ANOVA pour la puissance	**70**
IV.7	Les contraintes pour optimisation des paramètres d'usinage	**81**
IV.8	Conditions optimales	**81**
IV.9	Intervalles de prévision optimale des réponses (ŋ et Pa)	**82**

Liste des Figures

N°	Intitulé	Page
I.1	Pompe centrifuge	**4**
I.2	Pompe-hélice	**4**
I.3	Pompe hélico-centrifuge	**4**
I.4	Représentation schématique d'une pompe centrifuge	**6**
I.5	Roue	**6**
I.6	Les types des roues des pompes	**7**
I.7	Distributeur	**8**
I.8	Diffuseur	**9**
I.9	Volute	**10**
II.1	Triangle des vitesses pour deux pompes semblables	**14**
II.2	Cavitation à bulles sur un profil d'aile	**19**
II.3	Cavitation à poches sur un engin sous-marin	**20**
II.4	Cavitation à poches sur une roue de pompe	**20**
II.5	Cavitation à poches sur un entrefer de roue	**21**
II.6	Cavitation à lames sur une pale d'hélice	**21**

II.7	Cavitation d'extrémité de pale d'hélice	**22**
II.8	Tourbillons cavitants en aval d'un obstacle	**22**
II.9	Cavitation de mélange en aval d'une vanne papillon	**23**
II.10	Détermination de la zone de cavitation sur l'extrados d'un profil à partir de l'évolution de la pression	**23**
II.11	Diagramme de phase liquide-vapeur : P=f(V)	**27**
II.12	Détérioration de pièces mécanique soumises à une exposition prolongée de la cavitation.	**28**
II.13	Érosion par cavitation d'une roue de pompe centrifuge	**29**
III .1	Circuit de pompage étudié	**31**
III .2	Courbe caractéristique de la pompe GROSCLAUDE ALPHA –M 250	**33**
III. 3	La variation de la hauteur manométrique en fonction du débit	**42**
III.4	Résultats de la simulation des pertes de charge linéaire dans la partie aspiration	**44**
III.5	Paramètres d'entrée pour la simulation des pertes de charge singulières du coud	**46**
III .6	Résultats de la simulation du coude 90°dans la partie aspiration	**47**
III .7	Résultats de la simulation des pertes de charge linéaire dans la partie refoulement	**48**

III .8	Résultats de la simulation des pertes de charge singulières dans la partie refoulement	**50**
III .9	Résultats de la simulation du 04 coudes 90° dans la partie refoulement	**51**
III .10	Résultats de la simulation du 03 coudes 45° dans la partie refoulement	**53**
III .11	Paramètres d'entrée pour la simulation des pertes de charge singulières du vanne papillon	**55**
III .12	Résultats de la simulation du vanne papillon dans la partie refoulement	**56**
III .13	Résultats de la simulation du vanne opercule (N^0 1) dans la partie refoulement	**58**
III .14	Résultats de la simulation du vanne opercule (N^0 2) dans la partie refoulement	**60**
III .15	Résultats de la simulation des paramètres pompe /turbine	**61**
IV.1	Quatre paramètres de diffuseur à ailettes étudié	**64**
IV.2	Probabilités normales des résidus du rendement (ŋ)	**68**
IV.3	Corrélation des valeurs mesurés et estimés du rendement (ŋ)	**69**
IV.4	Probabilités normales des résidus de la puissance (Pa)	**71**
IV.5	Corrélation des valeurs mesurés et estimés de la puissance (Pa)	**72**
IV.6	Effet de l'angle d'entrée ($\alpha 3$) et l'angle d'enroulement (Ø) sur le rendement (ŋ)	**73**

IV.7	Effet de la largeur d'entrée (b3) et le diamètre d'entrée (D3) sur le rendement (ŋ)	**74**
IV.8	La largeur d'entrée (b3) et l'angle d'enroulement (∅) sur le rendement (ŋ)	**75**
IV.9	Effet de l'angle d'entrée ($\alpha 3$) et l'angle d'enroulement (∅) sur le rendement (ŋ)	**76**
IV.10	Effet de l'angle d'entrée ($\alpha 3$) et l'angle d'enroulement (∅) sur le rendement (ŋ)	**77**
IV.11	Effet de l'angle d'entrée ($\alpha 3$) et l'angle d'enroulement (∅) sur le rendement (ŋ)	**78**
IV.12	Diagramme d'optimisation de réponses multiples de Rendement (ŋ) et de la Puissance (Pa)	**82**
IV.13	Diagramme de désirabilité du Rendement (ŋ) et de la Puissance (Pa)	**83**

Résumé

L'étude de la cavitation mobilise toujours l'énergie de nombreux chercheurs car plusieurs phénomènes de divers niveaux interagissent au sein d'un écoulement en cours de cavitation : moléculaire, thermodynamique, hydrodynamique, hydroacoustique, mécanique et vibratoire, interaction fluide structure,...etc.

Ce phénomène physique de cavitation n'a de cesse d'être étudié pour les raisons principales suivantes : la cavitation cause de fortes baisses de performances dans les pompes centrifuges ou' elle a lieu, elle est aussi source de bruit, et peut endommager gravement les surfaces solides près des quelles elle se développe.

Ce mémoire consiste à faire une étude hydraulique , suivi d'une simulation sur un circuit de pompage d'une installation qui se trouve au niveau du *complexe sidérurgique* d'*El-Hadjar* afin de vérifier le fonctionnement de la pompe centrifuge monocellulaire (*Grosclaude Alpha – M 250*), 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 principal de ce travail est, d'une part, la modélisation et le développement des équations de prédictions des performances de la pompe centrifuge étudiée (le rendement et la puissance) en fonction des caractéristiques du diffuseur (angle d'entrée (α_3), largeur d'entrée (b_3), diamètre d'entrée (D_3) et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ)) en utilisant la Méthodologie des Surfaces de Réponses (MSR). D'autre part, on s'intéresse à l'optimisation multiple réponses afin de trouver les valeurs optimales des caractéristiques du diffuseur par rapport aux objectifs.

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

Abstract

The study of cavitation always mobilizes the energy of many researchers because several phenomena of various levels interact within a flow during cavitation: molecular, thermodynamic, hydrodynamic, hydroacoustic, mechanical and vibratory fluid interaction structure,…etc.

This physical phenomenon of cavitation is continually being studied for the following main reasons: cavitation causes sharp declines in performance in centrifugal pumps where it occurs, it is also a source of noise, and can seriously damage solid surfaces near which it develops.

This thesis consists of a hydraulic study followed by a simulation on a pumping circuit of an installation located at the El-Hadjar steel complex to verify the operation of the single-cell centrifugal pump (Grosclaude Alpha- M 250), 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 (the yield and the power) according to the characteristics of the diffuser (angle of entry (α_3), input width (b_3), input diameter (D_3) and diffuser winding angle (φ)) using the Response Surface Methodology (MSR). On the other hand, we are interested in the multiple optimization responses in order to find the optimal values of the characteristics of the diffuser in relation to the objectives.

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

ملخص

تقوم دراسة التجويف دائمًا بتعبئة طاقة العديد من الباحثين لأن العديد من الظواهر من مختلف المستويات تتفاعل داخل التدفق أثناء التجويف: هيكل التفاعل الجزيئي والسائل المائي والجزيئي الحراري والهيدروليكي وهيكل التفاعل السوائل الاهتزازي،...الخ.

تتم دراسة هذه الظاهرة الفيزيائية للتجويف باستمرار للأسباب الرئيسية التالية: يسبب التجويف انخفاضات حادة في الأداء في مضخات الطرد المركزي حيث يحدث، وهو أيضًا مصدر للضوضاء، ويمكن أن يلحق أضرارًا بالغة الأسطح الصلبة التي تتطور بالقرب منها

ولذلك بدا من المثير للاهتمام للغاية إجراء بحث ببليوغرافي مختصر عن ظاهرة التكهف في مضخات الطرد المركزي تم حجز هذا العمل للطلاب المهتمين بحساب محطات الضخ

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

الهدف من هذا العمل هو من ناحية إلى نموذجة وتطوير معادلات التنبؤ بأداء مضخة الطرد المركزي المدروسة (المردود والطاقة) وفقا لخصائص الناشر (زاوية الدخول (α_3) وعرض المدخلات (b3) وقطر الإدخال (D3) وزاوية لف ناشرة ((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،HMT ، ناشر، النموذجة ، التحسين.

Introduction générale

Introduction générale

La cavitation reste, aujourd'hui encore, un sujet de préoccupation majeure pour ceux qui s'intéresse aux pompes centrifuges, qu'il soit utilisateur ou bien entendu constructeur. L'évolution rapide de l'industrie des pompes centrifuges, les récents progrès réalisés dans l'étude et la compréhension des nombreux mécanismes qui régissent le phénomène de cavitation, rendent nécessaire la mise à jour des connaissances sur le sujet. Ce mémoire a pour but de fournir au lecteur des explications et des éléments directement exploitables sur le plan pratique, tout en essayant de mettre en évidence la complexité des nombreux éléments à prendre en compte.

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

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

- L'étude hydraulique suivi d'une simulation sur un circuit de pompage d'une installation qui se trouve au niveau du *complexe sidérurgique* d'*El-Hadjar* afin de vérifier le fonctionnement de la pompe centrifuge monocellulaire (*Grosclaude Alpha –M 250*), dans le but de détecter les problèmes à résoudre si nécessaire.
- La modélisation pour l'optimisation des performances de la pompe centrifuge étudiée, le rendement et la puissance en fonction des caractéristiques du diffuseur (angle d'entrée (α_3),

largeur d'entrée (b_3), diamètre d'entrée (D_3) et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ)) on utilisant la Méthodologie des Surfaces de Réponses (MSR).

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

Le premier chapitre présente les notions fondamentales des pompes centrifuges. Une présentation des différents éléments constitutif de la pompe centrifuge, roues mobiles et fixes, volute, divergents et leurs rôles, est donnée. Finalement, on termine ce chapitre par une analyse de fonctionnement et de l'installation d'une pompe sur un réseau et la détermination des paramètres de la pompe.

Le second chapitre s'intéressera aux similitudes dans les pompes. Enfin, nous terminons par l'étude d'un phénomène d'une grande importance qui est la cavitation de la pompe concernant l'installation et les pertes de charge dans la conduite d'aspiration.

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 sidérurgique d'El-Hadjar, 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 des caractéristiques du diffuseur (angle d'entrée du diffuseur (α_3), largeur d'entrée du diffuseur (b_3), diamètre d'entrée du diffuseur (D_3) et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ)) en utilisant la méthodologie des surfaces de réponse (MSR).

Enfin, nous terminons notre travail par une conclusion générale.

Chapitre I

Généralités sur les pompes centrifuges

I.1. Généralités

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

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

- **Les propriétés du fluide** : masse volumique, viscosité, compressibilité.
- **Les caractéristiques de l'installation** : longueur, diamètre, rugosité, singularités etc.
- **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, parmi eux les turbopompes.

On distingue dans la catégorie des turbopompes, les trois principaux types suivants :

- Les pompes centrifuges (Figure.I.1)
- Les pompes hélices ou axiales (Figure.I.2)
- Les pompes hélico-centrifuges ou semi –axiales (Figure. I.3)

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

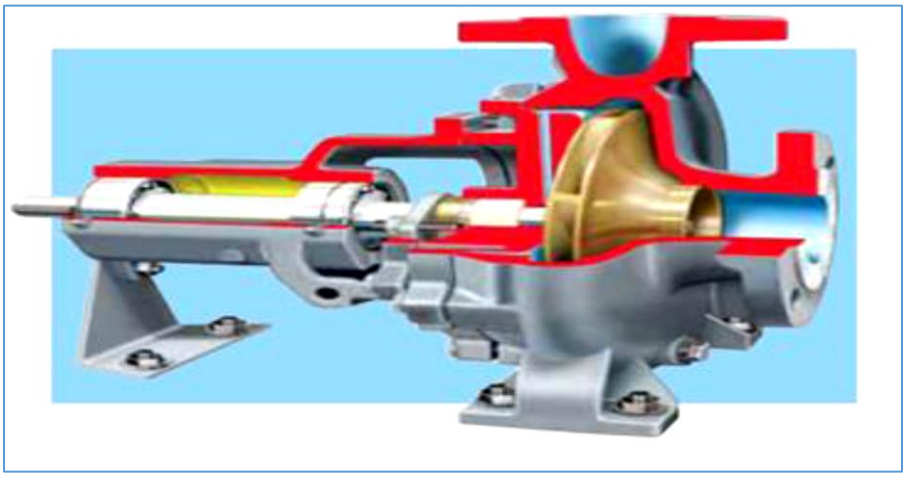


Figure.I.1. *Pompe centrifuge* ***[1]***

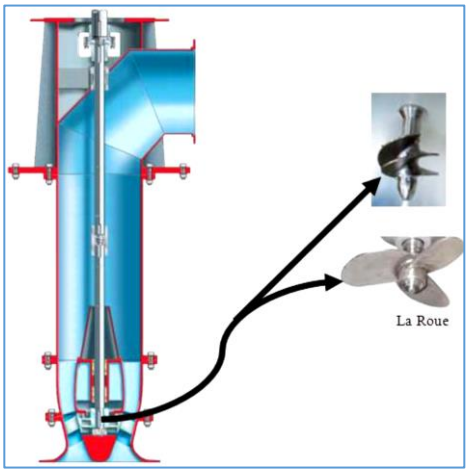


Figure. I.2. *Pompe-hélice* ***[1]***

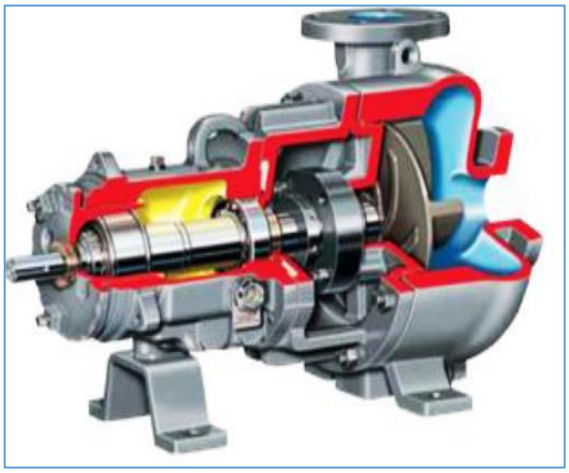


Figure. I.3. *Pompe hélico-centrifuge* ***[1]***

I.2. Description d'une pompe centrifuge

Les pompes centrifuges sont les plus utilisées dans des systèmes de tuyauterie. Les concepts de construction de base et les principaux fonctionnements de ces pompes sont nombreux.

La figure I.4 représente les différents éléments constituant une pompe centrifuge.

Comme toute turbomachine, la pompe centrifuge est constituée de deux parties décrites comme suit :

- Une partie mobile.
- Une partie fixe.

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

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

Une pompe n'est finalement qu'un ascenseur de l'énergie. Le liquide qui rentre par la bride d'aspiration ou de gavage avec un certain niveau d'énergie en ressort avec un niveau plus élevé [1].

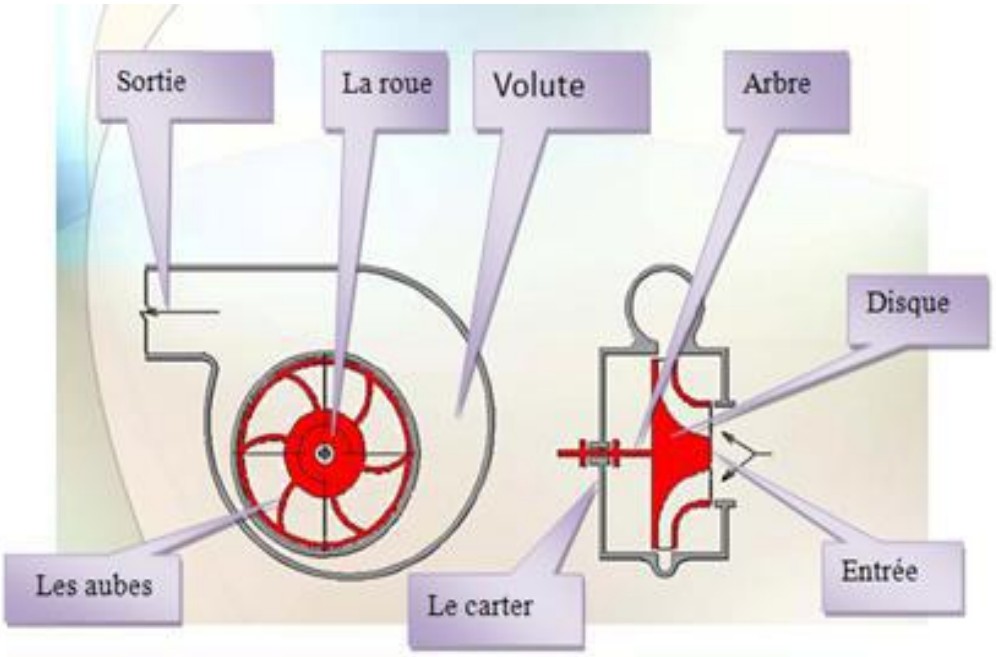


Figure. I.4. *Représentation schématique d'une pompe centrifuge* ***[1]***

I.3. Composantes d'une pompe centrifuge

I.3.1. Roue (turbine, rotor)

Les roues des pompes centrifuges sont les pièces maitresses qui déterminent leurs caractéristiques [1].

Figure. I.5. *Roue* ***[2]***

La figure I.6 représente plusieurs types de roue. Le rapport de la section de sortie de l'aube à celle de l'entrée joue un rôle décisif sur les caractéristiques des pompes centrifuges.

Les schémas A et B de la figure I.6 représentent des rotors ouverts. Tandis que les schémas C et D représentent des rotors couverts ou fermés. Les premiers ont un rendement inférieur aux secondes puisqu'ils donnent lieu plus facilement à des pertes par retour d'eau.

Cependant ces rotors sont moins exposés au colmatage par la boue ou par les herbes. En revanche, les rotors fermés sont nettement plus robustes, ils risquent moins l'usure par les matières solides en suspension ou les autres corps étrangers entrainés par l'eau. Les rotors ouverts sont moins couteux.

De plus les schémas A et C de la figure I.6 représentent des rotors de pompes à une roue à un simple effet. Tandis que les schémas B et D sont relatifs à une pompe à double effet à deux roues dans laquelle l'eau est aspirée symétriquement des deux côtés du rotor.

Le principal avantage de la disposition à double effet réside dans l'atténuation ou à la disparition de la poussée axiale qui s'exerce sur l'arbre de la pompe. Par contre, les pompes à doubles effet sont plus complexes et plus couteuses. Elles sont par suite rarement employées dans les équipements de petite ou moyenne capacité.

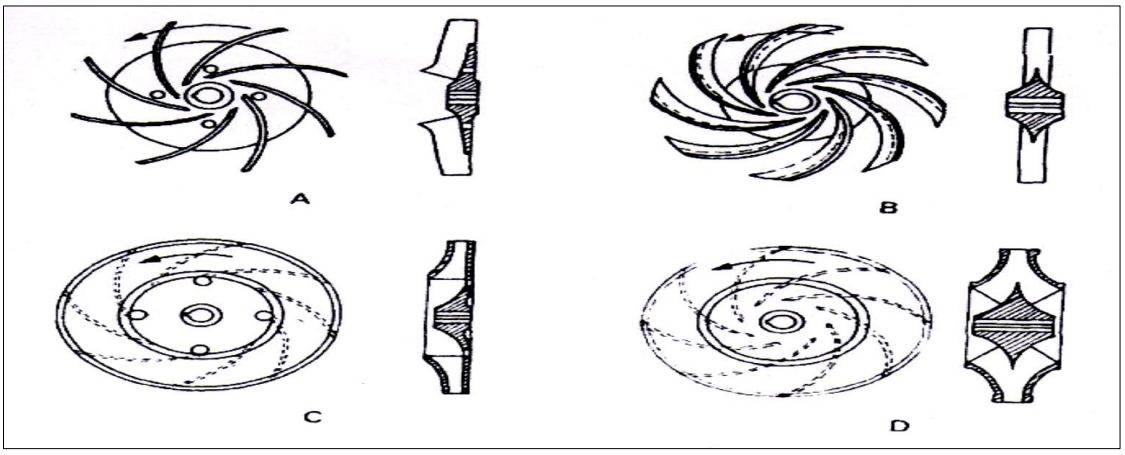


Figure I.6. *Types des roues des pompes* ***[1]***

La forme des aubes de la roue ou du rotor joue également un rôle important. Certains facteurs tendent à adoucir la courbure de la caractéristique hauteur en fonction de débit H(Q) pour une vitesse de rotation donnée. Tandis que d'autres facteurs tendent à augmenter la pente de cette courbure.

Bien que les caractéristiques les plus plates correspondent à des aubes de courbure concave, on constate que les aubes à courbure convexe permettent effectivement d'obtenir une hauteur manométrique maximale dans les conditions de fonctionnement nominales.

D'une manière générale, plus la caractéristique hauteur d'eau-débit est plate, plus le rendement est élevé, d'autre part la vitesse de rotation du rotor doit être d'autant plus importante que la hauteur de refoulement est élevée. Ainsi, pour une vitesse de rotation donnée, on a toujours tendance à utiliser les pompes à caractéristiques H(Q) les moins aplaties pour les hauteurs de refoulement élevé. Ceci est bien entendu au prix d'une légère baisse du rendement de la pompe [1].

I.3.2. Distributeur

Le rôle du distributeur, situé en amont de la roue, est de permettre une accélération et une meilleure orientation des filets fluide à l'entrée de la roue. [1]

Figure. I.7. *Distributeur* ***[3]***

I.3.3. Diffuseur

Avec ou sans aubages, cet organe permet de transformer une partie de l'énergie cinétique due à la vitesse et d'orienter correctement le fluide à la sortie de la roue pour son entrée dans la volute ou dans le distributeur de l'étage suivant [1].

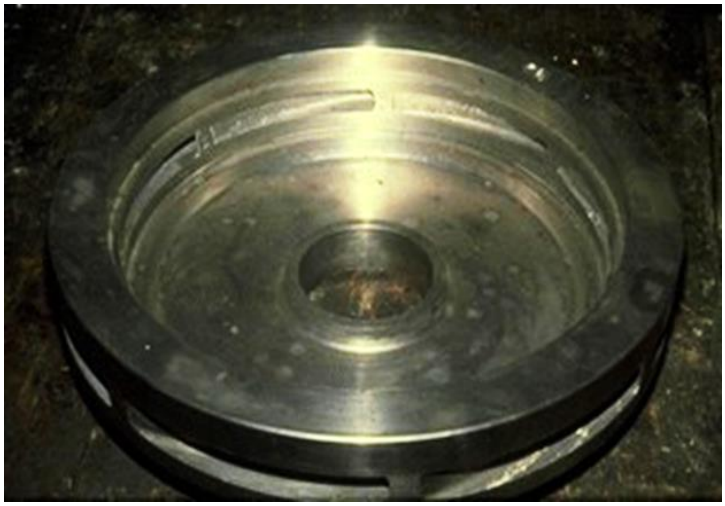


Figure. I.8. *Diffuseur* ***[4]***

I.3.4. Volute

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

Lorsque la volute ou colimaçon ne permettrait pas une transformation suffisante de l'énergie cinétique en énergie potentielle, on aura intérêt à prévoir entre la roue et la volute proprement dite un diffuseur à ailettes fixes, dont les espaces entre ailettes constituent des divergents élémentaires. [1]

Figure. I.9. *Volute* ***[5]***

I.3.5. Divergent (sortie)

Le diffuseur est un cône divergent, il permet de transformer une fraction de l'énergie cinétique du fluide en énergie potentielle et la liaison de la pompe à la conduite de refoulement [1].

I.4. Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge

Une pompe centrifuge dans sa forme la plus simple est constituée d'une roue munie d'ailettes radiales et tournantes à l'intérieur d'une enveloppe corps de pompe. Son principe de fonctionnement est d'utiliser la force centrifuge crée par la rotation de la roue pour transmettre au liquide pompé l'énergie. Le liquide à l'aspiration de la pompe se dirige vers le centre de l'impulseur (rotor) en rotation d'où il sera propulsé radicalement vers l'extérieur par la force centrifuge. Cette vitesse est ensuite convertie en pression au niveau de diffuseur [6].

I.5. Caractéristiques d'une pompe centrifuge

Une pompe centrifuge est une machine tournante destinée à communiquer au liquide pompé une énergie suffisante pour provoquer son déplacement dans un réseau hydraulique comportant en général une hauteur géométrique d'élévation de niveau (Z), une augmentation

de pression (P) et toujours des pertes de charges. Le calcul des pompes centrifuges s'effectue par l'analyse dimensionnelle et par le théorème d'Euler.

- **Débit**

Le débit Q fourni par une pompe centrifuge est le volume refoulé pendant l'unité de temps. Il s'exprime en mètres cubes par seconde (m3 /s) ou plus pratiquement en mètres cubes par heure (m3/h).

- **Hauteur manométrique :**

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

$$\mathrm{H_{MT}} = \mathrm{H_{TR}} \mp \mathrm{H_{TA}} \qquad \textbf{(I.1)}$$

- **Le rendement**

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

$$P_U = \rho\, g\, \mathrm{HQ} \qquad \textbf{(I.2)}$$

$$\eta = \frac{\rho g\, HQ}{Pa} \qquad \textbf{(I.3)}$$

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

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

La cavitation est la vaporisation du liquide contenu dans la pompe quand il est soumis à une pression inférieure à la tension de vapeur correspondant à sa température.

Ce phénomène se produit à l'orifice d'aspiration de la pompe, des bulles apparaissent dans les zones où la pression est la plus faible (entrée des aubes de roue des pompes centrifuges).

Elles sont transportées dans les zones de pressions plus fortes où se produit leur décondensation. Des implosions se produisent alors à des fréquences élevées et créent des surpressions locales très élevées (jusqu'à des centaines de bars). Le N. P. S. H est une caractéristique donnée par le constructeur et qualifiée de « NPSHrequis ». Elle tient compte en particulier de la chute de pression que subit le fluide lors de son accélération à l'entrée de la roue.

On appelle, par ailleurs, «$NPSH_{Disponible}$» la différence entre la pression totale à l'entrée de la pompe au niveau de la bride en absolu et la pression de vapeur pour la température du fluide [1] :

$$NPSH_{Disponible} = \frac{1}{pg}(P_{Bride\ abs} - P_v) \qquad \textbf{(I.4)}$$

I.6. Conclusion

Nous avons présenté précédemment, un bref rappel sur les turbomachines. L'accent a été mis sur les pompes centrifuges, on a donné une classification très rependue sur ces pompes avec des petites définitions de chaque type, particulièrement, une partie a été consacrée sur la pompe centrifuge, le principe de fonctionnement de cette machine a été expliqué, ainsi ont été définies les caractéristiques et la philosophie de sa théorie générale.

Chapitre II

Similitude et cavitation des pompes centrifuges

II.1. Similitude dans les pompes

Introduction

On a recours, dans bien des domaines, aux modèles réduits pour l'étude du comportement des objets réels dans le milieu où ils seront appelés à évoluer.

Pour cela, la maquette d'étude est placée dans le même milieu et, pour que son comportement soit identique à celui, futur, de l'objet réel, il faut que ses dimensions obéissent à certaines règles, établies selon la théorie propre à chaque cas particulier examiné. Pour obtenir les dimensions finales de l'objet, on multiplie les dimensions de la maquette par un facteur K d'homothétie : L'objet est dit semblable à sa maquette.

Ces principes s'appliquent aux pompes centrifuges dont les dimensions principales :

- Diamètre de la roue ;

- Largeur de la roue ;

- Diamètres des orifices d'entrée et de sortie de l'eau, présentent entre elles un rapport K constant, les angles α et β étant, par ailleurs, conservés.

Les pompes ainsi obtenues sont dites semblables entre elles [1].

II.1.1. Lois de similitude applicables aux pompes centrifuges

Considérons :

- Une première pompe, dont la roue, de diamètre extérieur D_2 et de largeur b_2, tourne à une vitesse n_2 et présente un débit Q pour une hauteur nette hydraulique H, et une puissance absorbée P_α;

- Une deuxième pompe, semblable à la première, où les valeurs, correspondantes sont :

D'$_2$, b'_2, n'_2, Q' , H', et P_α'

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

$$\frac{D_2}{D'_2} = \frac{b_2}{b'_2} \quad \textbf{(II.1)}$$

$$(\alpha_2 = \alpha'_2; \beta_2 = \beta'_2) \quad \textbf{(II.2)}$$

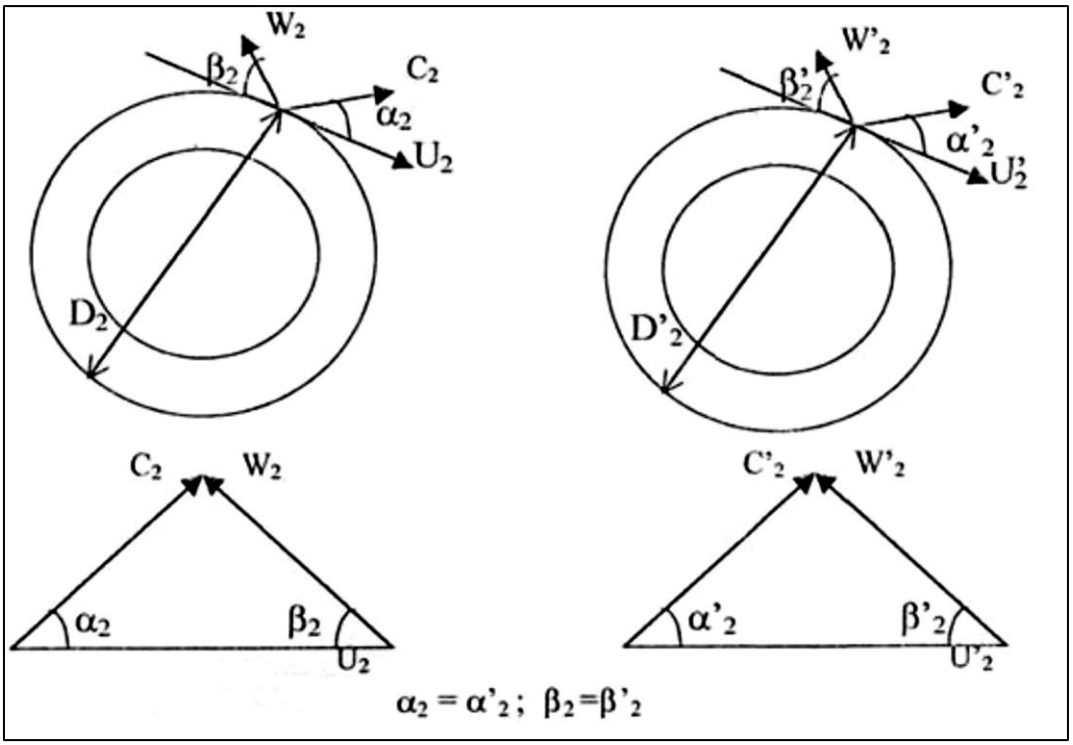


Figure.II.1. *Triangle des vitesses pour deux pompes semblables* ***[1]***

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

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

$$\frac{U_2}{U'_2} = \frac{n_2.D_2}{n'_2.D'_2} = \frac{C_2}{C'_2} = \frac{C_{U2}}{C'_{U2}} = \frac{C_{r2}}{C'_{r2}} = \text{K} \quad \textbf{(II.3)}$$

a. Débit

En effet, le débit qui sort de la roue est égal au produit de la section de sortie π D2 b2 par la vitesse radiale C_{r2} :

$$Q = \pi . D_2 . b_2 . C_{r2} \quad \textbf{(II.4)}$$

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

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{\pi D_2 . b_2 . C_{r2}}{\pi D'_2 . b'_2 . C'_{r2}} = \frac{D_2 . b_2 . C_{r2}}{D'_2 . b'_2 . C'_{r2}} \quad \textbf{(II.5)}$$

Mais comme

$$\frac{C_{r2}}{C'_{r2}} = \frac{n_2 . D_2}{n'_2 . D'_2} \text{ et } \frac{b_2}{b'_2} = \frac{D_2}{D'_2} \quad \textbf{(II.6)}$$

Nous obtenons :

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n_2 . D_2^3}{n'_2 . D'^3_2} \quad \textbf{(II.7)}$$

Soit $Q \approx n.D^3$

Remarque

On voit que, les débits sont proportionnels aux vitesses de rotation et aux cubes de dimensions.

b. Hauteur

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

$$Hthz = \mu . \frac{U_2 C_{U2}}{g} \quad \textbf{(II.8)}$$

$$\frac{Hthz}{H' thz} = \mu . \frac{U_2 C_{U2}}{U'_2 C'_{U2}} = \left(\frac{n_2 . D_2}{n'_2 . D'_2} \right)^2 \quad \textbf{(II.9)}$$

$$H = \eta_h . H_{thz} \quad \textbf{(II.10)}$$

Comme : $\eta_h = \eta_{h'}$

$$\frac{H}{H'} = \frac{Hthz}{H'thz} = \left(\frac{n_2 . D_2}{n'_2 . D'_2}\right) \quad \textbf{(II.11)}$$

donc $H \approx (n_2 . D_2)^2$

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

c. Puissance

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

$$P_U = \rho.g.H.Q \quad \textbf{(II.12)}$$

On aura :

$$\frac{P_U}{P_{U'}} = \frac{\rho.g.H.Q}{\rho'.g.H'.Q'} = \frac{\rho.g}{\rho'.g} \cdot \frac{n_2 . D_2^3}{n'_2 . D'^3_2} \cdot \frac{(n_2 . D_2)^2}{(n'_2 . D'_2)^2} \quad \textbf{(II.13)}$$

$$\frac{P_U}{P_{U'}} = \frac{\rho.g}{\rho'.g} \cdot \frac{n_2^3 . D_2^5}{n'^3_2 . D'^5_2} \quad \textbf{(II.14)}$$

Donc $P_U \approx \rho(n_2^3 . D_2^5)$

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

Remarque

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

II.1.2. Vitesse spécifique N_S :

Pour illustrer commodément tout un groupe de pompes semblables entre elles, il est fait appel à la notion de vitesse spécifique, qui découle des considérations ci-dessus, et qui peut être définie comme suit :

La vitesse spécifique est le nombre de tours par minute auquel devrait tourner la roue d'une pompe centrifuge qui débiterait 1 m3/s à 1 mètre de hauteur, sa valeur résulte à partir des rapports des hauteurs et des débits, définis précédemment et donnée par :

$$\frac{n_2.Q^{1/2}}{H^{3/4}} = \frac{n'_2.Q'^{1/2}}{H'^{3/4}} = cste \qquad \textbf{(II.15)}$$

Cette constante est appelée vitesse spécifique et est notée par :

$$N_S = \frac{n.Q^{1/2}}{H^{3/4}} \qquad \textbf{(II .16)}$$

n: est exprimé en tr/mn ; Q en m3/s ; H en m

Remarque : La vitesse spécifique est utilisée pour caractériser le type de pompe, plus exactement l'aspect de la roue (radial, axial, mixte...).

II.1.3. Diamètre spécifique D_S

C'est le diamètre de la pompe qui fournit une hauteur de 1m et délivre un débit de 1m3/s.

En utilisant les rapports respectifs des hauteurs et des débits, on obtient :

$$\frac{H^{1/4}.D_2}{Q^{1/2}} = \frac{H'^{1/4}.D'_2}{Q'^{1/2}} = cste \qquad \textbf{(II.17)}$$

Cette constante est appelée diamètre spécifique et est représentée par :

$$D_S = D.\frac{H^{1/4}}{Q^{1/2}} \qquad \textbf{(II.18)}$$

D : Diamètre de la roue en m ; H en m ; Q en m3/s

Les expressions précédentes établissent, pour une famille de pompe donnée, caractérisée par des coefficients N_S et D_S, une relation directe entre, d'une part, la hauteur Het le débit Q demandés et, d'autre part, les grandeurs de dimensionnement que sont le diamètre D et la vitesse n [1].

II.2. Description du phénomène de cavitation

La cavitation est la vaporisation d'un fluide soumis à une pression inférieure à sa pression de vapeur. Ce phénomène se manifeste par la formation, au sein de l'écoulement, de bulles et cavités remplies de vapeur d'eau. Dans les pompes, les structures de vapeur apparaissent dans les zones de faible pression à l'entrée des aubes de roues et sont transportées dans les zones à plus haute pression où se produit leur recondensassions. Des implosions se produisent alors à des fréquences élevées et créent des surpressions locales très élevées (jusqu'à des centaines de bars). Le phénomène de cavitation se produit préférentiellement à l'aspiration des pompes. La baisse de pression qui le produit peut-être due :

- A l'augmentation de la hauteur géométrique d'aspiration de la pompe ;
- Aux pertes de charge dans la tuyauterie d'aspiration ;
- A l'énergie cinétique de l'eau mise en mouvement, particulièrement importante dans la roue de la pompe ;
- A l'augmentation de la température du liquide pompé ;

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

- Érosion du matériau pouvant aller jusqu'au perçage des aubes de turbine des pompes centrifuges ;
- Augmentation du bruit et des vibrations générés par la pompe ;
- Chute des performances des pompes avec diminution importante de la hauteur manométrique totale, du débit et du rendement [1].

II.3. Diverses formes de cavitation

On peut caractériser les différents types de cavitation par l'allure physique du phénomène [7].

II.3.1. 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 [7].

Figure. II.2. *Cavitation à bulles sur un profil d'aile* ***[7]***

II.3.2. Cavitation à poches

Dans ce type de cavitation, la phase vapeur constitue une cavité unique, attachée au profil sur lequel elle se développe. Elle prend naissance à partir d'un décollement sur le profil ou sur un obstacle. A l'arrière de cette poche, se détachent des structures instationnaires, connectées par l'écoulement et qui collapsent en aval. Ci-après, quelques exemples de poches de cavitation [7].

Figure. II.3. *Cavitation à poches sur un engin sous-marin* ***[7]***

Figure. II.4. *Cavitation à poches sur une roue de pompe* ***[7]***

Figure. II.5. *Cavitation à poches sur un entrefer de roue* ***[7]***

II.3.3. 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 [7].

Figure. II.6. *Cavitation à lames sur une pale d'hélice* ***[7]***

II.3.4. 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 [7].

Figure. II.7. *Cavitation d'extrémité de pale d'hélice* ***[7]***

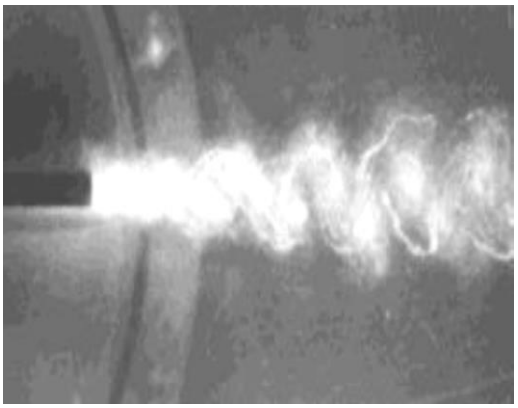


Figure. II.8. *Tourbillons cavitants en aval d'un obstacle* ***[7]***

II.3.5. Cavitation de mélange

Cette cavitation apparait 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. [7]

Figure. II.9. *Cavitation de mélange en aval d'une vanne papillon* ***[7]***

II.4. Paramètres caractérisant la cavitation

II.4.1. Pression

Quand une pompe commence à caviter, la hauteur et le débit diminuent lentement puis finissent par chuter. La dynamique du système résultant devient fortement instationnaire. On a alors recours à plusieurs types de paramètres caractérisant la cavitation.

Une première approche simplifiée est une approche statique : le liquide cavite localement si : $P<P_V$

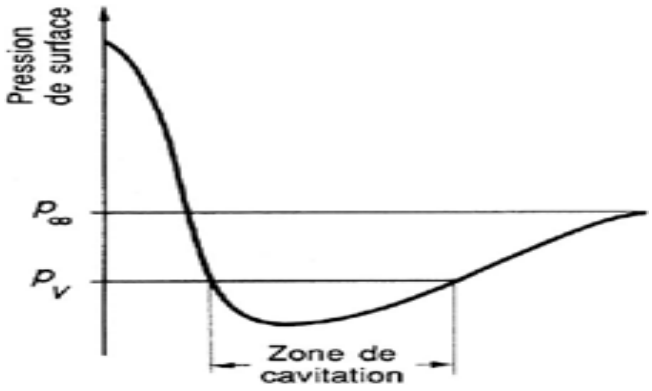


Figure. II.10. *Détermination de la zone de cavitation sur l'extrados d'un profil à partir de l'évolution de la pression* ***[8]***

II.4.2. NPSH, NPSP et NPSE

Le $NPSH$ est l'abréviation du 'Net Positive Suction Head', ou charge nette à l'aspiration au-dessus de la pression de vapeur saturante. Il est mesuré en [m] compte tenu de la pratique industrielle, même si sur le plan scientifique, il eut été plus judicieux d'utiliser l'énergie massique à l'aspiration : NPSE = (g×$NPSH$). Le NPSH disponible est donné par les équations (II.19) et (II .20).

On définit également le NPSP , 'Net Positive Suction Pressure' ou pression positive nette à l'aspiration. Il est donné par la relation suivante :

$$\text{NPSP}=P_{t,l}-P_V \qquad \textbf{(II.19)}$$

On a donc :

$$\text{NPSH}=\frac{NPSP}{\rho g}=\frac{P_1}{\rho g}+\frac{C1^2}{2g}-\frac{P_V}{\rho g} \qquad \textbf{(II.20)}$$

P_V étant la pression de vapeur saturante etP_{tl} la pression totale à l'entrée de la machine ($P_{tl}=P_1+\rho\frac{C1^2}{2}$) [8].

II.4.3. Coefficients relatifs à la naissance de la cavitation

La naissance de la cavitation ('Cavitation inception') correspond à la première apparition de structures cavitantes. On lui associe l'indice 'i', ainsi qu'une valeur particulière de la pression totale à l'entrée$P_{t,i}$ au-dessous de laquelle la zone de cavitation s'élargit , et un $NPSH_i$défini comme suit :

$$H=\frac{P_{t,2}-P_{t,1}}{\rho g} \qquad \textbf{(II.21)}$$

$$P_{t,i}=P_{t,1}-P_{min}-P_V \qquad \textbf{(II.22)}$$

$$NPSH_i=\frac{P_{t,1}-P_{min}}{\rho g} \qquad \textbf{(II.23)}$$

P_{min} est la pression minimale calculée dans le champ de l'écoulement et $P_{t,1}$ et $aP_{t,2}$sont respectivement les pressions totales à l'entrée et à la sortie des aubages. Notons que calculé ainsi, le $NPSH_i$ne nécessite pas la connaissance de la pression de vapeur [8].

II.4.4. Cavitation stationnaire : le coefficient de cavitation

Le coefficient global de cavitation est une quantité adimensionnelle donnée par l'équation ci-dessous dans laquelle R_e est le rayon extérieur de la machine et U_e est la vitesse au rayon extérieur ($U_e = \omega R_e$) :

$$\sigma = \frac{P_{t1} - P_V}{\rho U_e^2} = \frac{NPSP}{\rho \omega^2 R_e^2} \qquad \textbf{(II.24)}$$

Une valeur élevée traduit un écart important entre la pression totale à l'entrée et la pression de vapeur saturante, ce qui est favorable à la machine. Cette expression prenant en compte la pression totale (et non statique) et ρU_e^2 (et non $\frac{1}{2}\rho\, U_e^2$) est généralement réservée aux inducteurs [8].

II.4.5. Exemple de corrélations du rapport $\frac{\sigma}{2\alpha}$avec les instabilités

On dispose dans la littérature de plusieurs corrélations liant le rapport $\frac{\sigma}{2\alpha}$ aux instabilités dues à la cavitation,α étant l'angle d'attaque du fluide et σ le coefficient de cavitation.

L'examen des valeurs prises par le paramètre $\frac{\sigma}{2\alpha}$ donne une première idée de la stabilité [8].

II.4.6. Nombre de Strouhal

Pour caractériser la cavitation instationnaire, on peut dans certains cas avoir recours au nombre de Strouhal en le reliant à la longueur des poches de vapeur.

Strouhal et Bénard ont introduit ce facteur adimensionnel mesurant le rapport entre la fréquence des lâchers tourbillonnaires et une fréquence caractéristique de mouvement. Pour la

cavitation à poches, le nombre de cavités engendrées est proportionnel au nombre de Strouhal St et à l'inverse de certaines dimensions caractéristiques de l'écoulement, en l'occurrence la hauteur et la longueur de poche.

Ainsi, ils ont constaté expérimentalement que la fréquence f de lâcher de ces structures de vapeur suit la loi :

$$S_{t=}{}^{fL}\Big/_{V_{ref}} = constant.$$

L est une échelle caractéristique de l'écoulement. Elle peut être choisie comme étant une dimension des structures de vapeur émises. V_{ref} est une vitesse de référence.

Le nombre de Strouhal est donc une méthode classique pour évaluer la fréquence des lâchers des tourbillons. Cependant, dans le cas où l'écoulement est très perturbé, cette méthode conduit à des imprécisions. De plus, elle ne fournit dans tous les cas, qu'une évaluation de la fréquence et ne donne aucune indication sur l'amplitude de ces fluctuations [8].

II.4.7. Vitesse spécifique d'aspiration

Pour une pompe, la vitesse spécifique d'aspiration est une quantité adimensionnelle pratique ayant une valeur d'usage et qui traduit sa capacité à résister à la cavitation. Elle est donnée par l'équation suivante où N est le nombre de tours par minute et QN le débit nominal de la machine :

$$S = \frac{N\sqrt{Q_N}}{NPSH_C^{0,75}}$$

La vitesse spécifique d'aspiration est plus générale que la notion de paramètre de cavitation, dans le sens où elle permet de comparer entre elles des machines de types différents : des inducteurs couplés à des pompes, des roues [8].

II.4.8. Effets thermiques

Sur la figure II .11 introduite pour la définition de la cavitation, on aperçoit une zone de mélange où les deux phases coexistent : le dôme de saturation délimité par la ligne pointillée. Le sommet de cette ligne pointillée est appelé « point critique » et est en réalité situé sur « l'isotherme critique ». Une autre courbe très importante, concernant indistinctement les deux phases, relie la pression et la température : la pression de vapeur saturante $P_V\,(T)$.

Pour la cavitation, le changement de phase se fait donc par 'saut' d'une isotherme à une autre ; or, ces effets thermiques sont généralement négligeables pour les liquides tels que l'eau à la température ambiante.410

Ces effets traduisent le retardement de la cavitation (et donc une baisse du NPSHde la chute) par l'évaporation même du fluide. En effet, le phénomène d'évaporation d'une quantité de liquide nécessite localement de l'énergie à prélever au liquide environnant, ce qui fait baisser sa température et donc la pression de vapeur saturante ; or la baisse de la pression de vapeur saturante limite la cavitation [8].

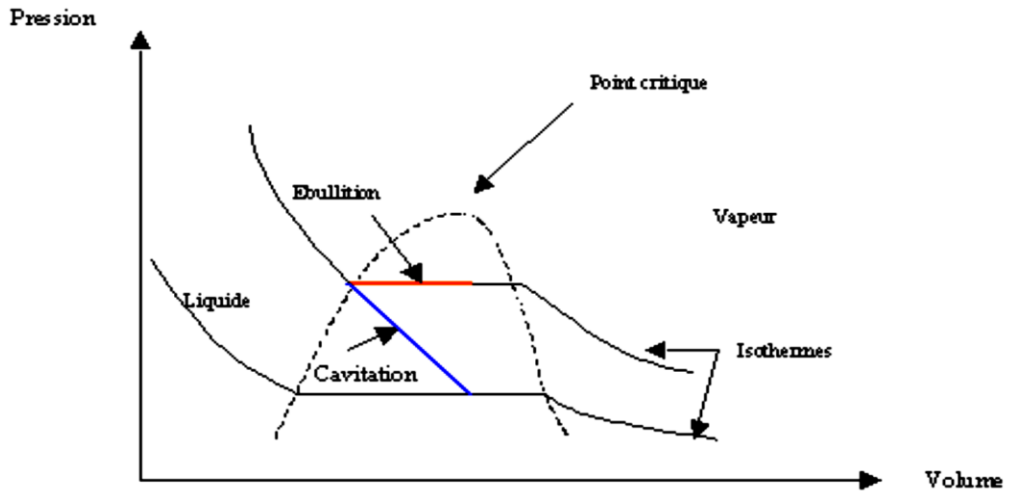


Figure. II.11. *Diagramme de phase liquide-vapeur : P=f(V)* ***[8]***

II.5. Effet de la cavitation dans les pompes centrifuges

II.5.1. Érosion de cavitation

Lorsque certaines conditions de fonctionnement de la pompe sont réunies, comme, par exemple :

- Marche à régime partiel ;
- Pompage à très grande hauteur [H > 100 m] ;
- Pression de service à l'aspiration faible ;
- Nature du liquide véhiculé et du matériau constitutif de la roue, etc.

Les implosions répétées des poches de cavitation, qui se produisent près des parois métalliques, altèrent progressivement la structure cristalline dans le cas des alliages métalliques ou les matériaux d'autres natures (plastiques) et peuvent détruire très rapidement les aubes de la roue : c'est le phénomène d'érosion par cavitation (figure II.11) et (Figure II.12). Mais avant d'en arriver à ce cas extrême, qui doit bien entendu être évité, la cavitation peut avoir d'autres conséquences néfastes pour le bon fonctionnement des groupes de pompage [6].

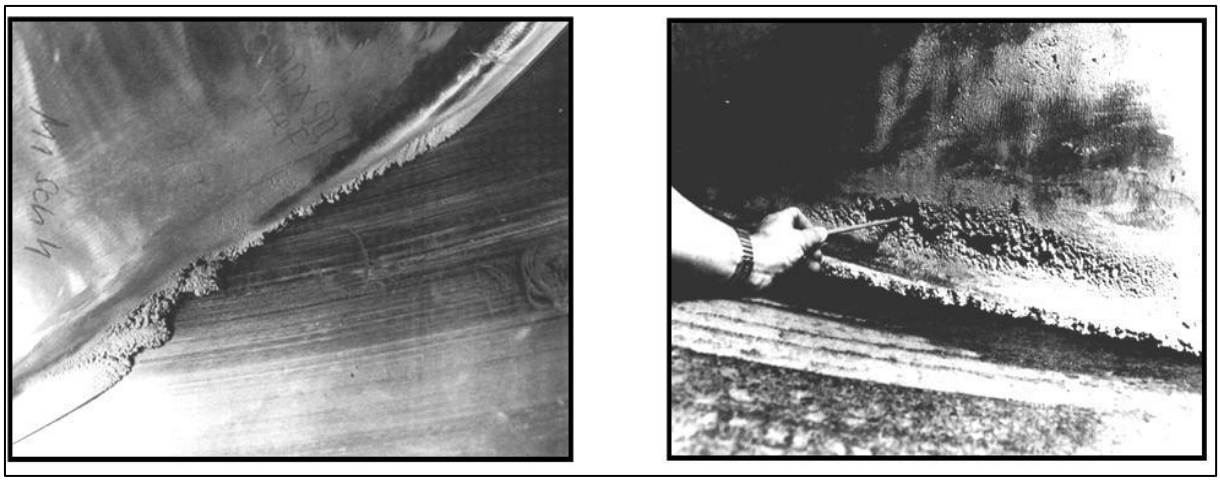


Figure. II.12. *Détérioration de pièces mécanique soumises à une exposition prolongée de la cavitation.* ***[6]***

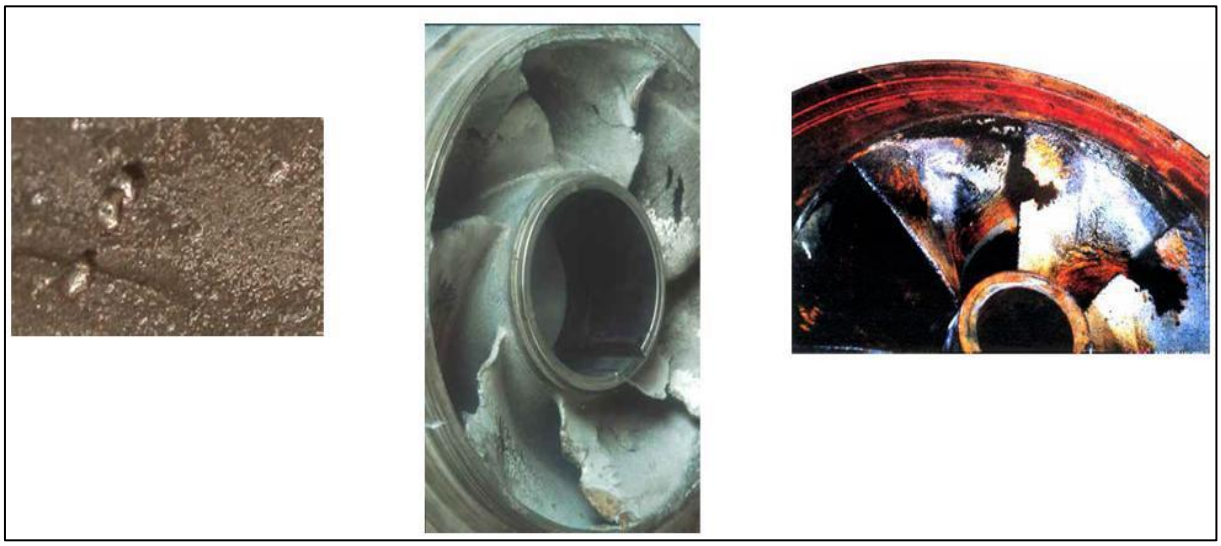


Figure. II.13. *Érosion par cavitation d'une roue de pompe centrifuge* ***[6]***

II.5.2. Bruit de cavitation

La première manifestation d'une pompe qui cavité est le bruit, qui révèle la présence de microbulles dans l'écoulement. Ce bruit hydraulique généré par la cavitation excite ensuite les parois de la pompe et des tuyauteries proches de celle-ci. Les tuyauteries, à leur tour, rayonnent ce bruit dans le milieu aérien ambiant. De cette façon, lorsqu'une pompe cavite de manière importante, on enregistre un bruit caractéristique de crépitements et claquements quelquefois assimilé au bruit d'agrégats dans une bétonnière ou de concasseur. Pour des machines de grande taille ou tournant très vite, le bruit aérien généré par la cavitation peut être gênant pour l'utilisateur ou l'environnement. Cependant, la part du bruit qui incombe directement à la cavitation ne représente qu'une faible partie du bruit rayonné par les pompes [6].

II.5.3. Pertes de performances

Pour des poches de vapeur encore plus développées, les pompes subissent des chutes de leurs performances (hauteur totale d'élévation, rendement, puissance) qui les rendent inutilisables ; ce

phénomène est souvent décrit comme la chute de caractéristiques ou improprement comme le $(NPSH)_{req}$ de la pompe [6].

II.5.4. Vibrations

Lorsque les poches de vapeur à l'entrée de la pompe atteignent une dimension importante vis-à-vis de la taille de la pompe, du niveau de pression ou du (NPSH) disponible à l'entrée de la roue, une augmentation du niveau vibratoire due à la cavitation peut se rencontrer. Parfois, on peut également avoir des interactions entre la pompe en régime de cavitation et le circuit sur laquelle elle débite [6].

II.6. Conclusion

Nous avons abordé dans cette étude bibliographique l'un des problèmes les plus rencontrés dans le monde d'ingénierie, qui est le problème de cavitation. On a commencé par la présentation des lois de similitude adoptés pour les pompes centrifuges, ensuite les divers aspects de la cavitation dans les pompes centrifuges et de donner des indications pour calculer le (NPSH)disp lié aux installations. Ces définitions de base permettent de faire les choix techniques les plus judicieux.

Chapitre III

Calculs et simulations

III .1. Introduction

La cavitation provoque une altération des caractéristiques, des dégâts mécaniques, du bruit et des vibrations qui peuvent endommager détruire complètement la pompe, alors, il faut trouver des solutions pour éviter ce phénomène. Le but de ce chapitre est de faire étude théorique suivi d'une simulation sur le circuit de pompage d'une installation se trouve au niveau du complexe sidérurgique d'El-Hadjar, afin de déterminer les indicateurs de performances de la pompe centrifuge étudier.

III.2. Données

III .2.1. Schéma de circuit

Le circuit de pompage concernant la pompe GROSCLAUDE ALPHA –M 250 a été installé afin d'effectuer le transfert d'eau d'un réservoir vers une colonne de stockage. Le circuit de pompage comporte des vannes, coudes, clapet,..etc.

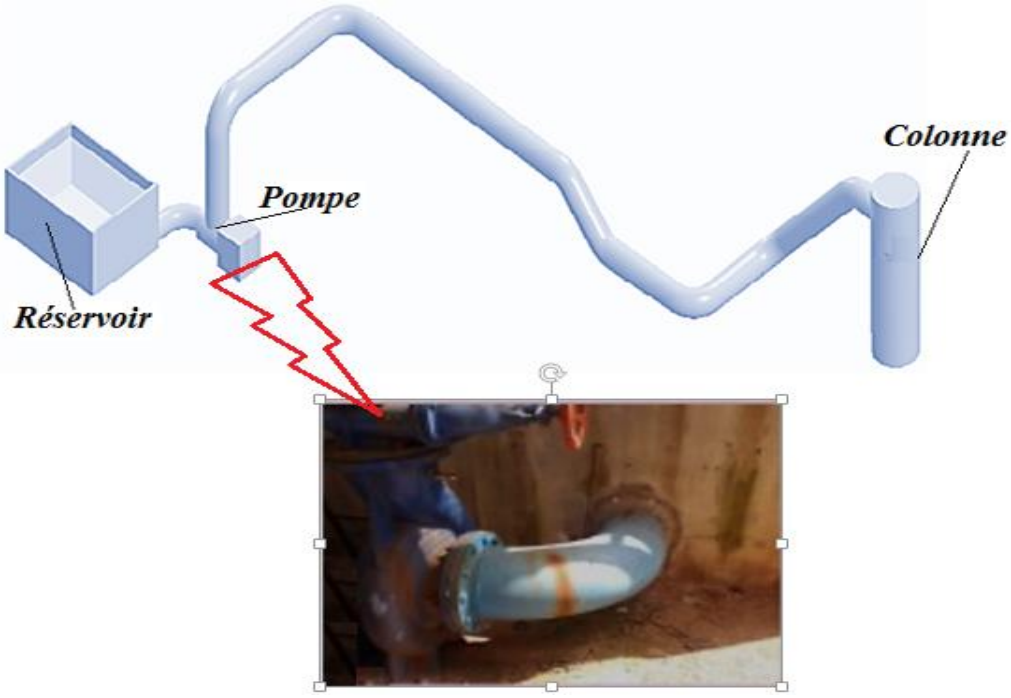


Figure III .1. *Circuit de pompage étudié*

III .2.2. Courbe caractéristique de la pompe

Les pompes centrifuges en général peu supporter certaine gamme comme le débit de refoulement, la vitesse de rotation et le rendement. Donc l'utilisateur, il faut bien connaître son équipement sous différentes conditions, et c'est ce qui est représenté graphiquement sous forme de courbes nommées (Courbes Caractéristiques).La courbe caractéristique la plus importante est celle en fonction du débit. La figure ci-dessous représente la performance de la pompe pour une vitesse de rotation constante égale 1480 tr/min. (Voir Fig. III.2)

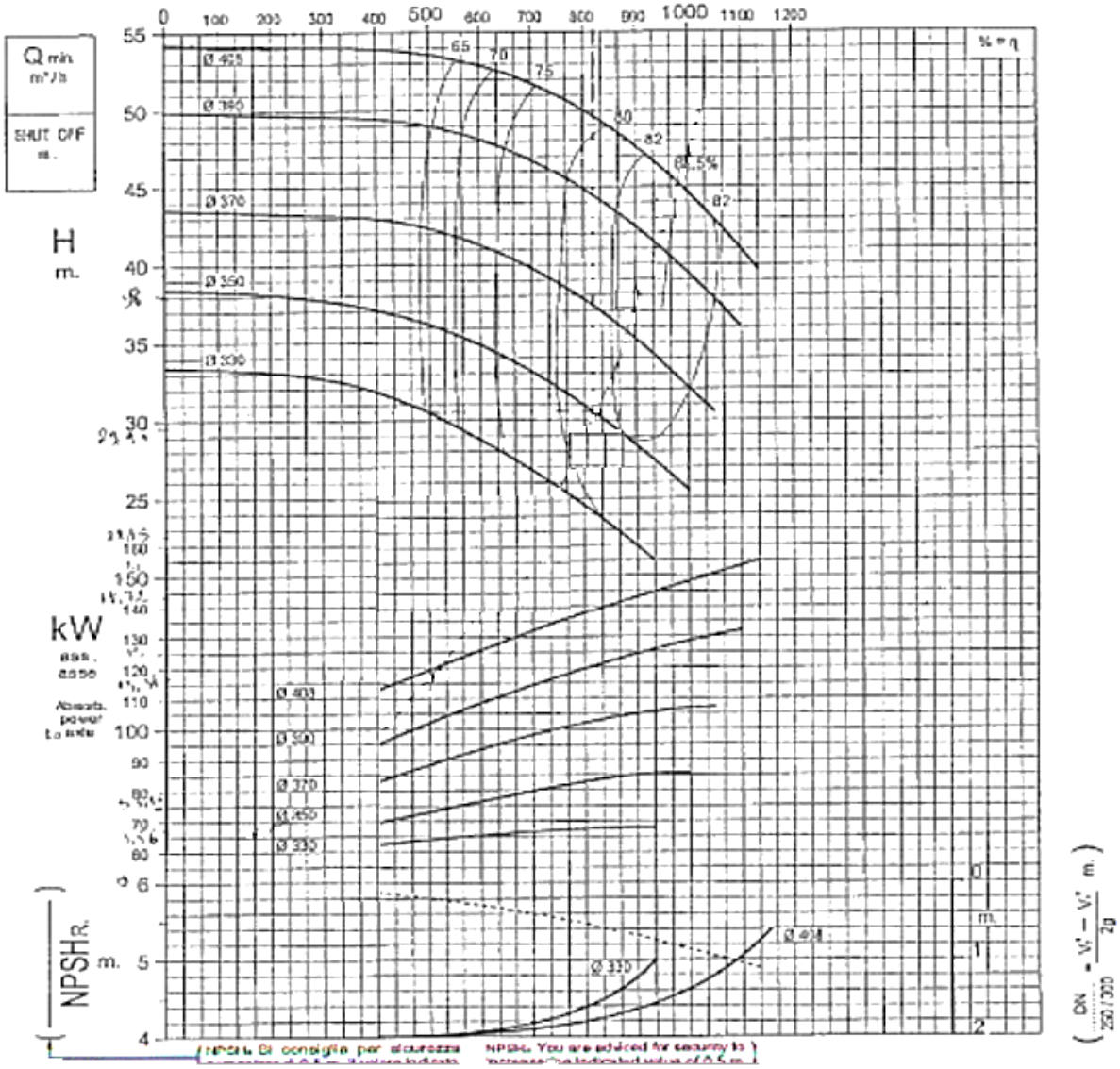


Figure III .2. *Courbe caractéristique de la pompe GROSCLAUDE ALPHA –M 250*

III .2.3.Tableau représentant les paramètres de circuit

Les données de départ d'après la fiche technique de la pompe

Tableau III.1. Représentation des paramètres du circuit

Débit	850 (m^3/h)
RPM	$1480 tr/min$
Hauteur manométrique	30m
$NPSH_{requis}$	4,5(+0.5)
Puissance du moteur	90KW
Fréquence	50HZ
P_{asp}	Pression d'aspiration ($P_{asp} = P_{atm}$)
P_V	Pression de vapeur saturante (à 20c°)
Ha	La hauteur d'aspiration (ha=0,22 m)
$Z_{col} - Z_{res}$	2,13 m

III .2.4. Partie d'aspiration

- Un coude 90°.
- La longueur de la conduite d'aspiration : La =540mm.
- Diamètre Da=330mm.

III .2.5. Partie refoulement

- 4 coudes 90°.
- 3 coude 45° .
- Longueur de la conduite de refoulement : L r = 165,5m.
- Diamètre D r = 330 mm
- 1 Vanne pneumatique K_{VP}=32,6.
- 1 Clapet anti retour K_{cl}=1.
- 2 Vanne manuelles K1=35 ; K2=0,02.
- La rugosité de la conduite ε = 0,6 mm

III .3.Calculs

III .3.1.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

Nous avons :

V=2,76 m/s ; d=330mm ; ν=$10^{-6}\ m^2/s$

Donc :

$$R_e = \frac{2{,}76.0{,}33}{10^{-6}} = 910800$$

$$R_e = 9{,}10800.10^5$$

III .3.2.Calcul $\frac{\varepsilon}{d}$

Nous avons :

ε =0,6mm ; d=330mm

Donc :

$$\frac{\varepsilon}{d} = \frac{0{,}6}{330} = 0{,}0018$$

Avec : ε : La rugosité de la conduite

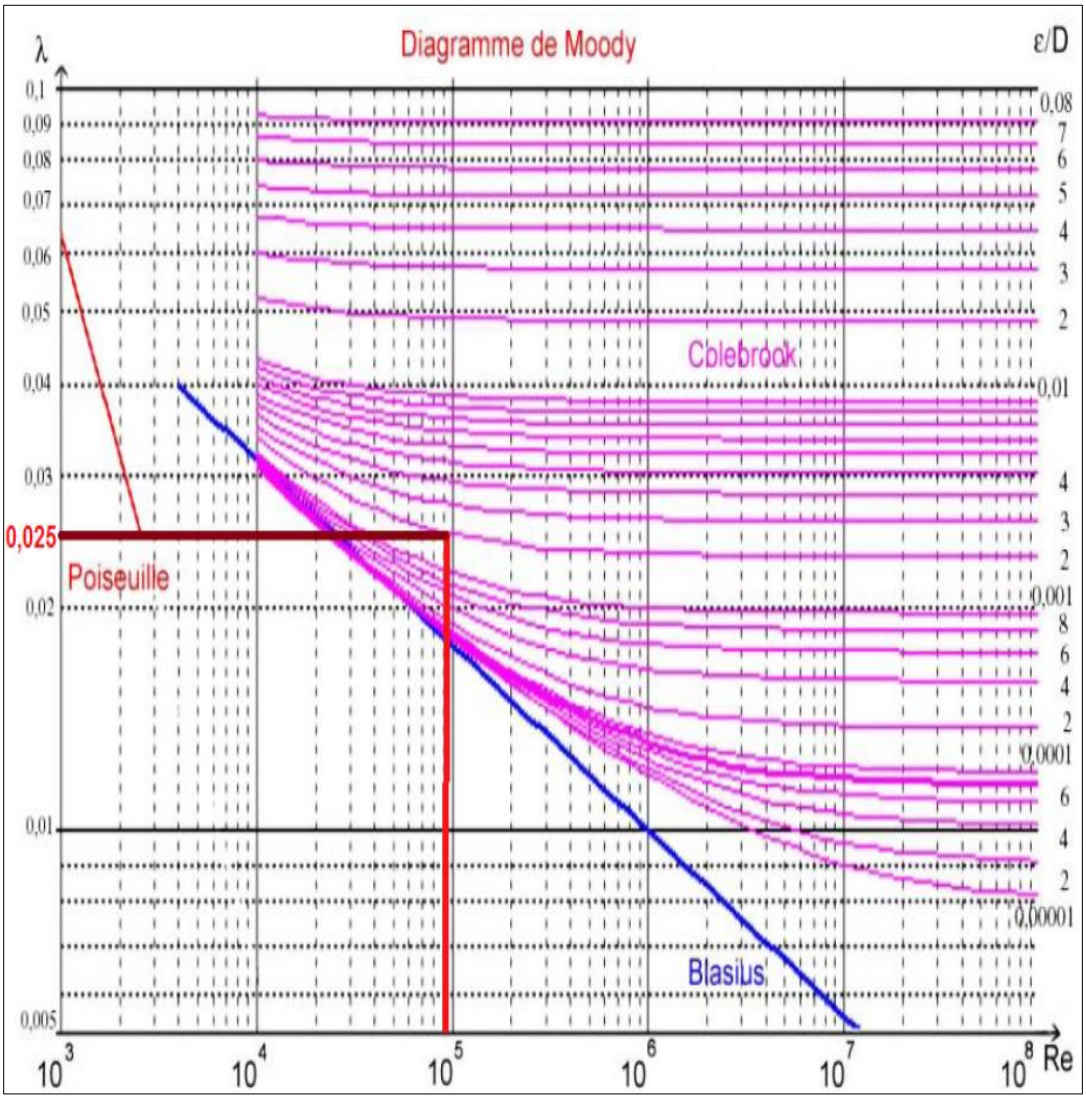
d : Diamètre de la conduite.

III .3.3.Calcul λ

Nous avons :

$R_e = 9{,}10800.10^5$; $\frac{\varepsilon}{d} = 0{,}0018$

- D'après diagramme de Moody :



$$Donc : \lambda = 0{,}025$$

III .3.4.Calcul de $\Delta H_{aspiration}$

$$\Delta H_{aspiration} = \frac{1}{2g} V_{asp}^2 \left(\frac{Lasp}{Dasp}\lambda + \alpha_{c90^\circ}\right)$$

Avec :

g : 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.

α_{c90° : Coefficient de la perte de charge singulière.

Donc :

$$\Delta H_{aspiration} = \frac{1}{2.9,81}.2,76^2(\frac{0,54}{0,33}.0,025 + 0,18).$$

$$\Delta H_{asp} = 0,085m$$

III .3.5.Calcul de $\Delta H_{refoulement}$

$$\Delta H_{ref} = \frac{1}{2g} V_{ref}^2 (\frac{Lref}{Dref}\lambda + K_{vp} + K_{cl} + K_l + K_2 + 4_{\alpha c90^\circ} + 3_{\alpha c45^\circ})$$

Avec :

V_{ref}: La vitesse de refoulement.

L : Longueur de la conduite de refoulement.

D : Diamètre de refoulement.

Donc :

$$\Delta H_{ref} = \frac{1}{2.9,81} 2,76^2 (\frac{165,5}{0,33}.0,025 + 32,6 + 1 + 35 + 0,02 + 4(0,18) + 3(0,18))$$

$$\Delta H_{ref} = 31,75m$$

III .3.6.Calcul de $\Delta H_{circuit}$

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

Donc :

$$\Delta H_{circuit} = 0,085 + 31,75 = 31,84m$$

$$\Delta H_{circuit} = 31{,}84m$$

III .3.7.Détermination de H_{mt}

$$H_m = \frac{Pcol-Pres}{\rho g} + (Z_{col} - Z_{res}) + \Delta H_{circuit}$$

Nous avons :

$$\frac{Pcol-Pres}{\rho g} = 0$$

Donc :

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

Nous avons :

$$Z_{col} - Z_{res} = 2{,}13m$$

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

Donc :

$$\Delta H_{circuit} = \frac{1}{2g}.V^2[(\frac{Lasp}{Dasp}\lambda + \alpha_{c90°}) + (\frac{Lref}{Dref}\lambda + K_{VP} + K_d + K_1 + \ K_2 + \ 3\alpha_{c45°})]$$

Et :

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

Donc :

$$\Delta H_{circuit} = \frac{8}{g\pi^2 D^4}[(\frac{Lasp}{Dasp}\lambda + \alpha_{c90°}) + (\frac{Lref}{Dref}\lambda + K_{VP} + K_d + K_1 + \ K_2 + \ 4\alpha_{c90°} + 3\alpha_{c45°})]Q^2.$$

$$\Delta H_{circuit} = \left(\frac{8}{9{,}81.3{,}14^2.0{,}33^4}\right)[(\frac{0{,}54}{0{,}33}.0{,}025 + 0{,}18) + (\frac{165{,}5}{0{,}33}.0{,}023 + 32{,}6 + 1 + 35 + 0{,}02 + 4(0{,}18) + 3(0{,}18))]Q^2$$

$$\Delta H_{circuit} = 573{,}89Q^2$$

Nous avons:

$$H_M = a + bQ^2$$

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

Donc :

$$H_M = 2{,}13 + 573{,}89Q^2$$

- D'après la courbe caractéristique de la pompe :

$$H_P = -0{,}000008Q^2 + 38$$

III .3.8.Calcul du Rendement

$$\eta = \frac{P_U}{Pabs}$$

Avec : P_U : puissance utile.

P_{abs}: Puissance absorbée.

Nous avons :

$$P_{abs} = 90KW$$

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

Donc :

$$P_U = 1000.9{,}81.0{,}24.32{,}51 = 80285{,}04w$$

Pu=80285,04 W

$$\eta = \frac{80567{,}7}{90000} = 0{,}89$$

$$\eta = 89\%$$

Le tableau suivant représente les valeurs des H_P, H_C a partir calculer des relations expliqué avant

Tableau .III.2. Estimation de débit et la hauteur manométrique de la pompe et circuit.

Q (m^3/h)	$H_P(m)$	$H_C(m)$
0	38	2.13
50	37.98	2,24070409
100	37.92	2,572816358
150	37.82	3,126336806
200	37.68	3,901265432
250	37.50	4,897602238
300	37.28	6,115347222
350	37.02	7,554500386
400	36.72	9,215061728
450	36.38	11,09703125
500	36	13,20040895
550	35.58	15,52519483
600	35 .12	18,07138889
650	34.62	20,83899113
700	34.08	23,82800154
750	33.5	27,03842014
800	32.88	30,47024691
850	32.22	34,12348187
900	31.52	37,998125
950	30.78	42,09417631
1000	30	46,4116358
1050	29.18	50,95050347
1100	28.32	55,71077932
1150	27.42	60,69246335
1200	26.48	65,89555556
1250	25.5	71,32005594
1300	24 .48	76,96596451
1350	23.42	82,83328125
1400	22,32	88,92200617

En se basent sur les donnés de ce tableau nous avons en a tracer la courbe suivante :

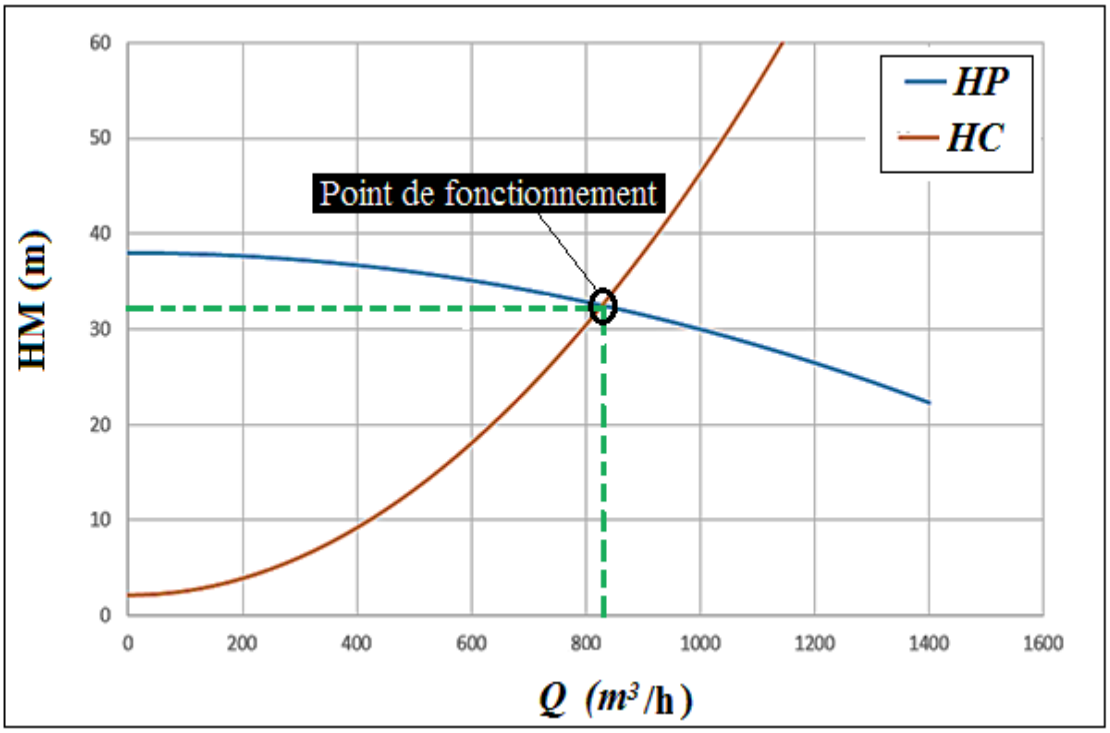


Figure III. 3. *Variation de la hauteur manométrique en fonction du débit.*

D'après la courbe :

— **Point de fonctionnement :**

Q= 828.30 $(^{m^3}/_h)$; $H_M = 32{,}51\ m$

III .3.9.Calcul $NPSH_d$

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

Donc :

$NPSH_d = \frac{10^5 - 2400}{1000.9{,}81} - 0{,}22 - 0{,}086 = 9{,}64$ m.

$NPSH_d = 9{,}64$ m.

Nous avons :

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

Et : $NPSH_d > NPSH_{requis}$

Donc : **pas de cavitation**

III .4. Simulations pompage du circuit avec logiciel MECAFLUX

III .4.1.Partie aspiration

- **Paramètres étude pertes de charge régulières**

- Diamètre de conduite = **330 mm**

- Longueur de conduite = **0,540 m**

- Débit volumique = **0,2361111 m^3/s**

- Gravité = **9,81 m/s²**

- Rugosité de la conduite R = **0,6 (profondeur moyenne de rugosité en mm)**

- La masse spécifique de l'eau = **998,23 Kg /m^3**

- Températures du fluide = **20 °c**

- Fluide sélectionné = **eau (H2O)**

- Viscosité dynamique du fluide= **0,001004544 Poiseuilles ou (Pas .S)**

- Viscosité cinématique du fluide= **1,006325.10^{-2} Stokes**

- Viscosité cinématique du fluide= **1,006325.10^{-6} m²/s (10 000 stokes= 1 m²/s)**

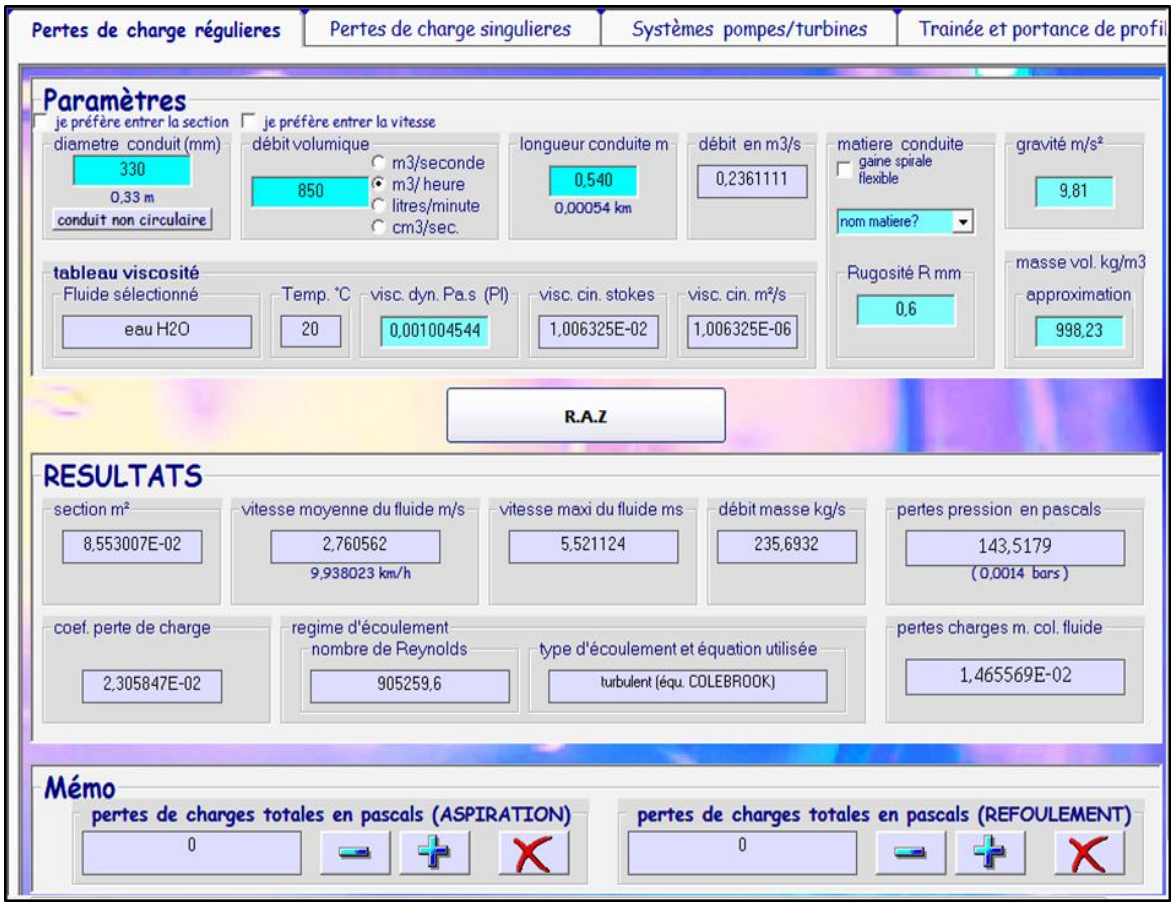


Figure III.4. *Résultats de la simulation des pertes de charge linéaire dans la partie aspiration*

- **Résultats étude pertes de charges régulières**

- Section de conduite = **8,553007.10^{-2} m²**

- Vitesse moyenne du fluide= **2,760562 m/s**

- Vitesse maxi du fluide = **5,521124 m/s**

- Débit massique = **235,6932 Kg/s**

- Coefficient de perte de charge = **2,305847.10^{-2}**

- Nombre de Reynolds = **905259,6**

- type d'écoulement et équation utilisée = **turbulent (Cole brook)**

- Perte de charge régulières = **143,5179Pascals**

- Perte de charge régulières = **$1{,}465569.10^{-2}$Mètres-colonne d'eau**

- Perte de charge régulières = **0,0014 bars.**

- **Cas 01 coude 90°**

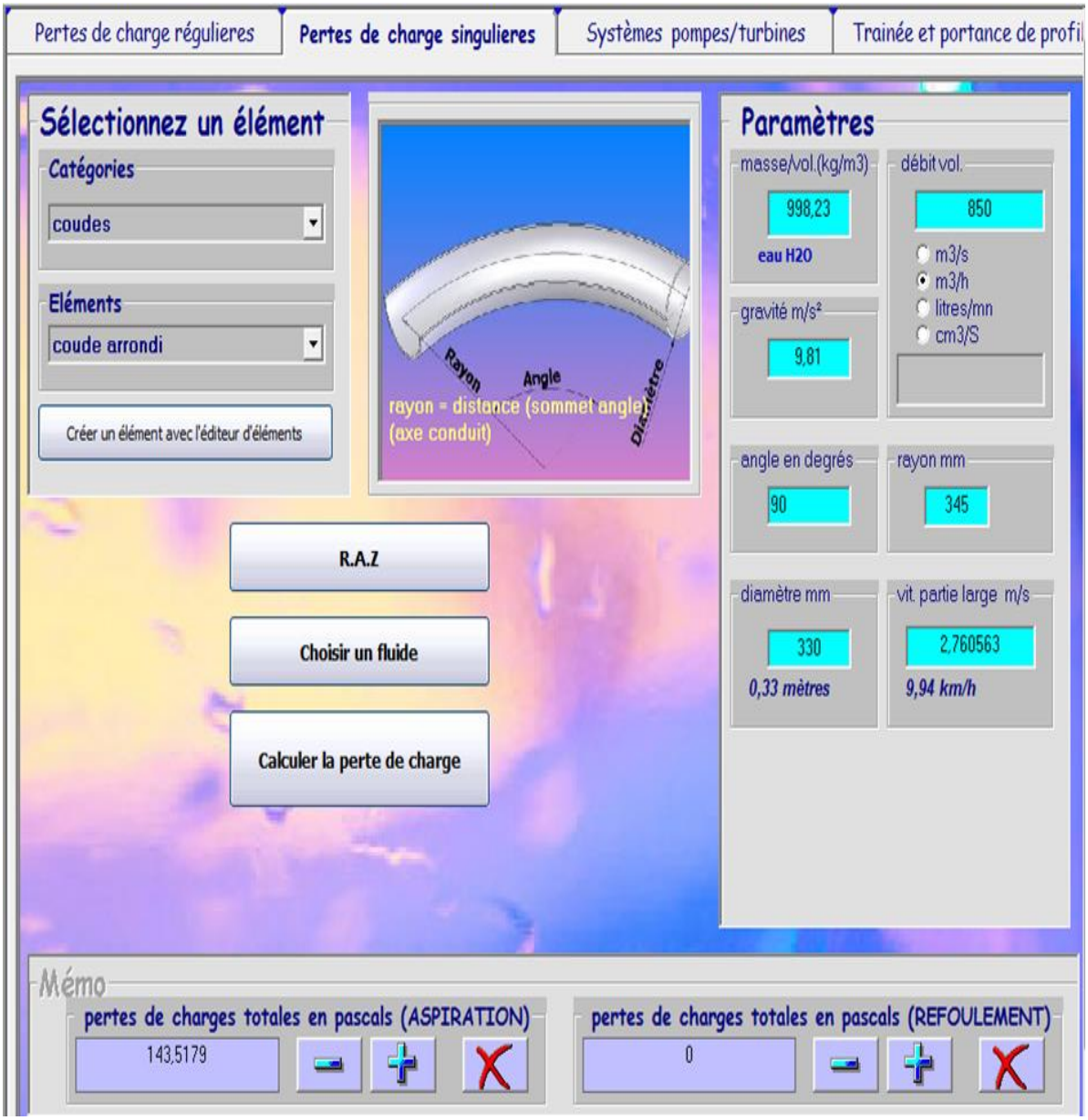


Figure III.5. *Paramètres d'entrée pour la simulation des pertes de charge singulières du coud 90°*

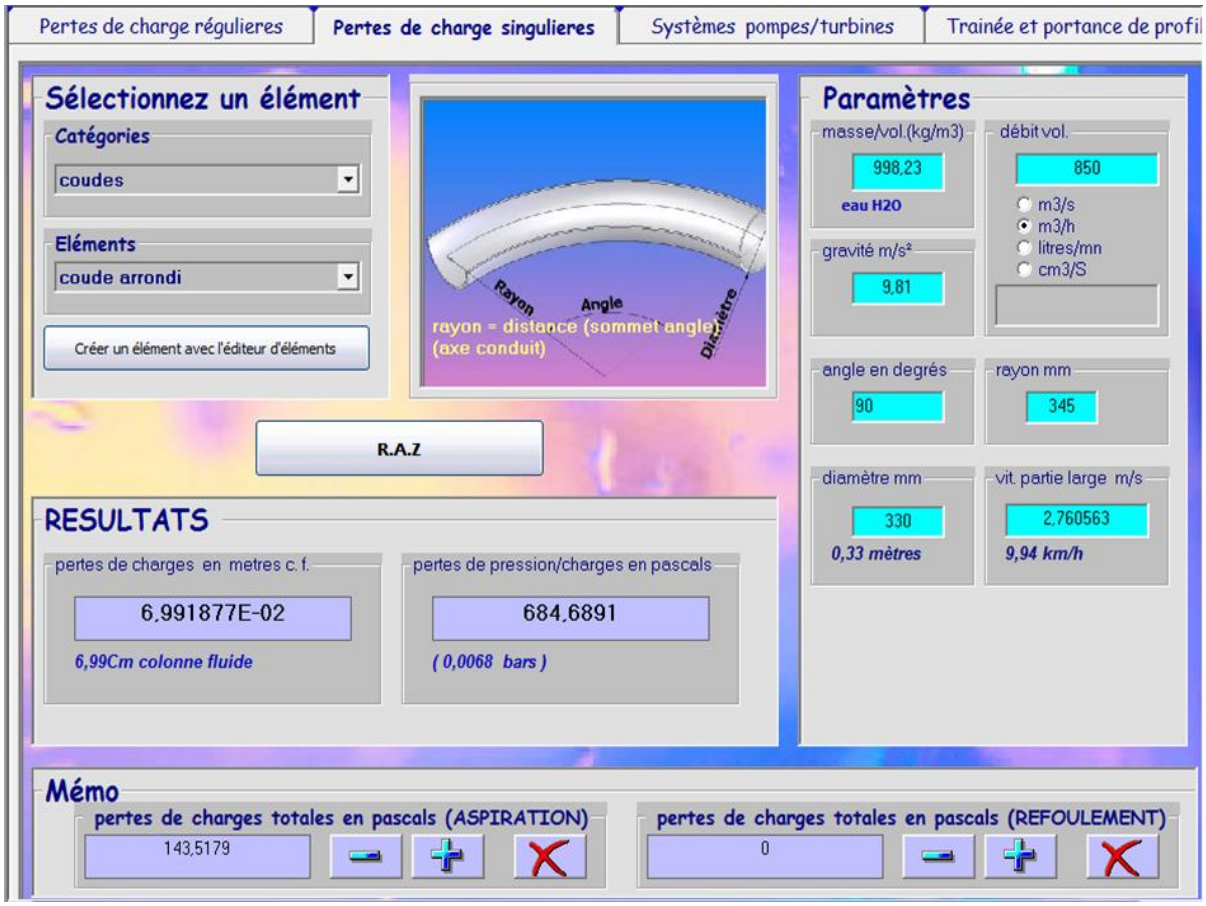


Figure III .6. *Résultats de la simulation du coude 90° dans la partie aspiration*

III.4.2. Partie refoulement

- **Paramètres étude pertes de charges régulières**

- Diamètre de conduite = **330 mm**
- Longueur de conduite = **165,5 m**
- Débit volumique = **0,2361111m^3/s**
- Gravité = **9,81 m/s²**
- Rugosité de la conduite R = **0,6 (profondeur moyenne de rugosité en mm)**
- La masse spécifique de l'eau = **998,23 kg/m^3**

- Températures du fluide = **20 °c**
- Fluide sélectionné = **eau H2O**
- Viscosité dynamique du fluide= **0,001004544 Poiseuilles ou (Pas .S)**
- Viscosité cinématique du fluide= **$1{,}006325.10^{-2}$ Stokes (St)**
- Viscosité cinématique du fluide= **$1{,}006325.10^{-2}$ m^2/s (10 000 Stokes= 1 m²/s)**

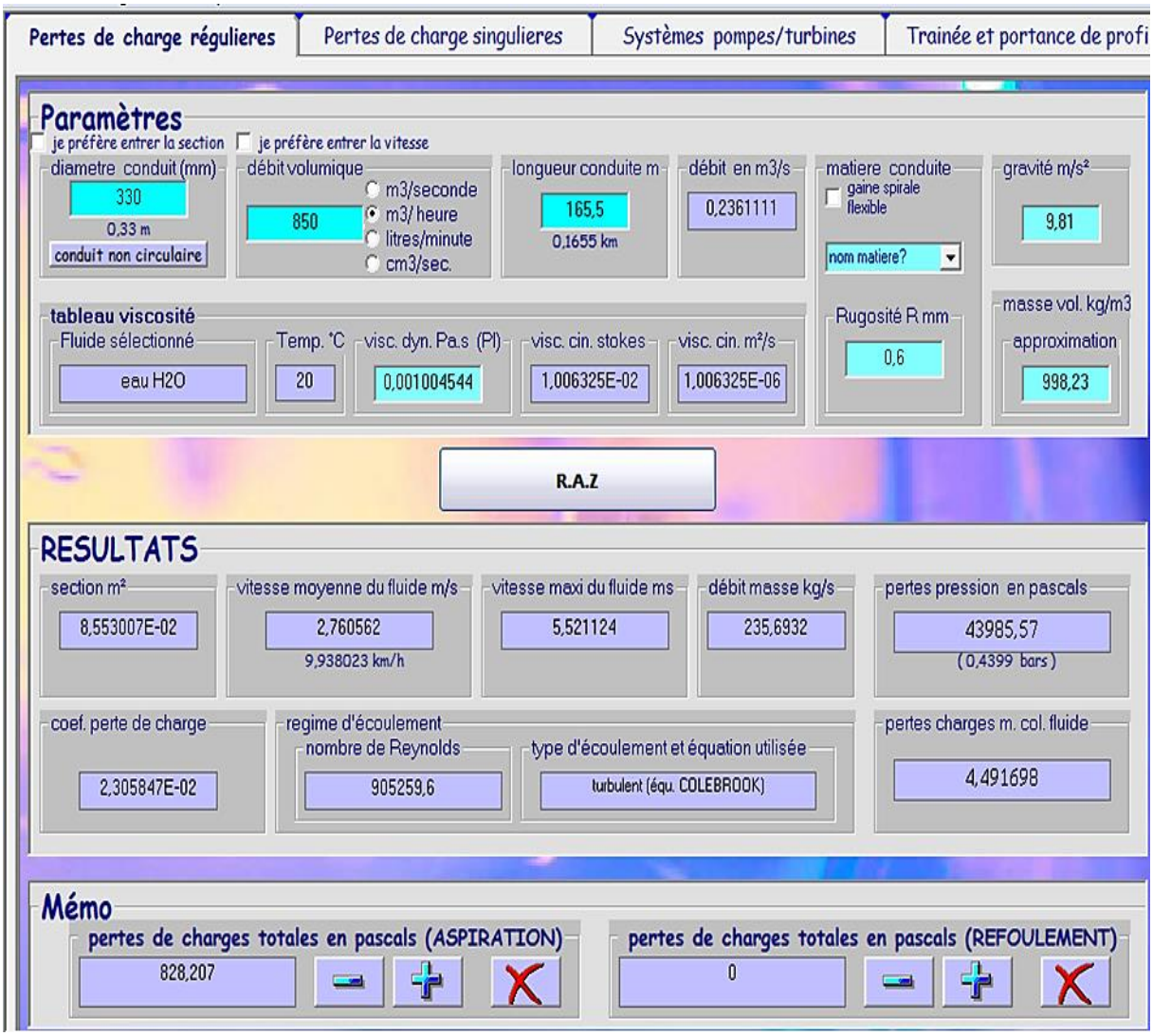


Figure III .7.*Résultats de la simulation des pertes de charge linéaire dans la partie refoulement*

- **Résultats étude pertes de charges régulières**

- Section de conduite = **8,553007.10^{-2} m²**
- Vitesse moyenne du fluide = **2,760562 m/s**
- Vitesse maxi du fluide = **5,521124 m/s**
- Débit massique = **235,6932 Kg/s**
- Coefficient de perte de charge = **2,305847.10^{-2}**
- Nombre de Reynolds = **905259,6**
- type d'écoulement et équation utilisée = **turbulent (Cole brook)**
- Perte de charge régulières = **43985,57Pascals**
- Perte de charge régulières = **4,491698Mètres-colonne-fluide**
- Perte de charge régulières = **0,4399 bars**

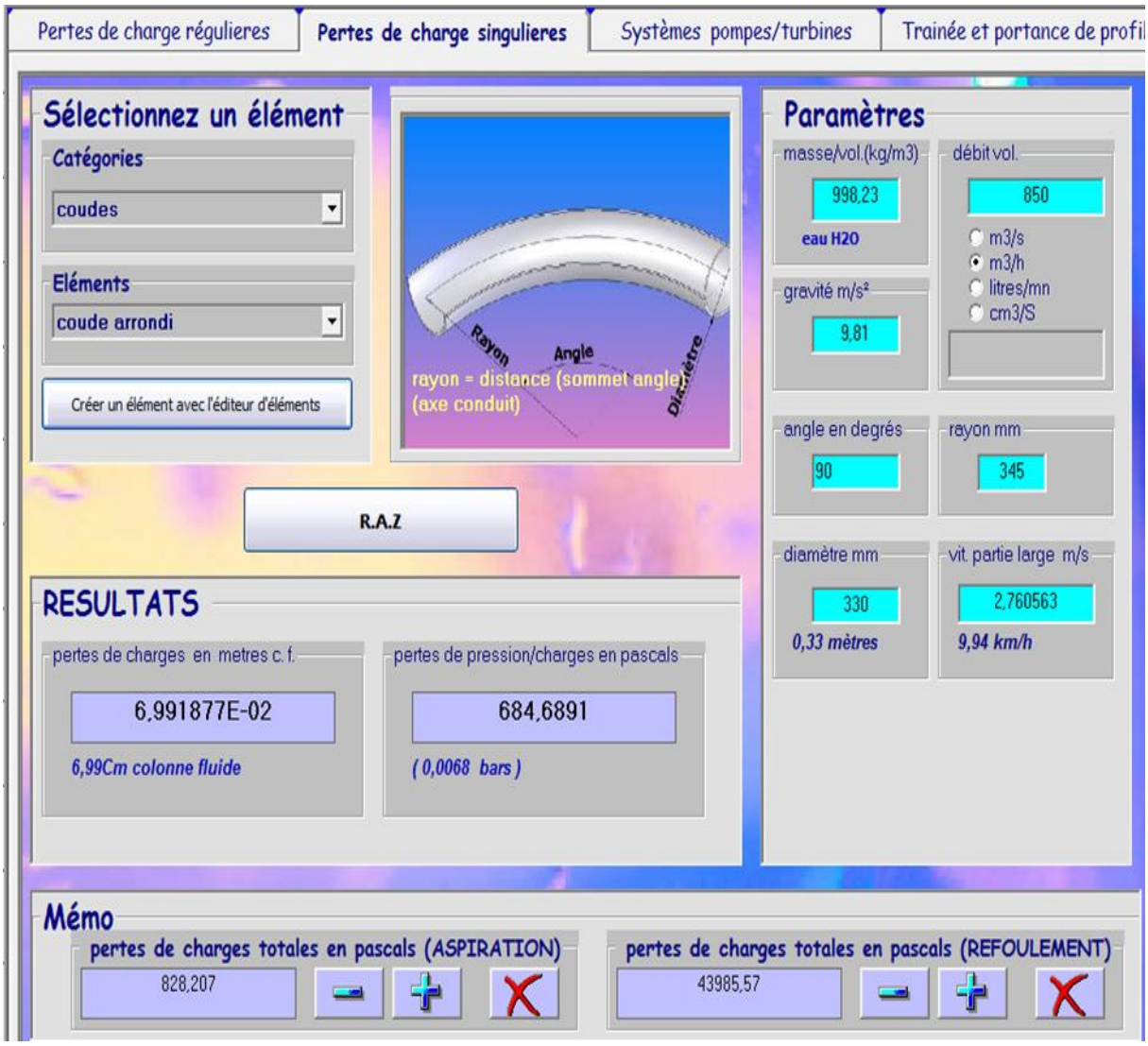


Figure III .8. *Résultats de la simulation des pertes de charge singulières dans la partie refoulement*

➢ **Cas 04 coudes 90°**

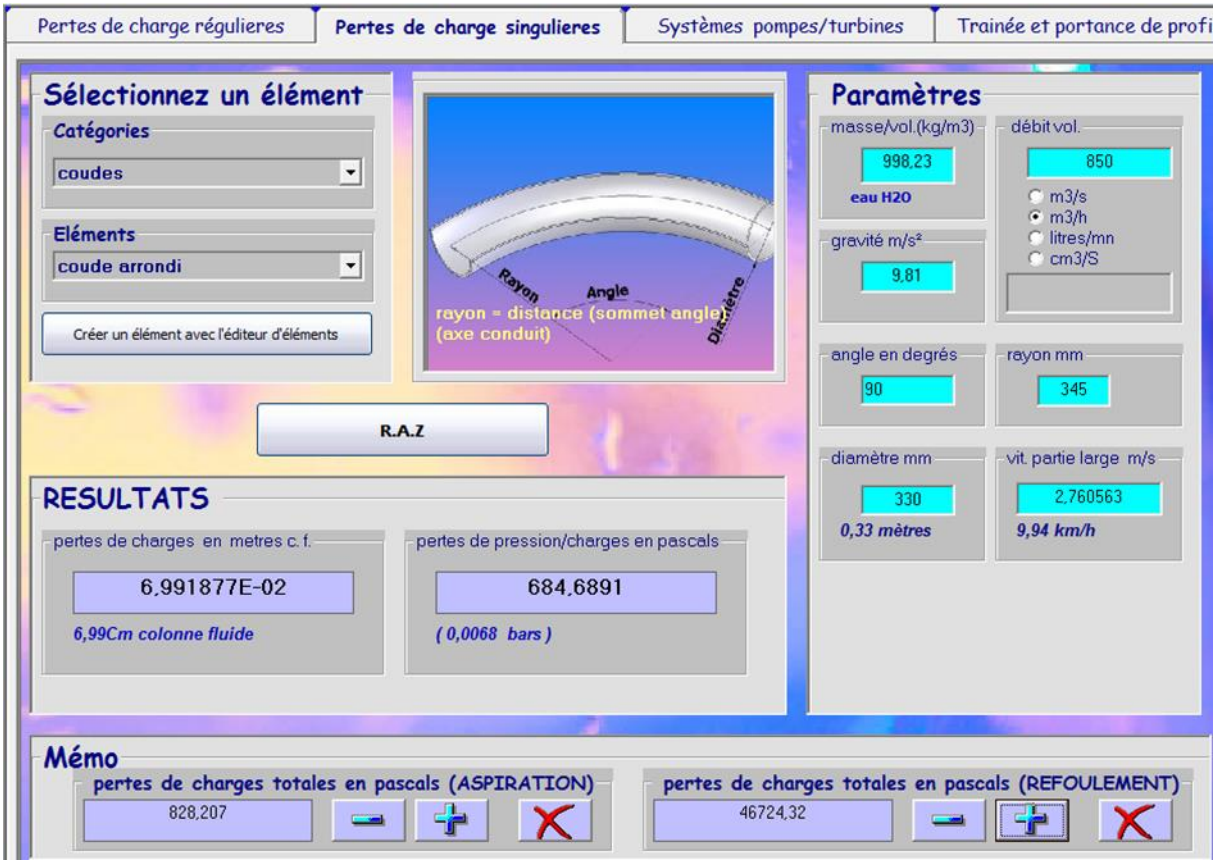


Figure III .9. *Résultats de la simulation du 04 coudes 90° dans la partie refoulement*

➢ **Cas 01 Coude 45°**

- **Paramètres étude pertes de charges singulières**
- **Cas étudié : coude arrondi**

- Masse volumique = **998,23 kg/m^3**

- Débit = **0,2361111m^3/s**

- Gravité = **9,81 m/s²**

- Diamètre partie large = **330 mm**

- Vitesse du fluide partie large = **2,760563 m/s**

- Angle du coude arrondi = **45** °

- **Pertes de charges calculées**

- Coefficient de pertes de charge déterminé : k =**0,1823499**
- Pertes de charges singulières en mètres colonne de fluide = **$7{,}082747.10^{-2}$**
- Pertes de charges singulières en pascals = **693,5877**
- Pertes de charges singulière en Bars = **0,0069**

- **Cas 03 coudes 45°**

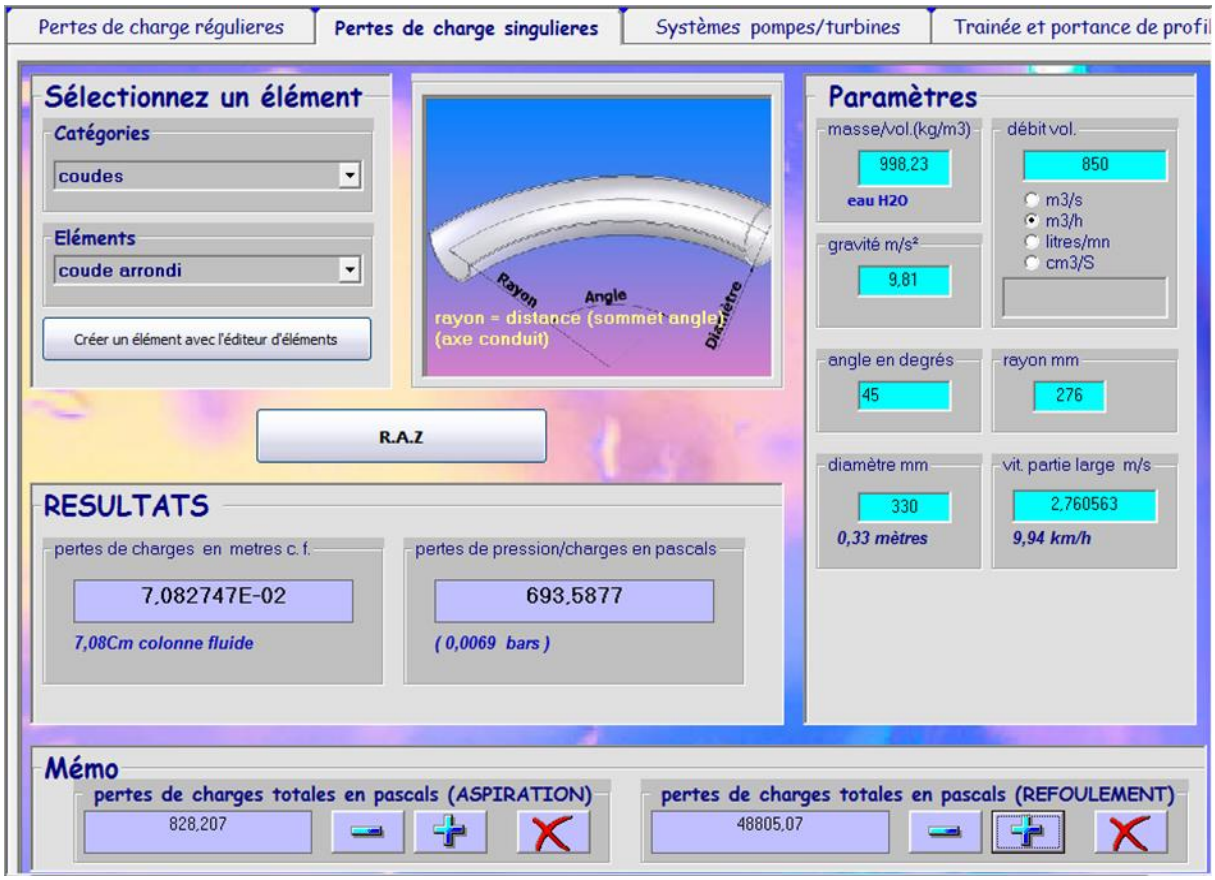


Figure III .10. *Résultats de la simulation du 03 coudes 45° dans la partie refoulement*

- **Vanne pneumatique**
- **Cas étudié : vanne papillon**

- **Paramètres étude pertes de charges régulières**

- Masse volumique = **998,23 kilogrammes/mètres cubes.**

- Débit = **0,2361111mètres cubes/secondes.**

- Gravité = **9,81 mètres/s².**
- Diamètre partie large = **330 mm**
- Vitesse du fluide partie large = **2,760563 mètres/s**
- Papillon tourné à 50 degrés de la trajectoire du fluide

- **Pertes de charges calculées**

- Coefficient de pertes de charge déterminé : k =**33**
- Pertes de charges singulières en mètres colonne de fluide = **12,8177**
- Pertes de charges singulières en pascals = **125519,1**
- Pertes de charges singulières en Bars = **1,2552**

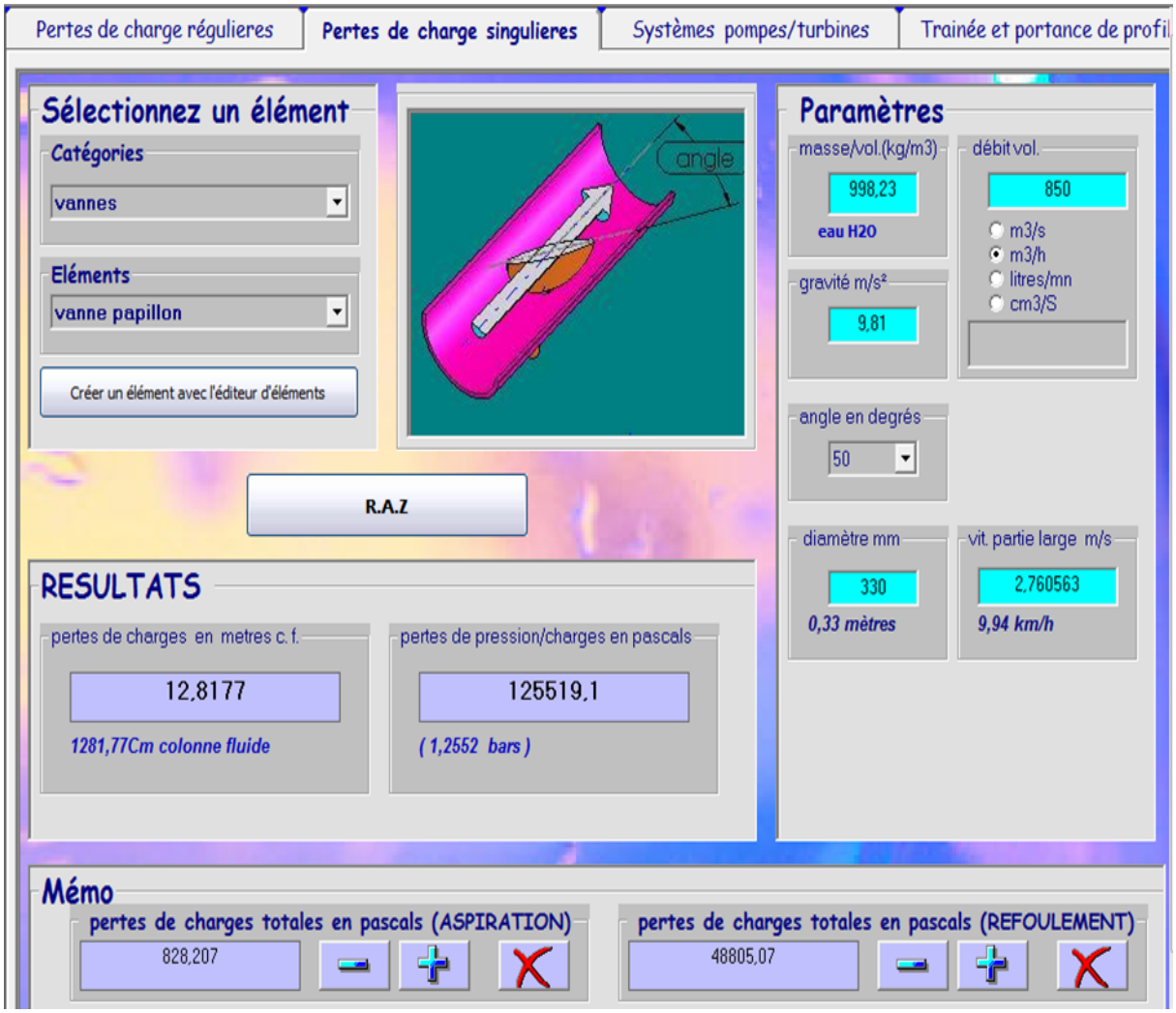


Figure III .11. *Paramètres d'entrée pour la simulation des pertes de charge singulières du vanne papillon*

Figure III .12. *Résultats de la simulation du vanne papillon dans la partie refoulement*

- **Cas étudié : vanne opercule (N^0 1)**

- Masse volumique = **998,23 kilogrammes/mètres cubes**

- Débit = **0,2361111mètres cubes/secondes**

- Gravité = **9,81 mètres/s²**

- Diamètre partie large = **330 mm**

- Vitesse du fluide partie large = **2,760563 mètres/s**

- Opercule fermé sur **1/8 du diamètre**

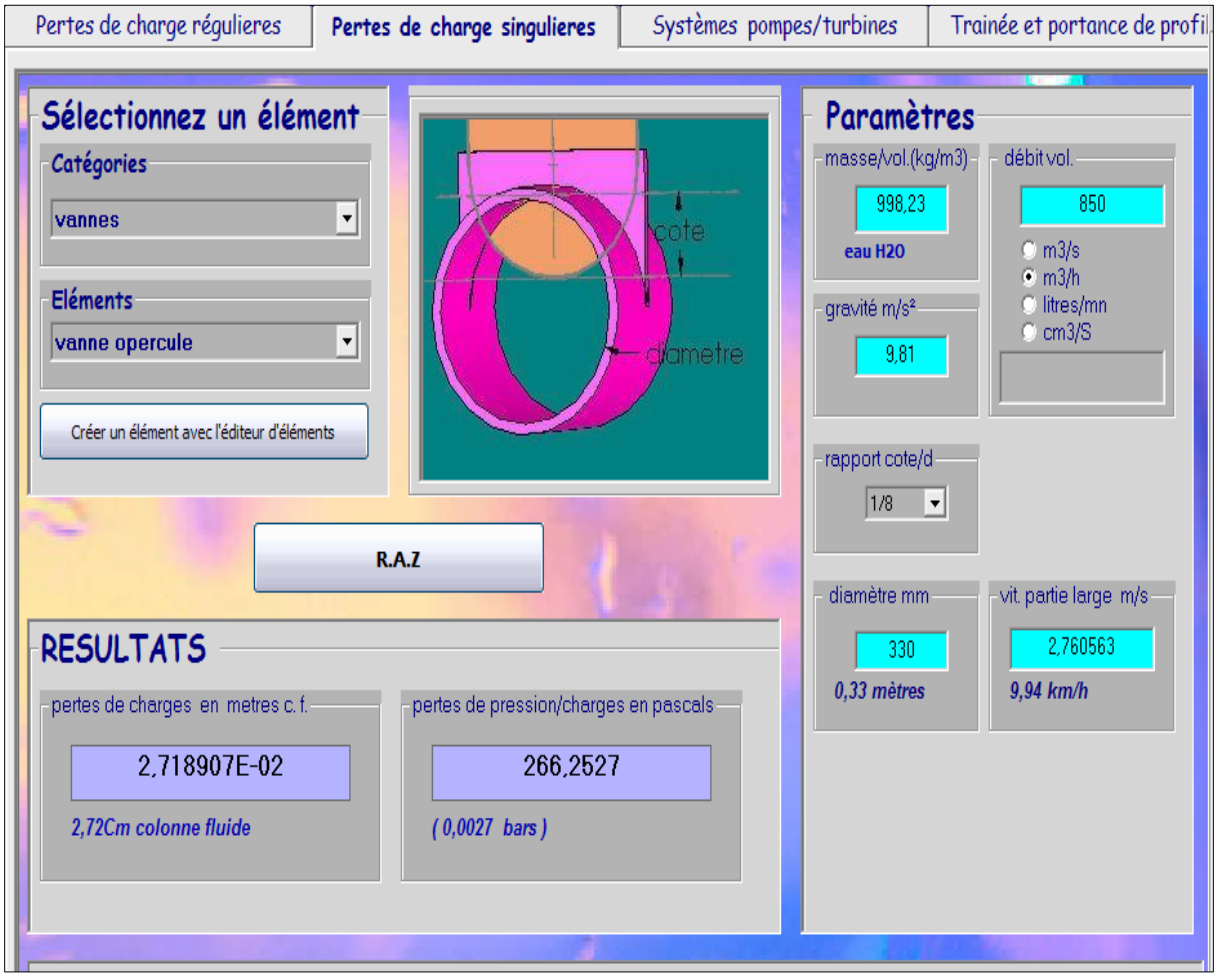


Figure III .13 . *Résultats de la simulation du vanne opercule (N^0 1) dans la partie refoulement*

- **Pertes de charges calculées**

- Coefficient de pertes de charge déterminé : **k =0,07**

- Pertes de charges singulières en mètres colonne de fluide = **2,718907E-02 mètres**

- Pertes de charges singulière en pascals = **266,2527 Pascals**

- Pertes de charges singulière en Bars = **0,0027 bars**

- **Cas étudié : vanne opercule (N^0 2)**

- Masse volumique = **998,23 kilogrammes/mètres cubes**

- Débit = **0,2361111mètres cubes/secondes**

- Gravité = **9,81 mètres/s²**

- Diamètre partie large = **330 mm**

- Vitesse du fluide partie large = **2,760563 mètres/s**

- Opercule fermé sur **6/8 du diamètre**

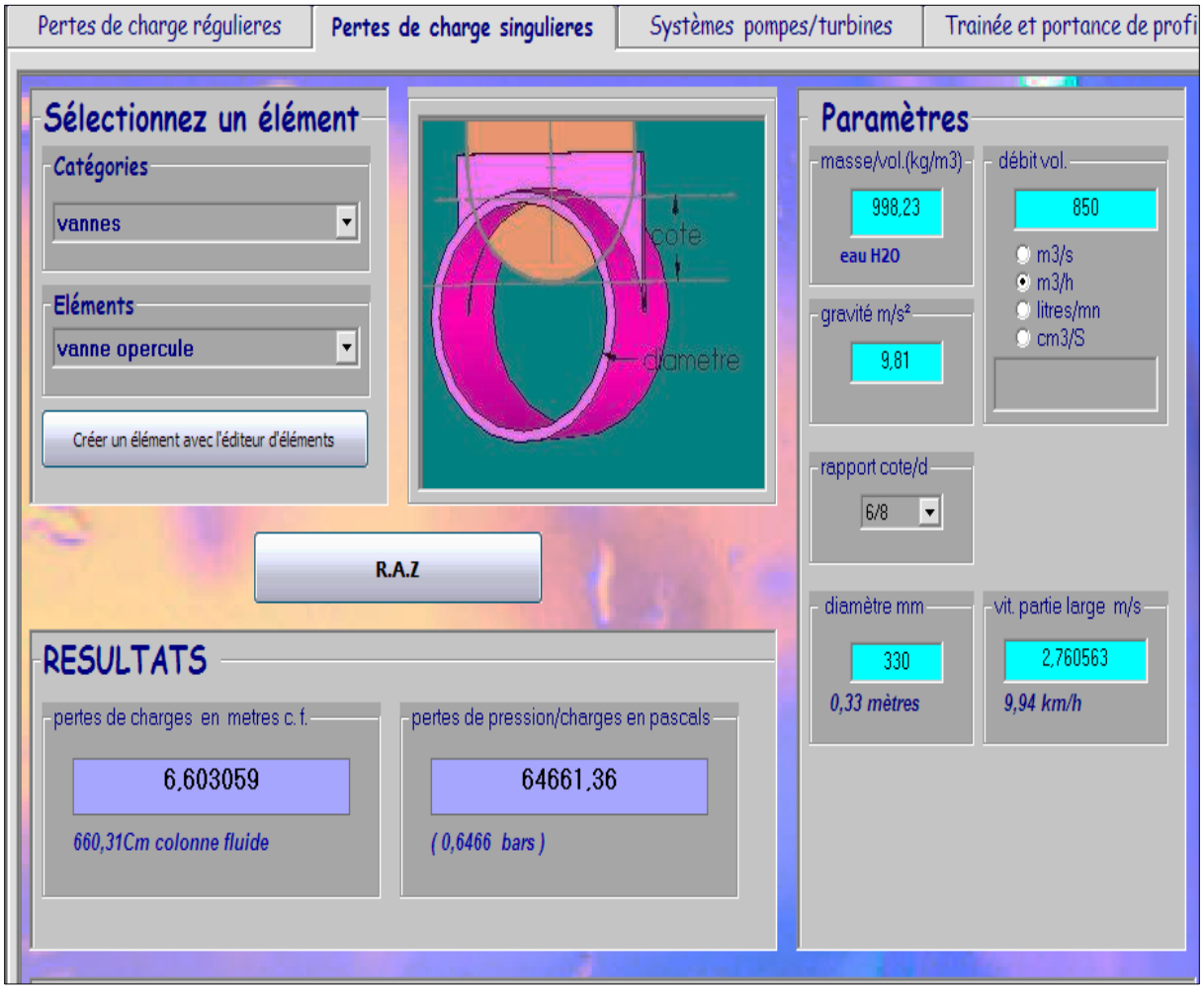


Figure III .14 . *Résultats de la simulation du vanne opercule (N^0 2) dans la partie refoulement*

- **Pertes de charges calculées**

- Coefficient de pertes de charge déterminé : **k =17**

- Pertes de charges singulières en mètres colonne de fluide = **6,603059 mètres**

- Pertes de charges singulière en pascals = **64661,36 Pascals**

- Pertes de charges singulière en Bars = **0,6466 bars**

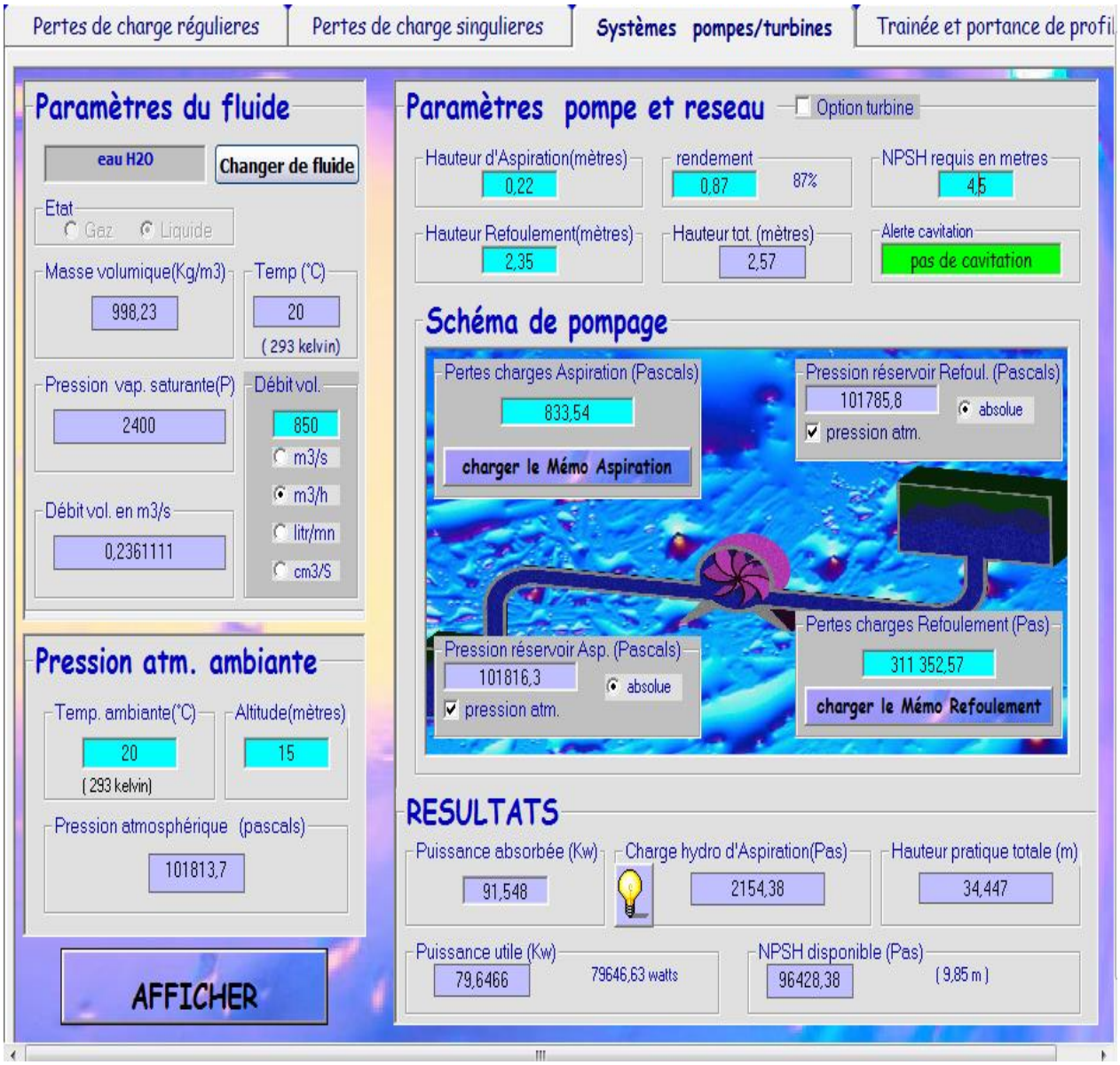


Figure III .15 . *Résultats de la simulation des paramètres pompe /turbine*

- **Résultats de simulation des paramètres pompe /turbine**

- **Paramètres atmosphériques**

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

- **Paramètres du fluide**

- Débit = **0,2361111 mètres cubes/secondes**
- Masse volumique = **998,23 kilogrammes/mètres cube**
- Pression vapeur saturante= **2400 Pascals**

- **Paramètres du réseau**

- Pression réservoir aspiration = **101816,3 Pascals**
- Pression réservoir refoulement = **101785,8 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 = **2,35 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 = **2,57 mètres**
- Pertes charges conduit aspiration= **833,54 Pascals**

Le totale des pertes de charges régulières et singulières du conduit d'aspiration

- Pertes charges conduit refoulement = **311352,6 Pascals**

Le total des pertes de charges régulières et singulières du conduit de refoulement

- Charge hydrostatique = **2154,38 Pascals**

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

- Hauteur pratique totale = **34,447 mètres**

Hauteur pratique d'élévation totale = **(pertes charges + hauteur d'aspiration + Hauteur refoulement + pression réservoirs)**

- **Paramètres de la pompe**

- NPSH requis de la pompe = **4,5 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 = **96428,38 Pascals**
- NPSH disponible de la pompe en m.c.eau. = **(9,85 m) m.c.eau**

Le NPSH disponible donne la chute de pression disponible avant cavitation

Si le NPSH disponible est inférieur au NPSH requis , la pompe cavité

Si le NPSH disponible est inférieur ou égal à zéro c'est la conduite qui Cavite

- Rendement de la pompe = **0,87**
- Puissance absorbée = **91,548 kilowatts**
- Puissance utile = **79,64663 kilowatts**

La puissance utile est la puissance communiquée par la pompe au fluide

D’après les paramètres de simulation **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 d'un 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 CFturbo 9.0 pour la détermination des modèles mathématiques des différents phénomènes étudiés. Ces modèles permettent d'exprimer la relation entre les caractéristiques du diffuseur (angle d'entrée du diffuseur (α_3), largeur d'entrée du diffuseur (b_3), diamètre d'entrée du diffuseur (D_3) et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ)) et les performances de la pompe centrifuge étudiée (le rendement et la puissance) en utilisant le plan composite centré (21 essais). Dans cette étude toutes les fonctions de réponse dans le système dépendent du même ensemble des variables contrôlables et qu'elles peuvent être représentées par des modèles polynômiales de régression du même degré dans une certaine région d'intérêt. La prochaine étape est d'obtenir différent optimum des réponses estimées dans la région de simulation par l'entremise de la fonction de désirabilité. En maximisant cette fonction, nous pouvons arriver à un ensemble de conditions de fonctionnement appropriées à un optimum compromis.

IV.2. Les données de départ

D'apré la fiche technique et la documentation du bureau technique en ce qui concerne les principaux paramètres de conception et géométriques de la pompe centrifuge GROSCLAUDE ALPHA –M 250.

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

Impulseur (Roue)		**Diffuseur**	
Diamètre d'entrée	D_j = 270 (mm)	Diamètre d'entrée	D_3 = 517 (mm)
Diamètre de sortie	D_2= 511 (mm)	Diamètre de sortie	D_4= 718(mm)
Largeur de sortie de l'ailette	b_2= 49 (mm)	Largeur d'entrée du diffuseur	b_3=55(mm)
Angle d'entrée l'ailette	$\beta_{1=}$ 29.7 (°)	Angle d'entrée du diffuseur	α_3 = 9.7 (°)
Angle de sortie l'ailette	$\beta_{2=}$21 (°)	Angle de sortie côté refoulement	α_{4ps} = 32(°)
Angle d'enroulement de l'ailette	φ_1= 155	Angle de sortie côté aspiration	α_{4ss} = 22(°)
Données		Largeur de sortie du diffuseur	b_4=84 (mm)
Vitesse de rotation	N=1480 (tr/min)	Angle d'enroulement du diffuseur	φ = 78(°)
Vitesse spécifique	Ns= 56	**Volute**	
Débit	Q= 850 m^3/h	Diamètre d'entrée	D_5=840 (mm)
	HM= 30m	Largeur d'entrée	D_5= 250 (mm)

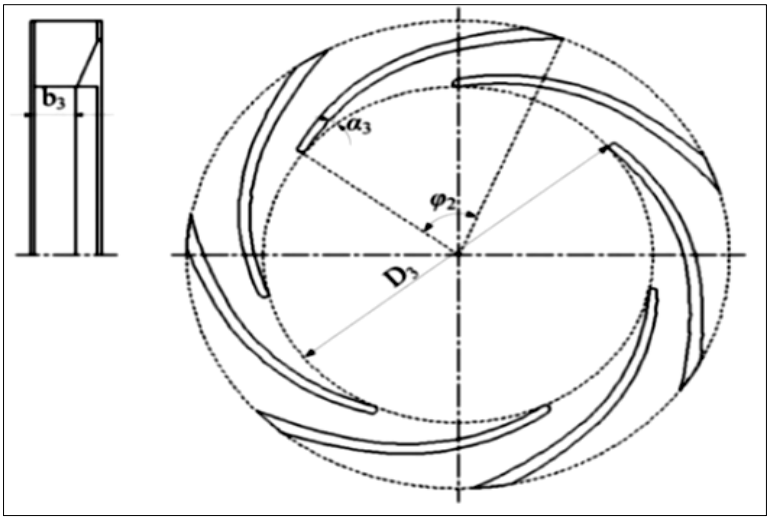


Figure IV.1 Quatre paramètres de diffuseur à ailettes étudié

IV.3 Planification de 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 d'entrée du diffuseur (α_3), largeur d'entrée du diffuseur (b_3), diamètre d'entrée du diffuseur (D_3) et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ). La ***Méthodologie des Surfaces de Réponse*** (**MSR**) a été utilisée pour modéliser et analyser les caractéristiques du diffuseur afin d'obtenir les performances de la pompe. Dans la MSR, la forme quantitative du rapport d'entrée entre la réponse observée et les variables indépendantes peut être représentée comme suit :

$$Y = F\left(\alpha_3, b_3, D_3, \varphi\right) \tag{IV.1}$$

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 :

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

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.

$$X_1 = \frac{\alpha_3 - \alpha_{30}}{\Delta\alpha_3} \quad \text{(IV.3)}$$

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

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

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

Où X_1, X_2, X_3 et X_4 sont les variables codées des paramètres respectivement de α_3, b_3, D_3 et φ. α_{30}, b_{30}, D_{30} et φ_0 sont les valeurs de α_3, b_3, D_3 et φ au niveau zéro (0). $\Delta\alpha_3$, Δb_3 ΔD_3 et $\Delta\varphi$ sont les intervalles de la variation respectivement de α_3, b_3, D_3 et φ. Le rendement (η) et la puissance (*pa*) indiquée respectivement comme Y_1, Y_2, Y_3 et Y_4, ont été analysées comme réponse.

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

Plan Composite à face centré				
N°	Facteurs			
	α_3 (°)	b_3 (mm)	D_3 (mm)	φ (°)
1	-1	1	-1	1
2	1	0	0	0
3	-1	-1	-1	-1
4	0	-1	0	0
5	0	0	0	0
6	0	0	0	0
7	-1	-1	1	-1
8	1	1	-1	-1
9	0	0	0	0
10	0	0	0	0
11	-1	1	1	1
12	0	0	0	0
13	0	0	0	-1
14	-1	0	0	0
15	1	-1	1	1
16	0	1	0	0
17	0	0	0	1
18	0	0	-1	0
19	1	1	1	-1
20	0	0	1	0
21	1	-1	-1	1

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

Tableau IV.3 Caractéristiques du diffuseur et leurs niveaux.

Symbole	Facteurs	Unité	Niveaux		
			-1	0	1
α_3	Angle d'entrée du diffuseur	(°)	8	9.5	11
b_3	Largeur d'entrée du diffuseur	mm	53	55	57
D_3	Diamètre d'entrée du diffuseur	mm	515	517	519
φ	Angle d'enroulement du diffuseur	(°)	77	80	83

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

n°	Facteurs				Rendement (%)	Puissance (KW)
	α_3 (°)	b_3 (mm)	D_3 (mm)	φ (°)	η	Pa
1	8	57	515	83	80.6	72.34
2	11	55	517	80	80.8	72.24
3	8	53	515	77	79.8	73.70
4	9.50	53	517	80	81	72.07
5	9.50	55	517	80	81.1	71.01
6	9.50	55	517	80	81.1	71.01
7	8	53	519	77	79.6	73.75
8	11	57	515	77	81.2	71.97
9	9.50	55	517	80	81.1	72.01
10	9.50	55	517	80	81.1	72.01
11	8	57	519	83	81.6	71.75
12	9.50	55	517	80	81.1	72.01
13	9.50	55	517	77	81.3	71.94
14	8	55	517	80	80.6	72.34
15	11	53	519	83	81.45	71.89
16	9.50	57	517	80	81	72.07
17	9.50	55	517	83	81.55	71.79
18	9.50	55	515	80	81.2	71.97
19	11	57	519	77	81.6	71.75
20	9.50	55	519	80	81	72.07
21	11	53	515	83	81.4	71.85

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 l'analyse de la variance (ANOVA). Cette analyse a été exécutée pour un intervalle de confiance (IC) égale à 95%. Les caractéristiques du diffuseur (α_3, b_3, D_3 et φ) et les performances de la pompe η (%) et Pa (KW) sont montrés dans le tableau IV.4.

Les valeurs obtenues du rendement et de la puissance ont été utilisées pour déterminer les facteurs et les interactions significatifs. Les modèles empiriques sont développés afin de déterminé la corrélation entre les caractéristiques du diffuseur et les performances de la pompe, 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 Interprétation des résultats

IV.4.1 Sensibilité du rendement en fonction de α_3, b_3, D_3 et φ

Le tableau IV.5 présente une analyse de la variance ANOVA afin de connaitre 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 de la moyenne de la somme des carrés du modèle divisée par la moyenne de la somme des carrés des résidus. En outre, si "***P-valeur***" du modèle est très petit (inférieur à 0.05) alors les limites dans le modèle ont un effet significatif sur la réponse. L'analyse des résultats montre que le diamètre d'entrée du diffuseur (D_3) et l'interaction à deux niveaux de l'angle d'entrée du diffuseur et l'angle d'enroulement du diffuseur ($\alpha_3 \times \varphi$), la largeur d'entrée du diffuseur et le diamètre d'entrée du diffuseur ($b_3 \times D_3$), la largeur d'entrée du diffuseur et l'angle d'enroulement du diffuseur ($b_3 \times \varphi$), l'effet quadratique de l'angle d'entrée du diffuseur α_3^2 *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 α_3^2 est le facteur le plus influant avec une contribution de 7,82%.

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

Source	ddl	SCE	CM	F-valeur	Prob.	Cont. %	Remarque
Modèle	14	5.26	0.376	21.4	0.000579	-	Significatif
α_3	1	0.020	0.020	1.14	0.326	**0.37**	Non significatif
b_3	1	0.0002	0.0002	0.006	8.550	**0.0019**	Non significatif
D_3	1	0.110	0.110	6.29	0.0460	**2.05**	Significatif
φ	1	0.0313	0.0313	1.78	0.230	**0.58**	Non significatif
$\alpha_3 \times b_3$	1	0.0856	0.0856	4.88	0.0692	**1.59**	Non significatif
$\alpha_3 \times D_3$	1	0.0153	0.0153	0.874	0.386	**0.28**	Non significatif
$\alpha_3 \times \varphi$	1	0.189	0.189	10.8	0.0167	**3.52**	Significatif
$b_3 \times D_3$	1	0.30	0.300	17.1	0.00608	**5.60**	Significatif
$b_3 \times \varphi$	1	0.264	0.264	15.1	0.00815	**4.93**	Significatif
$D_3 \times \varphi$	1	0.0903	0.0903	5.15	0.0637	**1.68**	Non significatif
α_3^2	1	0.419	0.419	23.9	0.00274	**7.82**	Significatif
b_3^2	1	0.0283	0.0283	1.61	0.251	**0.52**	Non significatif
D_3^2	1	7.05E-005	7.05E-005	0.004	0.951	**0.013**	Non significatif
φ^2	1	0.261	0.261	14.9	0.00837	**4.86**	Significatif
Erreur	6	0.105	0.0175	-	-	-	-
Totale	20	5.36	-	-	-	-	-

Le graphique de probabilité normale des résidus du rendement illustré dans la figure (IV.2), indique que les résidus (erreur) se trouvent très proche par rapport a la ligne droite de la normalité, prouve que les limites mentionnées dans le modèle du premier degré sont les seuls facteurs significatifs **[9]**. La normalité semble acceptable en plus les coefficients de corrélation très élevés.

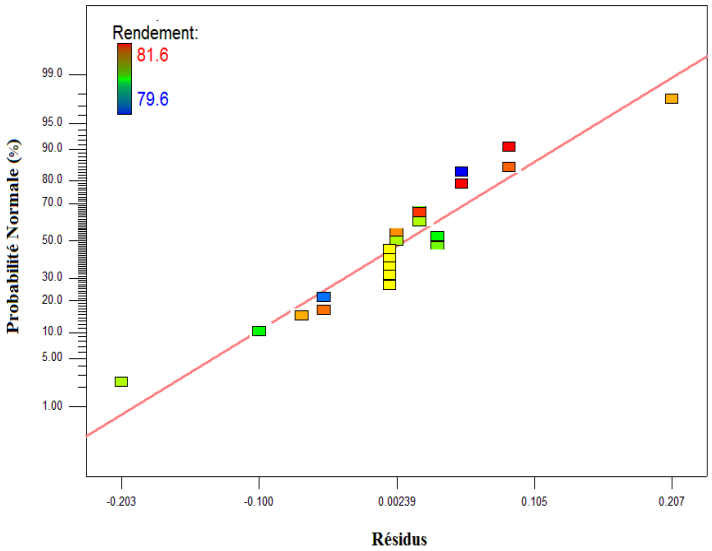


Figure IV.2 Probabilités normales des résidus du rendement (η).

VI.4.2 Analyse de régression pour le rendement (η) en fonction de α_3, b_3, D_3 et φ

L'analyse de régressions linéaires multiples du rendement (η) en fonction des caractéristiques du diffuseur (α_3, b_3, D_3 et φ) et leurs interactions qui ont un effet significatif donne l'équation du modèle (IV.7) en termes **de facteurs codés** avec un coefficient de détermination (R^2 = 98 %).

$$\eta = 81.1 + 0.1x_1 + 0.0001x_2 + 0.105x_3 + 0.125x_4 - 0.344x_1x_4 + 0.194x_2x_3 - 0.406x_2x_4 - 0.405x_1^2 + 0.320x_4^2 \quad \text{(IV.7)}$$

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

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

$$\eta = 1.47E + 003 + 21.4\alpha_3 - 16b_3 - 2.53D_3 - 10.3\varphi - 0.076\alpha_3\varphi + 0.048b_3D_3 - 0.067b_3\varphi - 0.18\alpha_3^2 - 0.035\varphi^2 \quad \text{(IV.8)}$$

La valeur du coefficient de détermination R² pour le modèle du rendement (η) égale à 0.98. Cela signifie que 98% des variations du niveau du rendement (η) sont expliquées par ce modèle et que 2% restent par conséquent inexpliquées. La valeur du coefficient de détermination ajusté de ce modèle du rendement (η) est R^2ajusté=93,5%. Il représente une correction du R^2 qui permet de prendre en compte le nombre de variables utilisées dans le modèle. Ces deux coefficients montrent une bonne corrélation entre ce modèle et les données de simulation. La figure IV.3 montre une comparaison entre les valeurs estimée du rendement (η) par les équations des modèles développés et les valeurs observées.

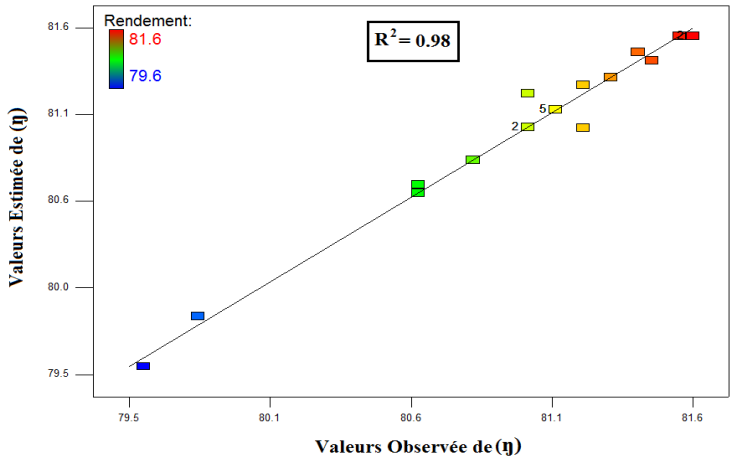


Figure IV.3 Corrélation des valeurs mesurés et estimés du rendement (η)

VI.4.3 Évolution de la puissance (Pa) en fonction de α_3, b_3, D_3 et φ

Le tableau IV.6 présente une analyse de la variance ANOVA afin de connaitre les facteurs et les interactions qui ont un effet significatif. L'analyse des résultats montre que le diamètre d'entrée du diffuseur (D_3) et l'interaction à deux niveaux de l'angle d'entrée du diffuseur et l'angle d'enroulement du diffuseur ($\alpha_3 \times \varphi$), la largeur d'entrée du diffuseur et le diamètre d'entrée du diffuseur ($b_3 \times D_3$), la largeur d'entrée du diffuseur et l'angle d'enroulement du diffuseur ($b_3 \times \varphi$), l'effet quadratique de l'angle d'entrée du diffuseur α_3^2 *et* l'effet quadratique de l'angle d'enroulement du diffuseur φ^2 ont tous un effet significatif sur le 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 d'entrée du diffuseur α_3^2 est le facteur le plus influant avec une contribution de 10.05%.

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

Source	ddl	SCE	CM	F-value	Prob.	Cont. %	Remarque
Modèle	14	4,964	0,354	16,510	0.00121	-	Significatif
α_3	1	0,0364	0,036	1,697	0.240	**0.71**	Non significatif
b_3	1	0.0001	0.0001	0.005	8.202	**0.0019**	Non significatif
D_3	1	0,174	0,174	8,113	0.0292	**3.42**	Significatif
φ	1	0,018	0,018	0,840	0.395	**0.35**	Non significatif
$\alpha_3 \times b_3$	1	0,073	0,073	3,403	0.115	**1.43**	Non significatif
$\alpha_3 \times D_3$	1	0,040	0,040	1,891	0.218	**0.78**	Non significatif
$\alpha_3 \times \varphi$	1	0,191	0,191	8,932	0.0244	**3.75**	Significatif
$b_3 \times D_3$	1	0,292	0,292	13,625	0.0102	**5.74**	Significatif
$b_3 \times \varphi$	1	0,194	0,194	9,061	0.0237	**3.80**	Significatif
$D_3 \times \varphi$	1	0,086	0,086	4,009	0.0921	**1.69**	Non significatif
α_3^2	1	0,512	0,512	23,874	0.00275	**10.05**	Significatif
b_3^2	1	0,013	0,013	0,636	0.456	**0.25**	Non significatif
D_3^2	1	0,001	0,001	0,056	0.820	**0.02**	Non significatif
φ^2	1	0,232	0,232	10,830	0.0166	**4.55**	Significatif
Erreur	6	0,128	0,021	-	-	-	-
Totale	20	5,092	-	-	-	-	-

Le graphique de probabilité normale des résidus du rendement illustré dans la figure (IV.4), indique 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.

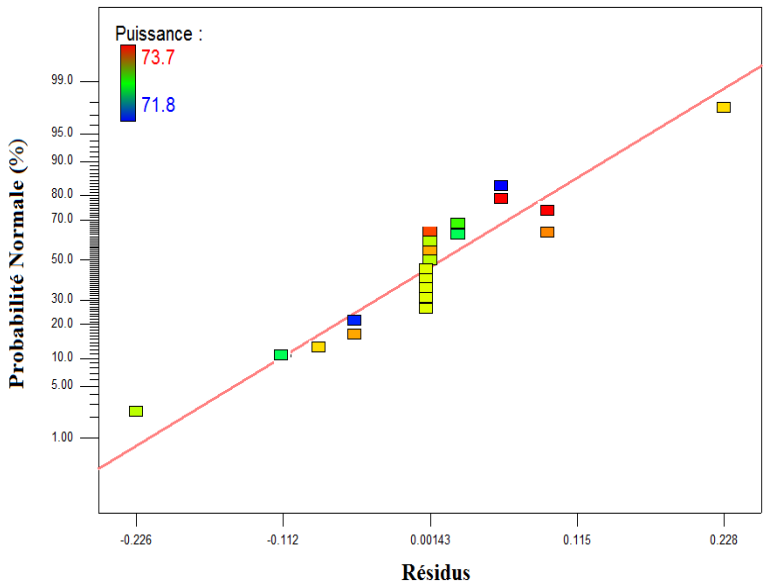


Figure IV.4 Probabilités normales des résidus de la puissance (*Pa*).

VI.4.4 Analyse de régression pour la puissance (*Pa*) en fonction de α_3, b_3, D_3 et φ

L'analyse de régressions multiples de la puissance (*Pa*) en fonction des caractéristiques du diffuseur (α_3, b_3, D_3 et φ) et leurs interactions qui ont un effet significatif donne l'équation du modèle (IV.9) en termes **de facteurs codés** avec un coefficient de détermination (R^2 = 97.5 %).

$$Pa = 73.1 + 0.135x_1 + 0.0001x_2 + 0.132x_3 + 0.095x_4 - 0.346x_1x_4 + 0.191x_2x_3 - 0.349x_2x_4 - 0.448x_1^2 + 0.302x_4^2 \quad \text{(IV.9)}$$

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

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

$$Pa = 3.24E + 003 + 26.2\alpha_3 - 17.4b_3 - 9.37D_3 - 10.3\varphi - 0.076\alpha_3\varphi + 0.047b_3D_3 - 0.058b_3\varphi - 0.199\alpha_3^2 - 0.033\varphi^2 \quad \text{(IV.10)}$$

La valeur du coefficient de détermination R^2 pour le modèle de la puissance (*Pa*) égale à 0.975. Cela signifie que 97.5% des variations du niveau de la puissance (*Pa*) sont expliquées

par ce modèle et que 2.5% restent par conséquent inexpliquées (incertain). La valeur du coefficient de détermination ajusté de ce modèle de la puissance (*Pa*) est R^2ajusté=91,6%. Il représente une correction du R^2 qui permet de prendre en compte le nombre de variables utilisées dans le modèle. Ces deux coefficients montrent une bonne corrélation entre ce modèle et les données de simulation. La figure IV.5 montre une comparaison entre les valeurs estimée de la puissance (*Pa*) par les équations des modèles développés et les valeurs observées.

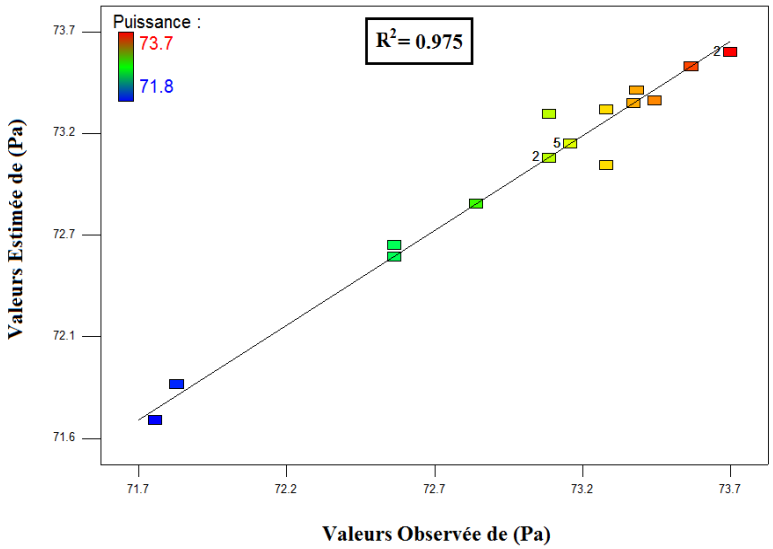


Figure IV.5 Corrélation des valeurs mesurées et estimées de la puissance (*Pa*)

IV.4.5 Surfaces de réponses

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

Les figures IV.6 –IV.11 montrent la variation du rendement (η) et la puissance (*Pa*) avec les caractéristiques du diffuseur notamment l'angle d'entrée du diffuseur (α_3), largeur d'entrée du diffuseur (b_3), diamètre d'entrée du diffuseur (D_3) et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ). Les figures IV.6 présente la variation du rendement (η) avec l'angle d'entrée du diffuseur (α_3) et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ). Dans ces figures, on observe que l'angle d'enroulement du diffuseur (φ) le plus significatif sur le rendement (η) et sa variation est très élevée une fois comparée avec les autres caractéristiques du diffuseur. La valeur du rendement (η) augmente progressivement avec l'augmentation du l'angle d'enroulement du diffuseur (φ) pour des faibles, valeurs de l'angle d'entrée du diffuseur (α_3).

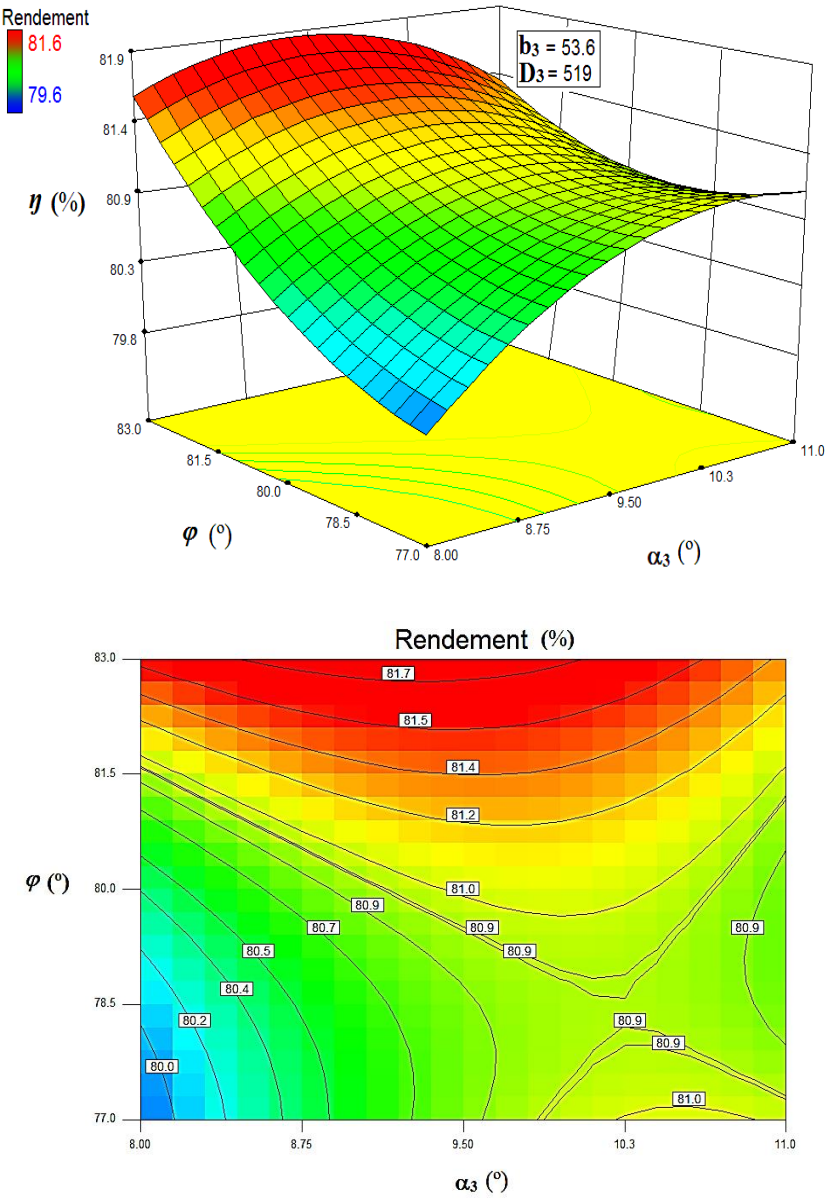


Figure IV.6 Effet de l'angle d'entrée (α_3) et l'angle d'enroulement (φ) sur le rendement (η).

La figure IV.7 montre la variation du rendement avec la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) et le diamètre d'entrée du diffuseur (D_3). On remarque que la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) à un impact plus significatif sur le rendement. Le rendement ne change pas beaucoup avec le diamètre d'entrée du diffuseur (D_3) pour la gamme très faible de largeur d'entrée du diffuseur (b_3), mais tend à augmenter presque avec l'augmentation de la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) à grande diamètre d'entrée du diffuseur (D_3). Cette figure clairement indiqué qu'un meilleur rendement peut être réalisé pour n'importe quel diamètre d'entrée du diffuseur (515÷519 mm) à très grande largeur d'entrée du diffuseur (b_3).

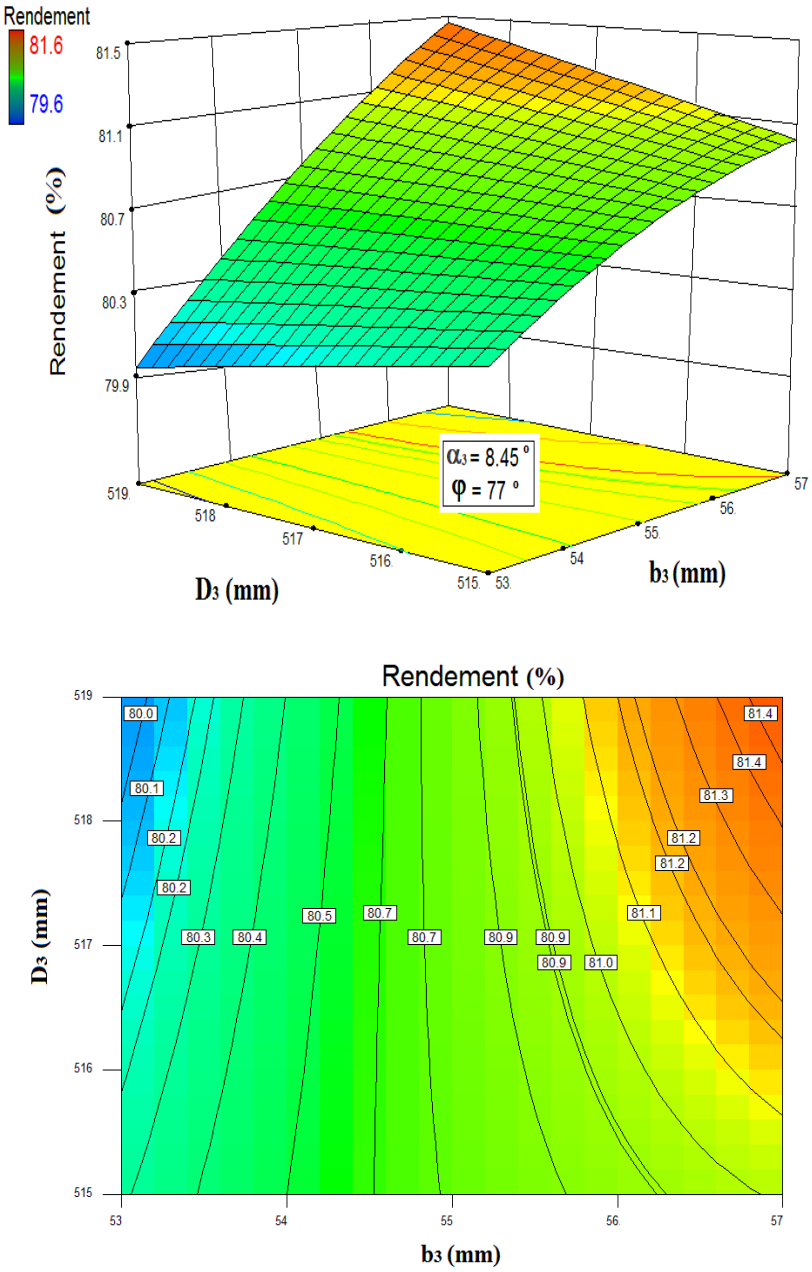


Figure IV.7 Effet de la largeur d'entrée (b_3) et le diamètre d'entrée (D_3) sur le rendement (η).

La figure IV.8 montre la variation du rendement avec la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ). On observe que l'angle d'enroulement du diffuseur (φ) a un effet significatif sur le rendement. Comme a été précédemment précisé, avec l'augmentation de l'angle d'enroulement du diffuseur (φ) proche de 83° donne un meilleur rendement pour n'importe quel largeur d'entrée du diffuseur (b_3). La valeur du rendement diminue avec la diminution de l'angle d'enroulement du diffuseur (φ) la plus faible largeur d'entrée du diffuseur (b_3).

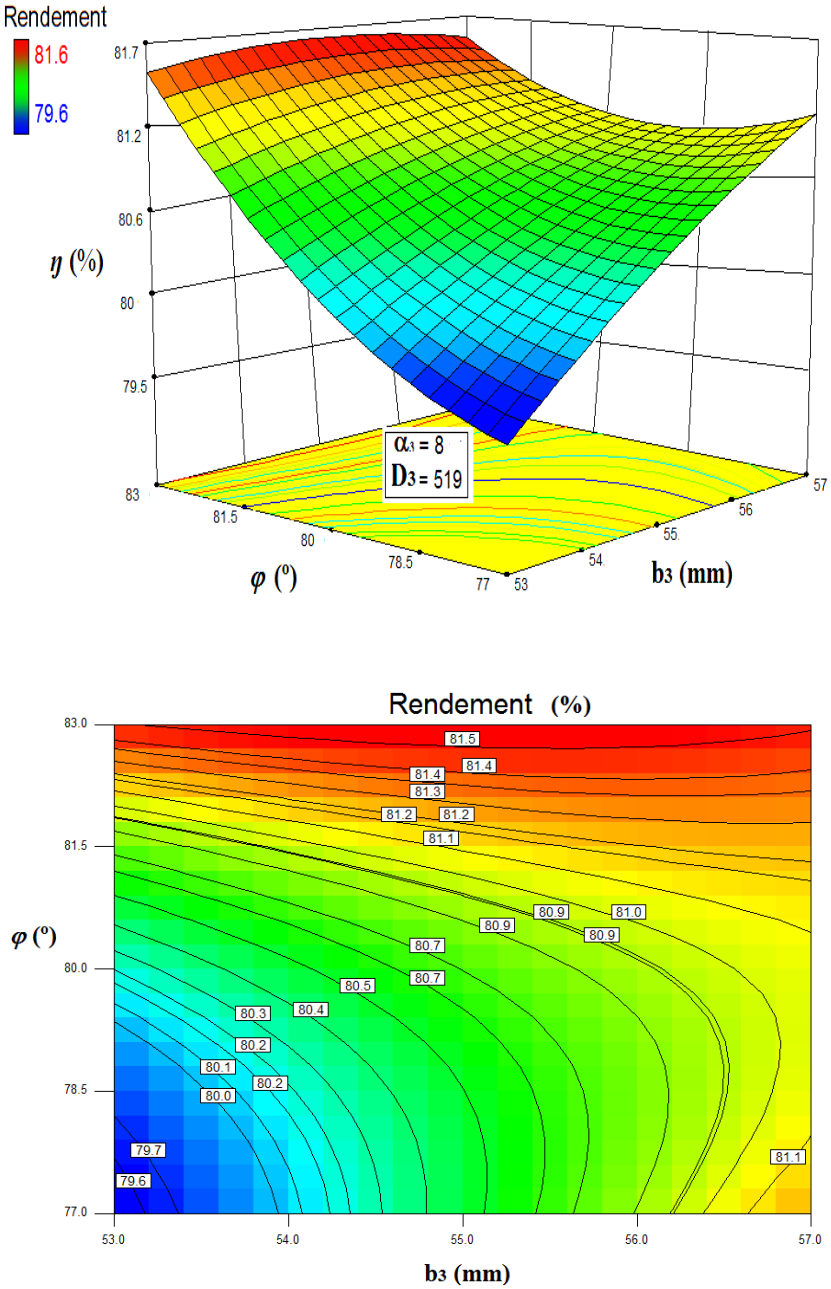


Figure IV.8 la largeur d'entrée (b_3) et l'angle d'enroulement (φ) sur le rendement (η).

La variation de la puissance (*Pa*) avec l'angle d'entrée du diffuseur (α_3) et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ) est montrée dans la figure IV.9. Dans cette figure, on le confirme que l'angle d'entrée du diffuseur (α_3) un effet significatif très important sur la puissance (*Pa*). Cette dernière affichée les valeurs des augmentations de la puissance (*Pa*) avec l'augmentation l'angle d'entrée du diffuseur (α_3). Cette figure clairement indiquée que les valeurs minimum de la puissance (*Pa*) peuvent être réalisée seulement pour la plus base valeur d'angle d'entrée du diffuseur (α_3) et la plus base valeur d'angle d'enroulement du diffuseur (φ).

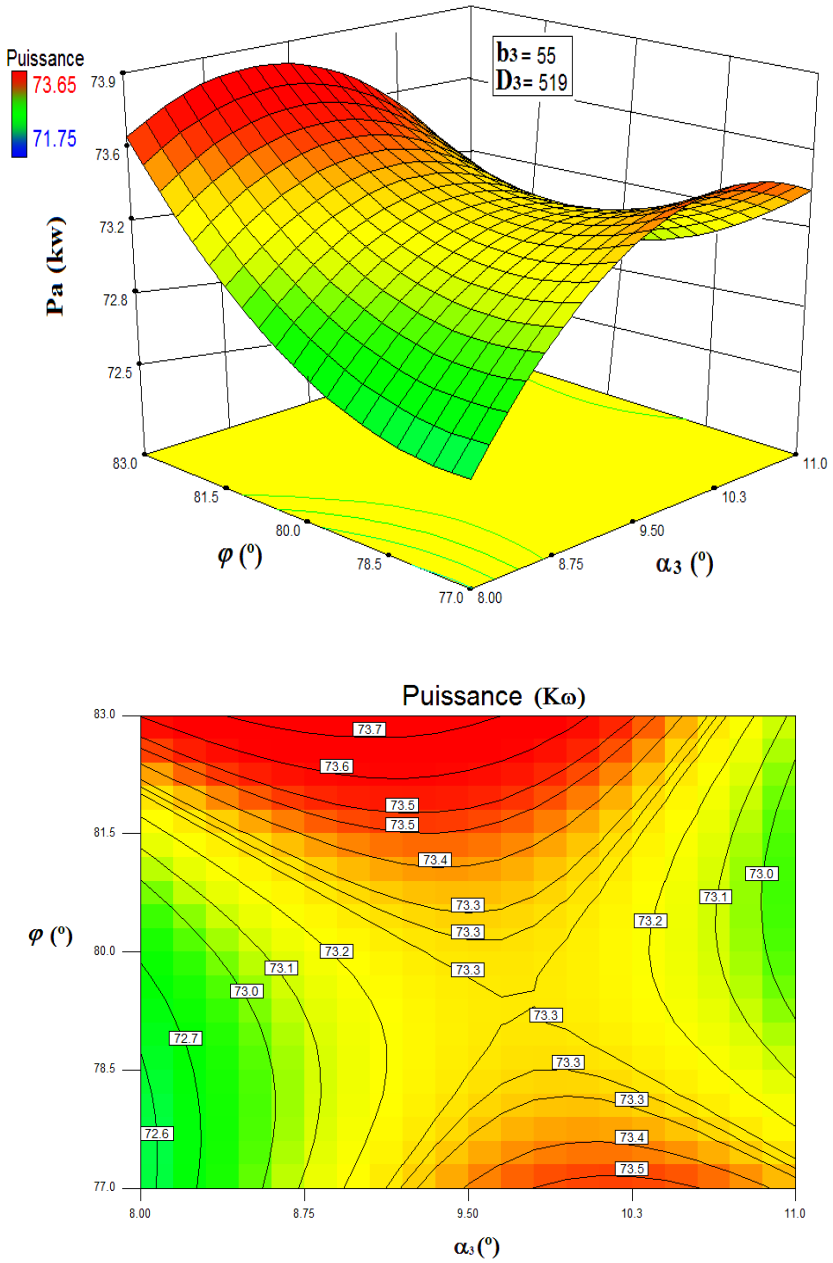


Figure IV.9 Effet de l'angle d'entrée (α_3) et l'angle d'enroulement (φ) sur le rendement (η).

La figure IV.10 présente la variation de la puissance (Pa) avec la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) et le diamètre d'entrée du diffuseur (D_3). Pour des valeurs très élevées de la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) et le diamètre d'entrée du diffuseur (D_3), la puissance (Pa) est considérablement élevée. En plus, la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) est le facteur le plus significatif sur la puissance (Pa). Les valeurs de la puissance (Pa) sont presque constantes au minimum valeur de la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) pour n'importe quel niveau du diamètre d'entrée du diffuseur (D_3) mais l'augmentation de la puissance (Pa) est remarquée pour des valeurs élevées.

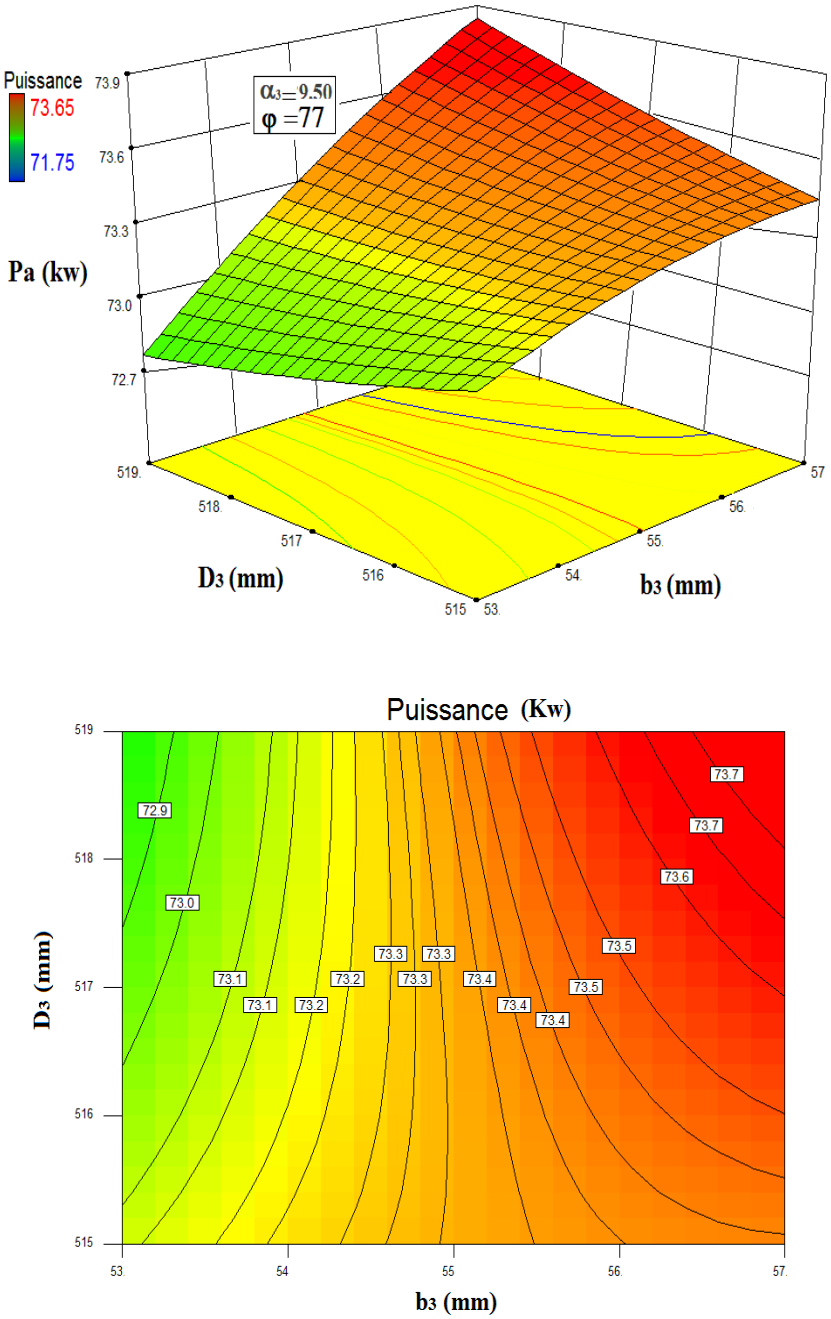


Figure IV.10 Effet de l'angle d'entrée (α_3) et l'angle d'enroulement (φ) sur le rendement (η).

La figure IV.11 présente la variation de la puissance (*Pa*) avec la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ). Pour des valeurs très élevées de la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) et l'angle d'enroulement (φ), la puissance (*Pa*) est considérablement élevée. En plus, l'angle d'enroulement du diffuseur (φ) est le facteur le plus significatif sur la puissance (*Pa*). Les valeurs de la puissance (*Pa*) est presque constante au maximum valeur d'angle d'enroulement (φ) pour n'importe quel niveau de la largeur d'entrée du diffuseur (b_3). Cette figure montre clairement que les valeurs minimum de la puissance (*Pa*)

peut être réalisé seulement pour la plus base valeur de la largeur d'entrée du diffuseur (b_3) et la plus base valeur d'angle d'enroulement du diffuseur (φ).

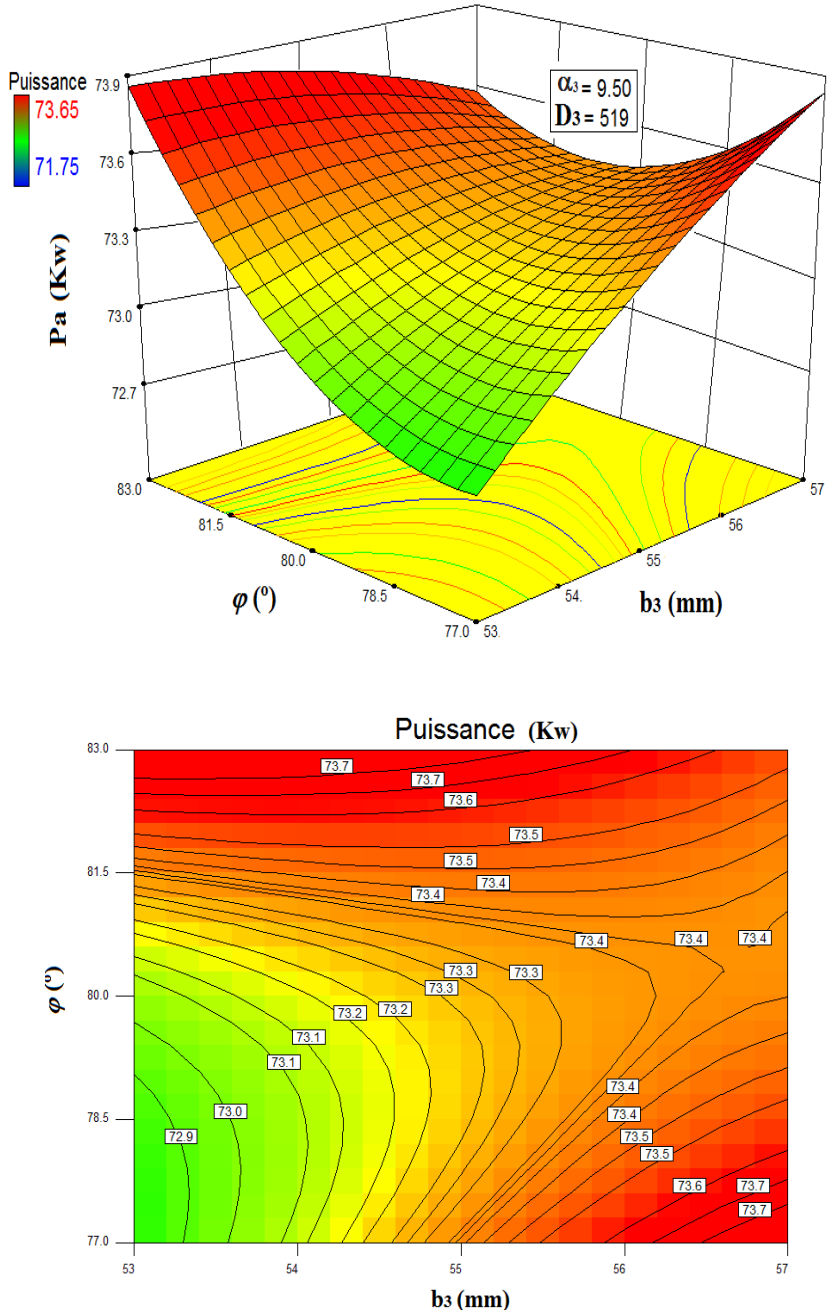


Figure IV.11 Effet de l'angle d'entrée (α_3) et l'angle d'enroulement (φ) sur le rendement (η).

IV.5 Optimisation les caractéristique 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 selon **[9]**. Notre objectif est de trouver les valeurs optimales des caractéristiques du diffuseur (α_3, b_3, D_3 et φ) produire le plus grand rendement (η) avec minimum puissance (Pa) afin d'améliorer les performances de la pompe centrifuge. Compte tenu de la planification du plan d'expérience, nous déterminerons des équations de prédiction à partir des équations générées, qui permettent de prédire les résultats pour un ensemble de réglages choisis. De même, il est possible de trouver les réglages correspondants aux réponses optimales. Dans notre travail, ceci revient à l'optimisation simultanée des réponses (η et Pa) illustré par le système suivant :

$$DF = \left(\prod_{i=1}^{n} d_i^{wi} \right)^{\frac{1}{\sum_{j-1}^{n} wi}} \qquad \textbf{(IV.11)}$$

$$F(x) = -DF$$

Dans l'équation (VI.11) w_i, d_i et i sont des variables ciblés 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 :

$$di = 0 \qquad \text{Si} \qquad Y_i \le Min_i$$

$$di = \left[\frac{Yi - Min_i}{T_i - Min_i} \right] \qquad \text{Si} \qquad Min_i \le Y_i \le T_i \qquad \textbf{(IV.12)}$$

$$di = \left[\frac{Yi - Max_i}{T_i - Max_i} \right] \qquad \text{Si} \qquad T_i \le Y_i \le Max_i$$

$$di = 0 \qquad \text{Si} \qquad Y_i \ge Max_i$$

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.12) et (IV.13), afin de faire encore une substitution par les désirabilités individuelles dans l'équation (IV.11). Finalement, il reste une

seule fonction objective pour chercher la solution *x*, tout en maximisant la désirabilité totale *F*(*x*).

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

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

$$di = \left[\frac{Yi - Min_i}{Max_i - Min_i} \right] \quad \text{Si} \quad Min_i \le Y_i \le Max_i \qquad \textbf{(IV.13)}$$

$$di = 1 \ \text{Si} \ Y_i \ge Max_i$$

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

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

$$di = \left[\frac{Max_i - Y_i}{Max_i - Min_i} \right] \quad \text{Si} \quad Min_i \le Y_i \le Max_i \qquad \textbf{(IV.14)}$$

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

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

Avec :

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

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

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

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

Où :

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

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

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

– Évaluer la fonction de désirabilité globale en chaque point du plan de simulation, pour chaque réponse à l'aide de l'équation (IV.15).

Les contraintes utilisées pendant le processus d'optimisation sont illustrés dans le tableau IV.7. Les solutions optimales sont rapportées dans le tableau (IV.8) par ordre de niveau décroissant de désirabilité. La valeur de désirabilité 0.949 correspond à la meilleure valeur du rendement avec minimales puissance dans la gamme des caractéristiques du diffuseur indiquée.

Tableau IV.7 Contraintes pour optimisation des paramètres d'usinage

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

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

Tableau IV.8 les conditions optimales

Solution N°	α_3 (º)	b_3 (mm)	D_3 (mm)	φ (º)	η (%)	Pa (Kw)	Désirabilité
1	9.43	53	517	83	81.8	71.4	0.949
2	9.47	53	517	83	81.8	71.4	0.948
3	9.35	53.3	517	83	81.8	71.4	0.947
4	9.61	53	516	83	81.8	71.4	0.944
5	9.45	53.7	517	83	81.8	71.4	0.941

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 (α_3, b_3, D_3 etφ) pour obtenir les meilleurs valeurs des performances de la pompe centrifuge étudiée (le rendement et la puissance).

Tableau IV.9 Intervalles de prévision optimale des réponses (ŋ et Pa)

Réponse	Prédiction	95% IC Min	95% IC Max	95% IP Min	95% IP Max
Rendement (ŋ)	81.8	80.4	82.3	81.3	82.4
Puissance (Pa)	71.4	69.5	73.2	69.10	73.6

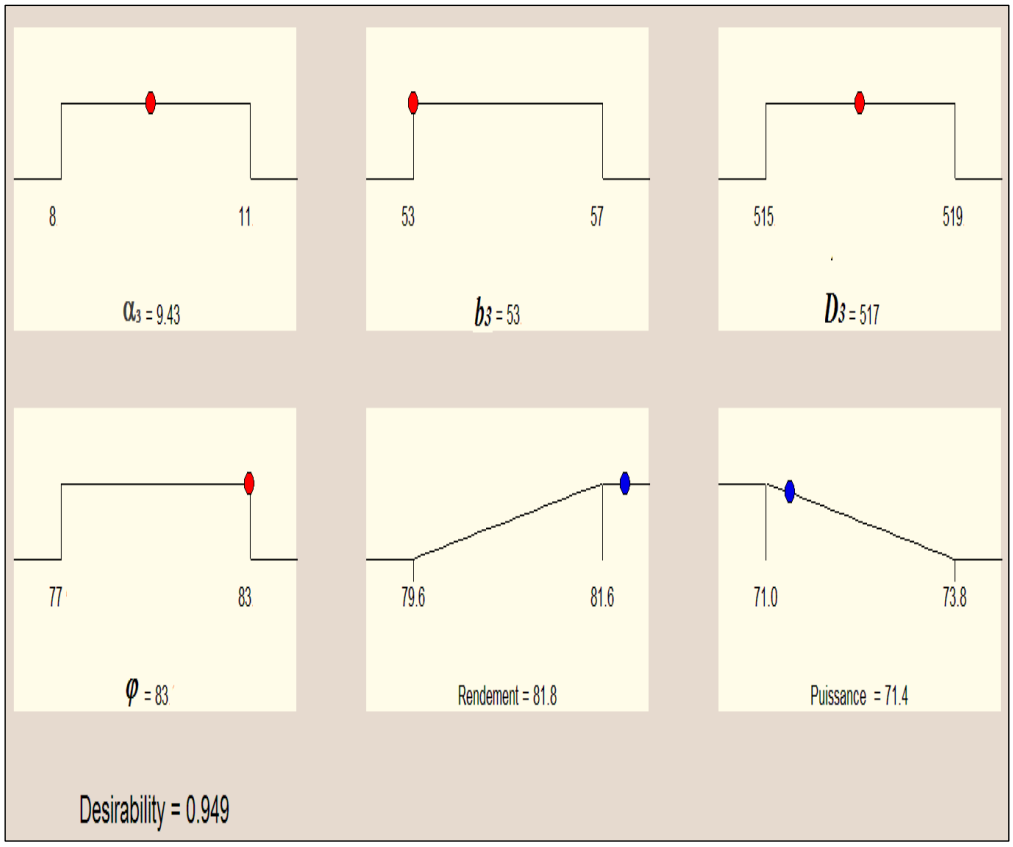
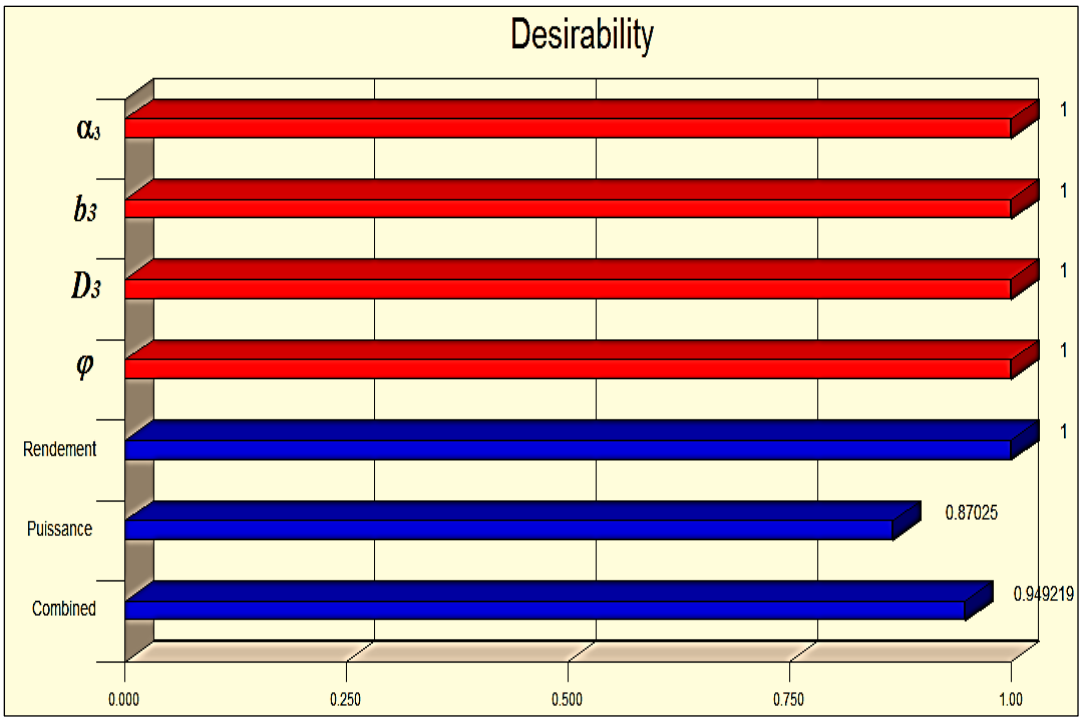


Figure IV.12 Diagramme d'optimisation de réponses multiples de Rendement (ŋ) et de la Puissance (Pa)



IV.13 Diagramme de désirabilité du Rendement (ŋ) et de la Puissance (Pa)

IV.6 Conclusion

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

- le rendement augmente avec l'augmentation de l'angle d'enroulement du diffuseur (φ) et diminue avec la diminution de l'angle d'entrée du diffuseur (α_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 α_3^2 est le facteur le plus influant sur le rendement avec une contribution de 7,82%.
- D'une manière générale, le diamètre d'entrée du diffuseur (D_3) et l'interaction ($\alpha_3 \times \varphi$), ($b_3 \times D_3$) et ($b_3 \times \varphi$) ainsi que l'effet quadratique $\alpha_3^2 et \varphi^2$ 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 on meilleur rendement avec une puissance minimale minimum puissance sont : l'angle d'entrée du diffuseur (α_3), 9.43 °; largeur d'entrée du diffuseur (b_3), 53 mm; diamètre d'entrée du diffuseur (D_3), 517 mm; et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ), 83 °; avec un rendement estimé à 81.8 % et pour une puissance de 71.4 KW.

Conclusion générale

Conclusion générale

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 étudier et leurs interactions qui ont un effet statiquement significatif lors des essais de simulation, des modèles de régressions multiples sont associé à l'optimisation de la fonction 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 mémoire sont les suivantes :

• Les résultats des calculs hydrauliques ont été comparés avec celles de la simulation. On remarque que les résultats obtenus étaient satisfaisants, puisqu'elles avoisinent ceux fournis par la note de calcul du fournisseur, qui mène au bon fonctionnement de la pompe.

• le rendement augmente avec l'augmentation de l'angle d'enroulement du diffuseur (φ) et diminue avec la diminution de l'angle d'entrée du diffuseur (α_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 α_3^2 est le facteur le plus influant sur le rendement avec une contribution de 7,82%.

• D'une manière générale, le diamètre d'entrée du diffuseur (D_3) et l'interaction ($\alpha_3 \times \varphi$), ($b_3 \times D_3$) et ($b_3 \times \varphi$) ainsi que l'effet quadratique $\alpha_3^2 et \varphi^2$ 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 obtenue meilleur rendement avec minimum puissance sont : l'angle d'entrée du diffuseur (α_3), 9.43 º; largeur d'entrée du diffuseur (b_3), 53 mm; diamètre d'entrée du diffuseur (D_3), 517 mm; et l'angle d'enroulement du diffuseur (φ), 83 º; avec le rendement estimée de 81.8 % et pour la puissance de 71.4 KW.

Références bibliographiques

[1] Dali Rachid : Etude d'un écoulement dans une conduite d'aspiration d'une pompe centrifuge. Mémoire de projet de fin d'étude pour l'obtention du diplôme De master en Hydraulique. Université Aboubekr Belkaid Tlemcen, Faculté de Technologie, Département d'Hydraulique ,2013.

[2] **Fonderie-vincent.com**, 2018. [En ligne]. Disponible à l'adresse : www. Fonderie-vincent.com. [Accès le 10 Février 2018]

[**3] Distributechmaroc.com**, 2018. [En ligne]. Disponible à l'adresse : www. Distributechmaroc.com. [Accès le 10 Février 2018].

[4] Azprocede.com, 2018. [En ligne]. Disponible à l'adresse : www. Azprocede.com. [Accès le 10 Février 2018].

[5] Site web: www. M cours.com.

[**6] Kouiled. S.et Sayah L** : Investigation expérimentale du phénomène de cavitation dans les pompes. Mémoire en vue de l'obtention du diplôme de Master en Génie Mécanique. Université Kasdi Merbah – Ouargla, Faculté des Sciences et Technologie et Sciences de la Matière, Département de Génie Mécanique ,2011.

[7] Perret René. La cavitation : une introduction. Encyclopédie de l'énergie, NoO99, Avril 2016.

[8] Imène Mejri-Chtioui : Analyse de l'écoulement Instationnaire Cavitant Dans Les Inducteurs. Thèse pour obtenir le grade de Docteur En Mécanique. L'école Nationale Supérieure D'arts Et Métiers Centre de Paris ,2006.

[9] D.C. Montgomery, Design and analysis of experiments, 5thed: Wiley & Sons Inc; New York (2001).

Annexes

Annexe 1 : Analyse de la variance (anova)

L'objectif de l'analyse globale des résultats est de définir la qualité descriptive du modèle au moyen d'un tableau d'analyse de la variance (ANOVA : ANalysis Of VAriance). Pour cela, nous allons définir plusieurs grandeurs.

Soit SCT la somme des carrés totale, c'est-à-dire la somme des carrés des écarts entre les résultats d'essais (expériences) et leur moyenne :

$$SCT = \sum_{i=1}^{N} (Y_i - \bar{Y})^2 \qquad \textbf{(1)}$$

Cette quantité est indépendante du modèle utilisé. On décompose ensuite cette somme de carrés en une somme de deux termes SCM et SCE. Le premier terme traduit la variation des réponses calculées autour de leur moyenne, soit encore :

$$SCM = \sum_{i=1}^{N} \left(\hat{Y}_i - \bar{Y}\right)^2 \qquad \textbf{(2)}$$

On rappelle que l'application de la méthode des moindres carrés utilisée pour l'estimation des coefficients du modèle, induit la relation suivante :

$$\bar{Y} = 1/N \sum_{i=1}^{N} Y_i \qquad \textbf{(3)}$$

Le second terme traduit la somme des carrés des résidus :

$$SCE = \sum_{i=1}^{N} \left(Y_i - \hat{Y}_i\right)^2 \qquad \textbf{(4)}$$

La somme des carrés totale (SCT) peut être donnée par la relation suivante, encore appelée équation d'analyse de variance ou équation d'analyse de régression :

$$SCT = SCM + SCRES \qquad \textbf{(5)}$$

Un test statistique visant à rejeter l'hypothèse (H_0) selon laquelle le modèle ne permet pas de décrire la variation des essais va maintenant être réalisé. Lorsque cette hypothèse est vérifiée, il est possible de montrer que la statistique *F* suit une loi de Fisher avec respectivement (p-1) et (N-p) degrés de liberté.

Le modèle permet de décrire la variation des résultats d'essais si la probabilité Prob *F* est faible (< 5 %) (Probabilité de rejeter l'hypothèse nulle « le modèle ne permet pas de décrire la variation des résultats d'essais »).

Ces données conduisent à la construction du tableau ANOVA (tableau 1), récapitulant les différents résultats.

Pour qu'il existe le moins de résidus possible, il faut que le rapport *F* de deux variances (cinquième colonne dans le tableau de régression) soit le plus grand possible. On pourra alors dire que le modèle "apporte de l'information".

Source de variation	Somme des carrés	Degrés de liberté	Carré moyen	*F*	Probabilité
Régression	SCM	p-1	SCM/ (p-1)	[SCM/(p-1)] / [SCE/(N-p)]	Prob *F*
Résidus	SCE	N-p	SCE/ (N-p)		
Total	SCT	N-1			

Tableau 1*- Tableau ANOVA (analyse de régression).*

Le tableau d'analyse de régression permet d'établir le coefficient de détermination R^2 à partir de la relation suivante :

$$R^2 = 1 - \frac{SCE}{SCM + SCE} = \frac{SCM}{SCT} \qquad \textbf{(6)}$$

Ce coefficient traduit la contribution du modèle dans la restitution de la variation de la réponse observée. Par définition, le coefficient de détermination appartient à l'intervalle

[0, 1].

En présence de plusieurs variables explicatives, ce qui est généralement le cas dans l'analyse des résultats d'essais, il faut impérativement éviter d'utiliser le coefficient de détermination R^2 .