

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE MOHAMED SEDDIK BENYAHIA JIJEL

Faculté des sciences et de la technologie

Département d'Électrotechnique

N° :/2023

MEMOIRE DE MASTER

DOMAINE : Sciences et Technologies

FILIERE: Électromécanique

SPECIALITE : Électromécanique

Thème

Prédiction des performances des pompes centrifuges par la méthode des plans d'expériences.

Présenté Par : Khedimallah Amer

Encadré Par :

Chouieb Ahmed Zaki

Bousba Issam

Date de soutenance : 02 /07 /2023

Jury de Soutenance

Encadreur : Bousba Issam

Grade MCB

Univ MSB jijel

Examineur 1 : Chouikhi Lotfi

Grade MCB

Univ MSB jijel

Examineur 2: Derai Samir

Grade MCB

Univ MSB jijel

Promotion : 2022 /2023

Remerciement

Tout d'abord, louange à « ALLAH » qui nous a guidé sur le droit chemin tout au long du travail et nous a inspiré les bons et les justes réflexes. Sans sa miséricorde, ce travail n'aura pas abouti.

*Nous tenons à exprimer nos remerciements et notre gratitude à monsieur **ISSAM BOUSBA**, pour tous ses efforts, ses conseils, son soutien moral et scientifique nous a permis de mener à terme ce travail.*

Nos vifs remerciements vont également aux membres du jury qui ont accepté d'évaluer ce travail.

Nos remerciements vont à tous les enseignants qui nous ont soutenus dans notre carrière universitaire.

Merci à toute personne ayant contribué de près ou de loin à la concrétisation de ce projet.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

Ceux qui, quels que soient les termes embrassés, je n'arriverais jamais à leur exprimer mon amour sincère.

*A l'homme, mon précieux offre du dieu, qui doit ma vie, ma réussite et tout mon respect : mon cher père **Nabil**.*

*A la femme qui a souffert sans me laisser souffrir, qui n'a jamais dit non à mes exigences et qui n'a épargné aucun effort pour me rendre heureux : mon adorable mère **Khadidja**. A mes chère sœurs **Safa** et **Marwa** A ma petite sœur **Nada**, je leur souhaite du succès dans leur parcours académique et une vie heureuse.*

*A mes grands-mères, Surtout ma grand-mère, **Saida**, que j'ai souhaité partager avec moi ce moment, Mes oncles et mes tantes. Que Dieu leur donne une longue et joyeuse vie. A tous les cousins, les voisins et les amis que j'ai connu jusqu'à maintenant. À tous les amis d'enfance, à mes camarades de classe, en leur souhaitant du succès dans leur vie
Merci pour leurs amours et leurs encouragements.*

*Sans oublier mon binôme **Ahmed Zaki** pour son soutien*

*Mon encadreur monsieur, **Bousbaa issam***

A tous les professeurs qui sont passés dans ma vie

Enfin, tous ceux qui ont participé de près ou de loin

Khedimallah Amer

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

Ceux qui, quels que soient les termes embrassés, je n'arriverais jamais à leur exprimer mon amour sincère.

*A l'homme, mon précieux offre du dieu, qui doit ma vie, ma réussite et tout mon respect : mon cher père **Mohammed Taher**.*

*A la femme qui a souffert sans me laisser souffrir, qui n'a jamais dit non à mes exigences et qui n'a épargné aucun effort pour me rendre heureux : mon adorable mère **Ghania**. A mes chères sœurs et, je leur souhaite du succès dans leur parcours académique et une vie heureuse.*

A tous les cousins, les voisins et les amis que j'ai connu jusqu'à maintenant. À tous les amis d'enfance, à mes camarades de classe, en leur souhaitant du succès dans leur vie Merci pour leurs amours et leurs encouragements.

*Sans oublier mon binôme **Amer** pour son soutien*

*Mon encadreur monsieur, **Bousbaa issam***

A tous les professeurs qui sont passés dans ma vie

Enfin, tous ceux qui ont participé de près ou de loin

Chouieb Ahmed Zaki

Sommaire

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

CHAPITRE I: SYNTHESE BIBLIOGRAPHIQUE

I.1 Introduction :.....	3
I.2 Des expériences sur les pompes centrifuges :.....	3
I.3 Conclusion :.....	13

CHAPITRE II: PERFORMANCES DES POMPES CENTRIFUGES

II.1 Introduction :.....	14
II.1.1 Définition sur la pompe centrifuge.....	14
II.1.2 Rôle de la pompe :.....	14
II.1.3 Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge :	15
II.1.4 Utilisation des pompes centrifuges :	15
II.2 Performances des pompes centrifuges :	16
II.2.1 Courbes standard d'une pompe centrifuge.....	16
II.3 Principe d'affinité pour les pompes centrifuges (Lois de similitude)	21
II.4 Performances de la pompe centrifuge testée :	22
II.5 Equations dans le repère relatif. (Repère d'étude des pompes Centrifuges) :	25
II.6 Triangles des vitesses et équation d'Euler pour les pompes centrifuges	25
II.6.1 riangles de vitesse.....	25
II.6.2 Classification des pompes centrifuges	29
II.7 Conclusion :.....	31

CHAPITRE III: PLANS D'EXPERIENCES

III.1 Introduction	32
III.2 Bases de la méthode des plans d'expérience	32
III.3 Avantages de la méthode des plans d'expérience	32
III.4 Histoire	33

III.5	Le choix de la méthode d'expérimentation	33
III.5.1	La méthode Taguchi	36
III.5.2	Les différentes tables et leurs propriétés	36
III.6	Conclusion.....	40

CHAPITRE IV: MODELISATION DES PERFORMANCES DES POMPES CENTRIFUGES

IV.1	Introduction	57
IV.2	Méthodologie de prédiction	57
IV.2.1	Banc d'essai de la Pompe Centrifuge	58
IV.2.2	Base de données expérimentale	58
IV.2.3	Valeurs des Facteurs utilisés.....	60
IV.3	Résultats et discussions	60
IV.3.1	Résultats obtenus pour la Hauteur (H).	60
IV.3.1.1	Matrice du plan expérimental pour Taguchi.....	60
IV.3.1.2	Analyse de la variance pour la Hauteur (H_{Tagu}).....	61
IV.3.1.3	Mesure des erreurs relatives de la Hauteur (H_{Tagu}).....	63
IV.3.2	Résultats obtenus pour la puissance absorbée (P_{abs}).....	64
IV.3.2.1	Matrice du plan expérimental pour Taguchi.....	64
IV.3.2.2	Analyse de la variance pour la puissance absorbée ($P_{\text{abs, Tagu}}$).....	65
IV.3.2.3	Mesure des erreurs relatives de la Puissance absorbée ($P_{\text{abs, Tagu}}$)	67
IV.3.2.4	Mesure des erreurs relatives de la Puissance hydraulique ($P_{\text{hyd, Tagu}}$)	68
IV.3.2.5	Mesure des erreurs relatives du Rendement (η_{Tagu})	69
IV.3.2.6	Modèle de la Hauteur manométrique	70
IV.3.2.7	Modèle de la Puissance absorbée par la pompe.....	72
IV.3.2.8	Modèle de la Puissance hydraulique de la pompe	73
IV.3.2.9	Modèle du Rendement de la pompe	76
IV.4	CONCLUSION :.....	78
	CONCLUSION GENERALE	79
	BIBLIOGRAPHIE	80

Listes des Figures

Figure I.1 Courbes (A): la hauteur manométrique ,courbes (B): la puissance sur arbre (Cas de pompage de boue de billes de verre) [5].....	4
Figure I.2 Valeurs de la hauteur (courbes A) et du rendement (courbes B), en utilisant la première méthode (huile Teska) à N=3000 tr/min [6].	5
Figure I.3 Valeurs de la hauteur (courbes A) et du rendement (courbes B), en utilisant la deuxième méthode (huile Teska) à N=3000 tr/min [6].	6
Figure I.4 Valeurs de la hauteur (courbes A) et du rendement (courbes B), en utilisant la première méthode (huile Torada) à N=3000 tr/min [6].....	6
Figure I.5 Valeurs de la hauteur (courbes A) et du rendement (courbes B), en utilisant la deuxième méthode (huile Torada) à N=3000 tr/min [6].	7
Figure I.6 Influence du nombre de Reynolds sur les différents types de rendement d'une pompe centrifuge [8].	8
Figure I.7 Influence du nombre de Reynolds sur les le rendement global d'une pompe centrifuge [8].	8
Figure I.8 Influence de la vitesse de rotation sur NPSHr [9].	9
Figure I.9 Influence du nombre de Reynolds sur le facteur de correction NPSH [9].	9
Figure I.10 Courbes de la hauteur en fonction du débit pour la roue (A) et (B) [15].	11
Figure I.11 Courbes du Rendement en fonction du débit pour la roue (A) et (B) [15].....	11
Figure I.12 Courbes de la Puissance en fonction du débit pour la roue (A) et (B) [15].....	12
Figure I.13 Courbes de la hauteur (A),courbes du rendement (B) en fonction du débit pour la roue (A) à une vitesse de rotation de 1500 tr / min [15].	12
Figure II.1 Représentation schématique d'une pompe centrifuge [17].	14
Figure II.2 schéma d'une pompe centrifuge [18].	16
Figure II.3 Courbes de performances d'une pompe centrifuge [16] La hauteur (H), la puissance consommée (P), le rendement (η) et le NPSH sont indiqués en fonction du débit. 16	16
Figure II.4 Courbe de la hauteur (H) en fonction du débit (Q) d'une pompe centrifuge [16].	17
Figure II.5 Courbes caractéristiques rendement et puissance en fonction de débit [21].	18
Figure II.6 Courbe de rendement d'une pompe centrifuge [21].	19
Figure II.7 Cavitation pour les pompes centrifuges [16].	20
Figure II.8 Courbe du NPSH d'une pompe centrifuge [16].	20
Figure II.9 Courbe à vitesse constante par rapport aux courbes à vitesse variable [24].	22
Figure II.10 Représentation d'une pompe centrifuge. [25].	22
Figure II.11 Roue d'une pompe centrifuge. [25].	23
Figure II.12 Influence de la viscosité et la vitesse de rotation sur les caractéristiques H-Q [1].	23

Figure II.13 Influence de la viscosité et la vitesse de rotation sur les caractéristiques P-Q [1].	24
Figure II.14 Influence de la viscosité et la vitesse de rotation sur les caractéristiques η -Q [1].	24
Figure II.15 Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue d'une pompe centrifuge [16].	26
Figure II.16 Roue radiale d'une pompe centrifuge [16].	27
Figure II.17 Courbes théoriques de la pompe centrifuge [16].	29
Figure II.18 Forme de la roue, triangle de vitesse à la sortie et courbe de performance en fonction de la vitesse spécifique N_q [16].	30
Figure III.1 Représentation graphique d'un système [35].	32
Figure III.2 Organigramme général de traitement des plans d'expériences [33].	35
Figure III.3 1 ^{er} graphe linéaire de la table L ₈ [34].	38
Figure III.4 2 ^{eme} graphe linière de table L ₈ [34].	38
Figure IV.1 Schéma simplifié du banc d'essai de la Pompe Centrifuge [1].	58
Figure IV.2 Courbe de la hauteur (H) en fonction du débit (Q) a N= 2700 tr/min.[25]	71
Figure IV.3 Courbe de la hauteur (H) en fonction du débit (Q) a N= 3000 tr/min. [25]	72
Figure IV.4 Courbe de la puissance absorbée (P_{abs}) en fonction du débit (Q) à N= 2700 tr/min. [25].	73
Figure IV.5 Courbe de la puissance absorbée (P_{abs}) en fonction du débit (Q) à N= 3000 tr/min. [25].	73
Figure IV.6 Courbe de la puissance hydraulique (P_{hyd}) en fonction du débit (Q) à N= 2700 tr/min. [25].	75
Figure IV.7 Courbe de la puissance hydraulique (P_{hyd}) en fonction du débit (Q) à N= 3000 tr/min. [25].	75
Figure IV.8 Courbe du rendement de la pompe (η) en fonction du débit (Q) a N= 2700 tr/min. [25]	77
Figure IV.9 Courbe du rendement de la pompe (η) en fonction du débit (Q) a N= 3000 tr/min. [25]	77

Liste des Tableaux

Tableau I.1 Résultats expérimentaux et analytiques obtenus pour trois différentes géométries de roues et pour différentes viscosités [13].	10
Tableau II.1 Caractéristiques géométriques de la roue de la pompe [11].	23
Tableau III.1 Classement des tables standard de Taguchi [8].	37
Tableau III.2 Représentation de difficulté des facteurs [8].	37
Tableau IV.1 Résultats expérimentaux pour l'eau.	59
Tableau IV.2 Résultats expérimentaux pour Tiska.	59
Tableau IV.3 Les valeurs des facteurs pour la méthode de Taguchi.	60
Tableau IV.4 Résultats de la matrice d'expérience pour (H_{Tagu}).	61
Tableau IV.5 L'analyse de la variance pour (H_{Tagu}).	62
Tableau IV.6 Le récapitulatif du modèle (H_{Tagu}).	62
Tableau IV.7 Les coefficients du modèle (H_{Tagu}).	62
Tableau IV.8 La contribution des facteurs pour (H_{Tagu}).	63
Tableau IV.9 Les erreurs relatives pour (H_{Tagu}).	64
Tableau IV.10 Résultats de la matrice d'expérience pour ($P_{\text{abs, Tagu}}$).	65
Tableau IV.11 L'analyse de la variance pour ($P_{\text{abs, Tagu}}$).	66
Tableau IV.12 Le récapitulatif du modèle ($P_{\text{abs, Tagu}}$).	66
Tableau IV.13 Les coefficients du modèle ($P_{\text{abs, Tagu}}$).	66
Tableau IV.14 La contribution des facteurs pour ($P_{\text{abs, Tagu}}$).	67
Tableau IV.15 Les erreurs relatives pour ($P_{\text{abs, Tagu}}$).	67
Tableau IV.16 Les erreurs relatives pour ($P_{\text{hyd, Tagu}}$).	68
Tableau IV.17 Les erreurs relatives pour (η_{Tagu}).	69

Introduction générale

Introduction générale

Les pompes centrifuges sont des dispositifs utilisés dans de nombreuses applications industrielles pour le transport de fluides tels que l'eau, le pétrole, le gaz, les produits chimiques, etc. Elles sont couramment utilisées dans des secteurs tels que l'industrie pétrolière, la production d'énergie, l'industrie chimique, l'industrie alimentaire et les installations de traitement de l'eau.

La performance des pompes centrifuges est essentielle pour assurer un fonctionnement efficace et rentable des systèmes dans lesquels elles sont utilisées. Cependant, les performances des pompes centrifuges peuvent être affectées par de nombreux facteurs, tels que les caractéristiques du fluide (la viscosité), les caractéristiques géométriques de la pompe (vitesse de rotation, le débit) et les conditions de fonctionnement. Par conséquent, la prédiction et l'optimisation des performances des pompes centrifuges sont devenues un sujet important pour les ingénieurs et les scientifiques pour réduire la consommation d'énergie et assurer un fonctionnement efficace.

Les méthodes des plans d'expérience sont des approches statistiques pour prédire des performances des systèmes complexes tels que les pompes centrifuges. Elle permet de déterminer l'effet des différents paramètres tels que la viscosité la vitesse de rotation et le débit sur les performances de la pompe et de trouver les paramètres optimaux qui maximisent les performances de la pompe. Il y a plusieurs méthodes des plans d'expérience comme Taguchi, factorielle, ...etc. Mais nous choisirons la méthode de Taguchi pour sa facilité et réduire le nombre d'essais nécessaires pour évaluer les effets des facteurs.

Le présent mémoire a pour objectif d'étudier la prédiction des performances des pompes centrifuges par la méthode des plans d'expérience (Taguchi), les travaux expérimentaux ont été réalisés sur une pompe centrifuge afin d'obtenir ses performances au pompage des différents liquides tels que l'eau et huile Teska (Ladouani .A) [1]. Cette base de données a été utilisée par la méthode statistique (plans d'expériences) afin d'obtenir des équations de prédictions des performances des pompes centrifuges.

La méthode de Taguchi a été employée en se basant sur les résultats expérimentaux de la pompe testée afin de développer les équations de prédiction telles que la hauteur, la puissance hydraulique, la puissance absorbée et le rendement de la pompe.

Les résultats de ce méthode statistique (Taguchi) a été comparé avec les résultats expérimentaux de la pompe testée. Un logiciel de calcul statistique (Minitab 17) a été utilisé afin d'obtenir les équations de prédiction et leurs courbes de performances.

Ce travail s'articule autour de quatre chapitres :

Le premier chapitre présente les diverses études et recherches menées sur les capacités de pompage des liquides visqueux, des boues et des mélanges solides-liquides à l'aide de pompes centrifuges.

Le deuxième chapitre présente les différentes performances standard d'une pompe centrifuge telles que la hauteur, la puissance absorbée par la pompe le rendement, etc.

Ainsi que les courbes de performances d'une pompe centrifuge testée aux pompages des liquides de différentes viscosités (eau et huile Teska) (Ladouani .A) [3].

Le troisième chapitre sera consacré à la théorie des plans d'expériences et le principe de choisir la méthode de Taguchi.

Dans le quatrième et le dernier chapitre, nous présenterons les résultats obtenus par l'application de méthode de Taguchi établies sur les résultats expérimentaux de la pompe élaborée. L'application de cette méthode a été réalisée en utilisant le logiciel MINITAB17.

Enfin, ce travail sera clôturé par une conclusion générale à travers laquelle on exposera les principaux résultats obtenus avec les perspectives à envisager.

Chapitre I:

Synthès

e bibliographique

I.1 Introduction :

L'utilisation de la machine hydraulique, en particulier la pompe centrifuge est très variée dans les systèmes de pompage dans différentes industries (eau, chimique, agroalimentaire, etc.).

L'évaluation du coût de pompage et de transport des divers fluides, présente une importante corrélation avec le rendement de ce type de pompe. Lorsque la viscosité des fluides pompés est très élevée, la pompe centrifuge est moins efficace, ce qui a été prouvé par plusieurs études et recherches dans le domaine [1].

Au cours de ce chapitre, nous allons résumer les diverses études et recherches menées sur les capacités de pompage des liquides visqueux, des boues et des mélanges solides-liquides à l'aide de pompes centrifuges. Cette section met également en évidence l'impact de la forme de la pompe sur ses performances, ainsi que l'évolution de l'usure dans les pompes centrifuges et la capacité de prédire leurs performances :

I.2 Des expériences sur les pompes centrifuges :

- Une étude a été réalisée sur les problèmes rencontrés lors du pompage de boue pour les courtes et les longues distances en utilisant une pompe centrifuge à boue. Le but de cette étude était concentrée sur les effets de différents paramètres liés au choix et au fonctionnement de la pompe à boue telle que les pertes par frottement, la vitesse de rotation de la roue, le NPSH (Hauteur nette absolue d'aspiration) , l'étanchéité de la pompe. Cette étude montre que l'usure est un facteur influent sur les performances des pompes centrifuges à boue [2].
- D' autres études ont été réalisées afin d'évaluer une procédure de transformation des performances de la pompe centrifuge au pompage de l'eau afin d'obtenir les performances de cette pompe au pompage de boue. Cela permet de connaître les dimensions principales d'une nouvelle pompe à boue et également de prédire leurs performances. Ce travail montre que les modifications des performances au pompage de l'eau dépendent principalement du type de solide formant le mélange, de sa composition et concentration en grains, de sa géométrie, et de sa densité [3].
- Une étude a été réalisée sur des pompes centrifuges afin de présenter l'influence de la concentration du solide, de sa densité et de la distribution granulométrique sur le fonctionnement de ces types des pompes en utilisant des pompes avec des roues de

diamètre de l'ordre de 150 mm et 300 mm. Le charbon brut, charbon propre et le gravier ont été employés comme boues ayant une concentration en volume maximale de 40% et un diamètre de grain maximal de 125 mm. Les résultats obtenus ont été comparés aux résultats de plusieurs chercheurs [4].

- Des expériences ont été effectuées pour déterminer l'influence du facteur de glissement des pompes centrifuges à boue en raison de différents paramètres. Les pompes ont été actionnées avec trois différents types de boues et différentes vitesses de rotation. L'équation d'Euler a été utilisée pour déduire l'équation du facteur de glissement. Les résultats montrent que les facteurs de glissement déduits à partir des courbes de la hauteur en fonction du débit étaient plus fiables que ceux déduits à partir des courbes de la puissance en fonction du débit [5].

$$H = \eta_H \frac{U_2}{g} \sigma_s \left(U_2 - \frac{Q}{\alpha_2 \tan \beta} \right) \quad (1.1)$$

$$P_t = P_i + (P_d + P_l + P_m) \quad (1.2)$$

$$\sigma_s = f(P_{i_1}, P_{i_2}, P_{i_3}) \quad (1.3)$$

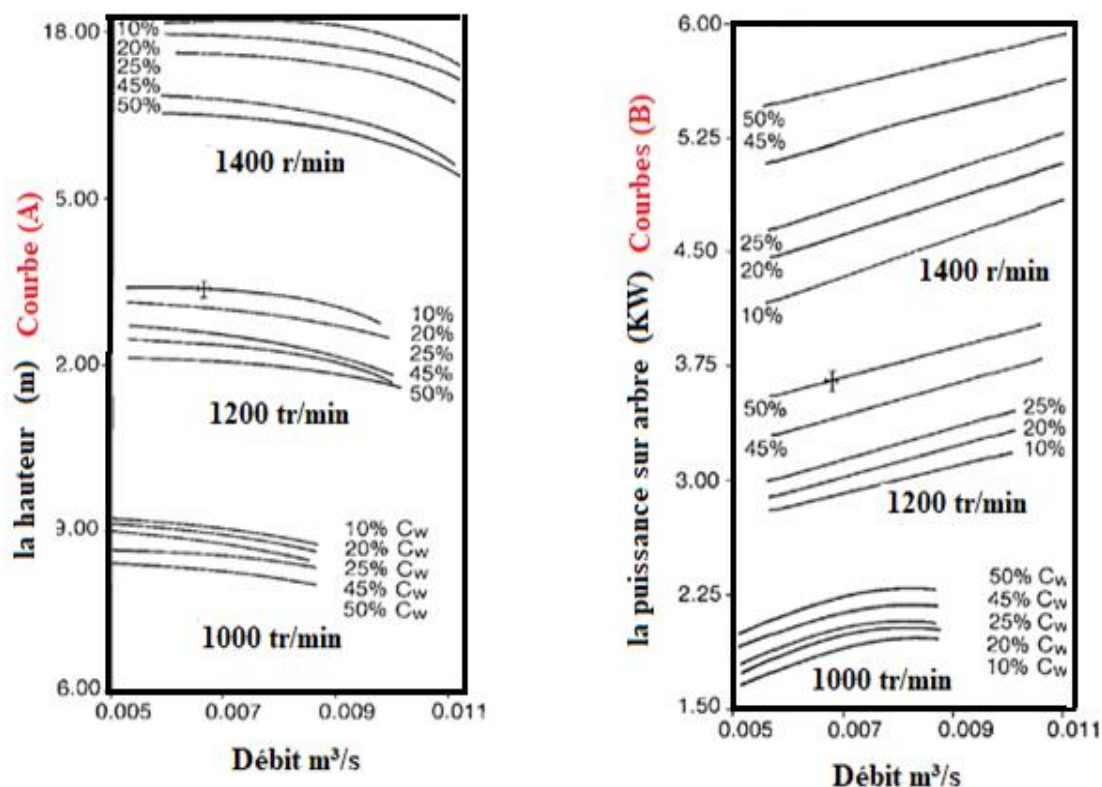


Figure I.1 Courbes (A): la hauteur manométrique ,courbes (B): la puissance sur arbre (Cas de pompage de boue de billes de verre) [5].

- Des expériences ont été réalisées qui ont pour but d'évaluer deux méthodes empiriques utilisant des facteurs de correction obtenues à partir des résultats expérimentaux des pompes centrifuges. Deux types d'huiles Teska 33 de viscosité (75 Cst) et Torada 100 de viscosité (646 Cst) sont testés à l'aide d'une pompe centrifuge. Une comparaison entre les résultats obtenus par les deux méthodes empiriques et les résultats expérimentaux montrent qu'il y a un bon accord entre ces résultats au pompage de l'huile teska par rapport à l'huile Torada, ces résultats sont valables pour les deux méthodes [6].

Avec :

$$B_{HI} = \frac{480 \cdot \sqrt{v}}{Q^{1/4} \cdot (g \cdot H)^{1/8}} \quad (\text{Première méthode}) \quad (1.4)$$

$$B = B_{HI} \cdot \sqrt{\frac{15}{n_q}} \quad (\text{Deuxième méthode}) \quad (1.5)$$

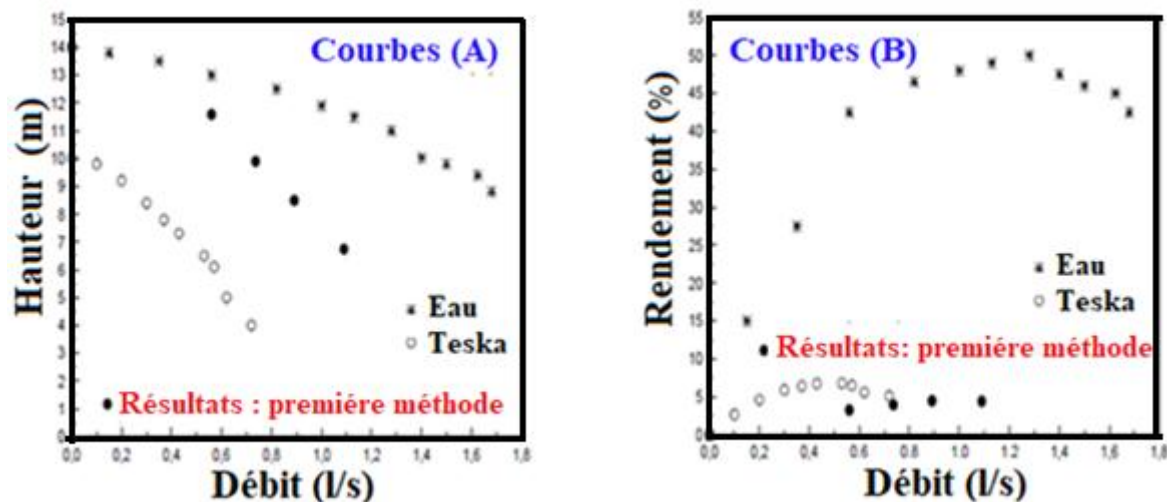


Figure I.2 Valeurs de la hauteur (courbes A) et du rendement (courbes B), en utilisant la première méthode (huile Teska) à N=3000 tr/min [6].

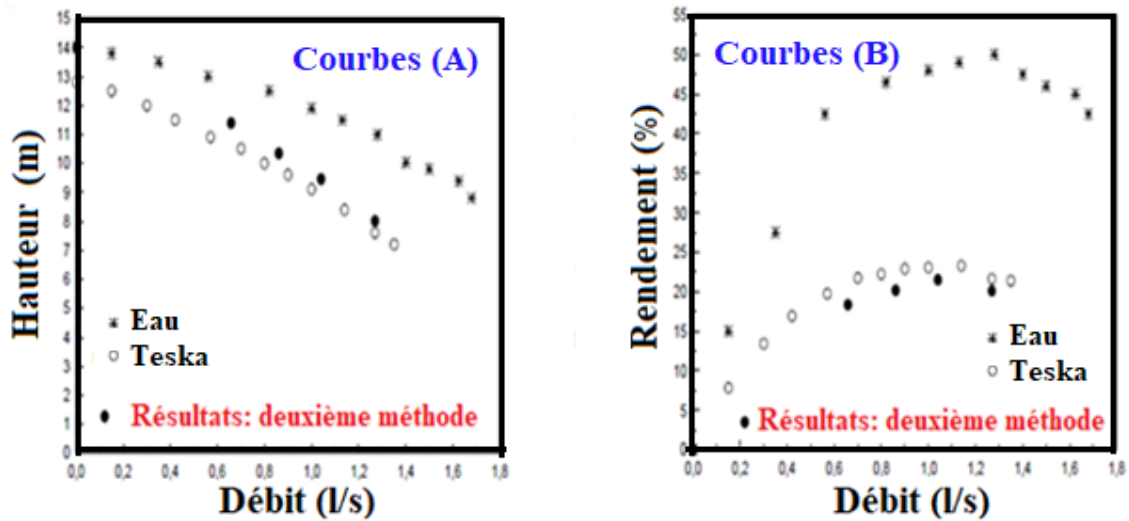


Figure I.3 Valeurs de la hauteur (courbes A) et du rendement (courbes B), en utilisant la deuxième méthode (huile Teska) à N=3000 tr/min [6].

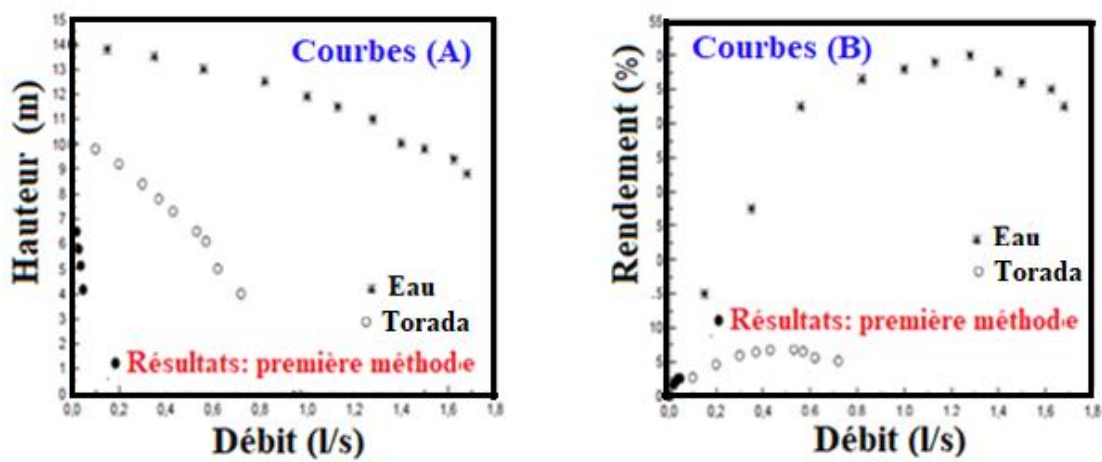


Figure I.4 Valeurs de la hauteur (courbes A) et du rendement (courbes B), en utilisant la première méthode (huile Torada) à N=3000 tr/min [6].

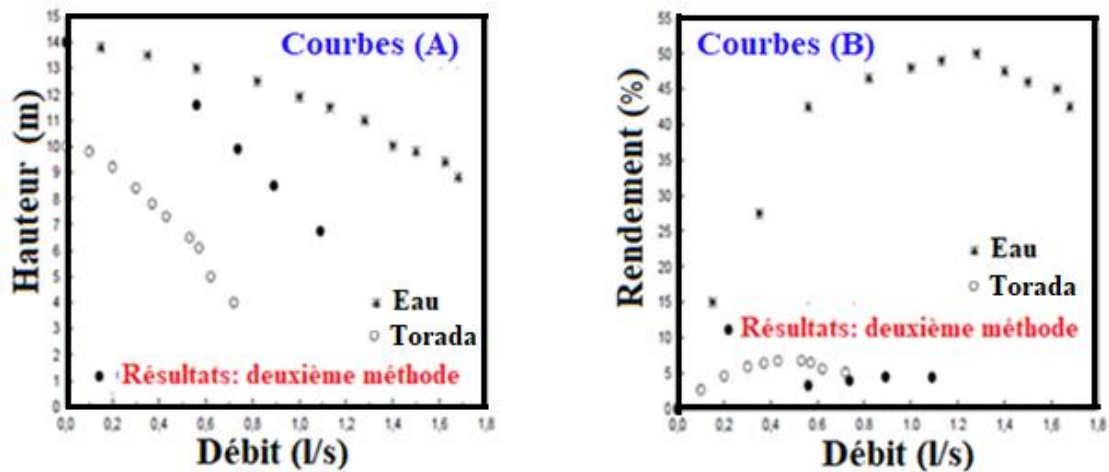


Figure I.5 Valeurs de la hauteur (courbes A) et du rendement (courbes B), en utilisant la deuxième méthode (huile Torada) à $N=3000$ tr/min [6].

- Dans le but de faire un choix optimal des systèmes de pompage pour des fluides visqueux et de réduire le coût de fonctionnement, une méthode de sélection a été proposée, cette dernière est basée sur les performances des pompes centrifuges au pompage des fluides visqueux et sur des diagrammes des facteurs de correction des performances. Ces diagrammes des facteurs de correction obtenus par rapport au nombre de Reynolds permettent de faire une sélection claire et rapide des pompes. À partir de la vitesse spécifique requise par le système et sur la base de ces résultats, la pompe optimale est sélectionnée [7].
- Des travaux de recherches ont été réalisés dans le but de présenter l'influence du nombre de Reynolds sur les différents types de rendement d'une pompe centrifuge au pompage des liquides visqueux, ces travaux montrent que la réduction du nombre de Reynolds provoque une chute du rendement global de la pompe. Le rendement hydraulique a une réduction importante par rapport au rendement mécanique sous l'influence de la viscosité des liquides. Cette étude montre aussi que la réduction de la vitesse spécifique provoque cette chute des différents rendements [8].

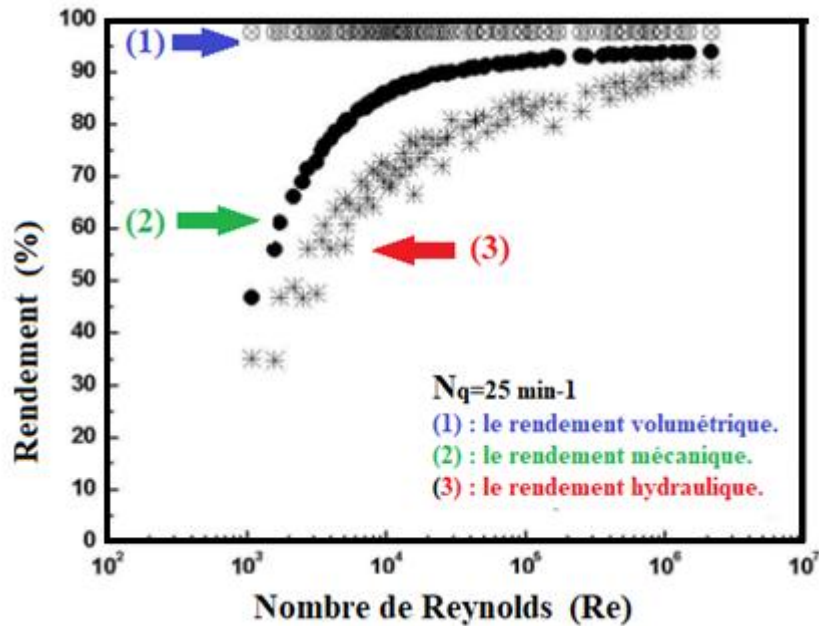


Figure I.6 Influence du nombre de Reynolds sur les différents types de rendement d'une pompe centrifuge [8].

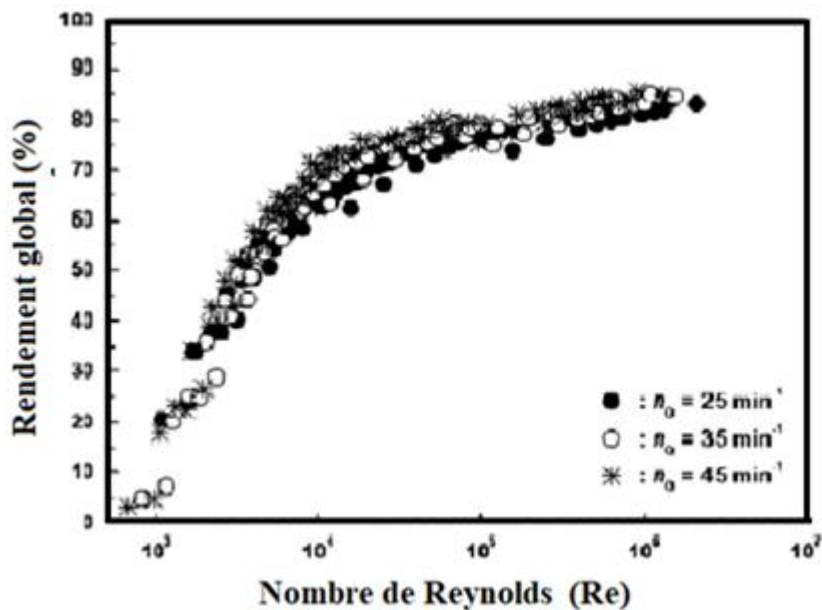


Figure I.7 Influence du nombre de Reynolds sur le rendement global d'une pompe centrifuge [8].

- Des travaux ont été réalisés pour déterminer le NPSH (Hauteur nette Absolue d'aspiration). Les formules empiriques de détermination du NPSH utilisant la vitesse spécifique, la hauteur, la viscosité et le type de la roue de la pompe. Une nouvelle formule du facteur de correction du NPSH a été proposée dans cette étude prenant en compte la vitesse spécifique, les pertes par frottement de disque et la vitesse d'écoulement à l'entrée de la roue. Les résultats obtenus montrent que le facteur de correction NPSH dépend de la vitesse spécifique. Il est proche de l'unité lorsque le

nombre de Reynolds est supérieur à 10^5 . Il augmente sensiblement lorsque le nombre de Reynolds est inférieur à 10^5 . Il atteint 2,5 pour un nombre de Reynolds de 10^4 et une vitesse spécifique de 25 min^{-1} , et 5 pour un nombre de Reynolds de 10^3 et une vitesse spécifique de 45 min^{-1} [9].

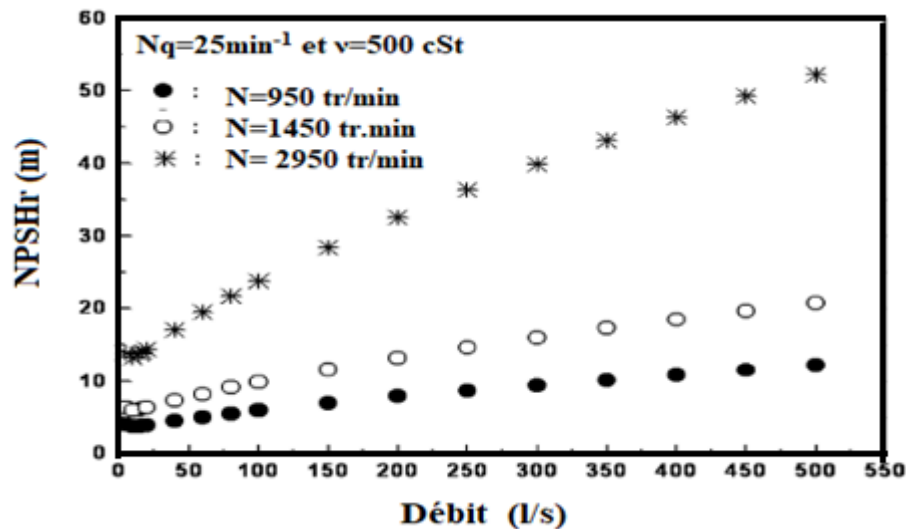


Figure I.8 Influence de la vitesse de rotation sur NPSHr [9].

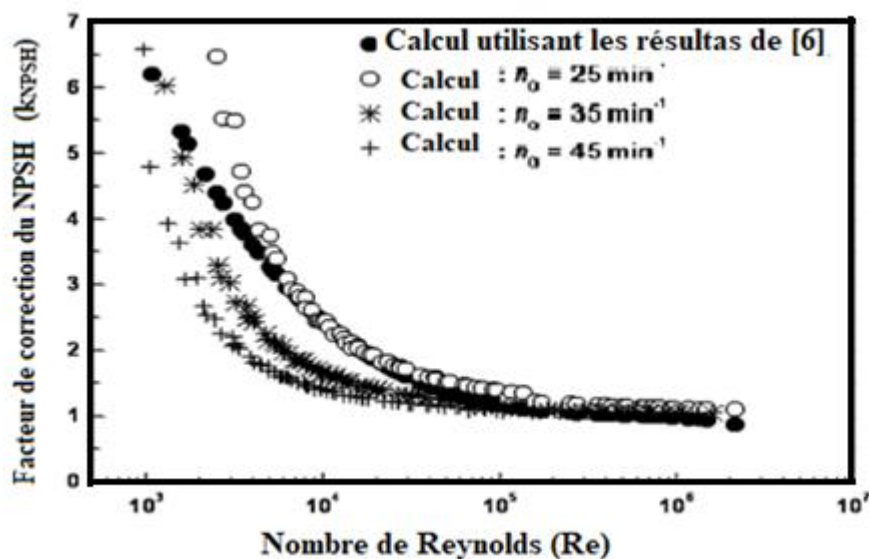


Figure I.9 Influence du nombre de Reynolds sur le facteur de correction NPSH [9].

- Plusieurs recherches et études ont été réalisées afin de mieux comprendre les phénomènes qui se produisent à l'intérieur de la pompe, on devait alors conforter les essais expérimentaux par des études théoriques. William et Howard [10] ont développé un programme qui prédit les performances des pompes centrifuges, il existe aussi plusieurs méthodes de calcul de ces performances qui ont été élaborés [11, 12] et [13].

- Aujourd'hui, des nouvelles méthodes basées sur les programmes informatiques ont été utilisées afin de développer des modèles de prédiction des performances des pompes centrifuges. En 2014 des méthodes analytiques ont été appliquées par des chercheurs, cette méthode basée sur l'analyse des pertes dans la pompe afin de calculer leurs performances au pompage des fluides visqueux, de cette façon les pertes mécaniques, par frottement de disque et volumétriques sont prises en compte dans le calcul du rendement hydraulique. Un programme informatique a été développé afin de calculer ces performances de la pompe centrifuge, tels que la hauteur, le rendement et la puissance absorbée par la pompe au pompage des fluides visqueux. Les résultats de cette méthode ont été vérifiés en comparant avec les résultats expérimentaux d'une pompe centrifuge de type KWPKBLOC65-200. Cette étude montre qu'il ya un bon accord entre les résultats de cette méthode analytique et les résultats expérimentaux [14].

Tableau I.1 Résultats expérimentaux et analytiques obtenus pour trois différentes géométries de roues et pour différentes viscosités [14].

Num essais	Type de roue	géométrie		Physique		La hauteur (m)			La puissance (W)			Rendement total (%)		
		β_2	b_2	P	N	Expérimental	Analytique	Erreur (%)	Expérimental	Analytique	Erreur (%)	Expérimental	Analytique	Erreur (%)
1	A	27.5	17	1000	1	12.7	13.11	3.22	2.8	2.51	10.35	60.8	58.9	3.12
2	A	27.5	17	875	43	12.45	12.73	2.24	3.48	3.07	11.78	40.5	45	11.11
3	B	30	21	1000	1	12.8	13.35	4.29	3.2	2.5	21.87	60.5	59.48	1.68
4	B	30	21	875	43	12.11	12.94	6.85	3.94	3.14	20.3	48.5	48.34	0.32
5	C	32.5	17	1000	1	13.3	12.77	3.98	2.6	2.38	8.4	59.8	57.89	3.19
6	C	32.5	17	875	43	12.15	12.38	1.89	3.25	3.06	6.04	42.25	43	1.77

- En 2017, des travaux ont été réalisés afin de développer une procédure théorique pour calculer les performances des pompes centrifuges en utilisant les équations des pertes de puissance interne et externe. Ces équations ont été utilisées dans un programme informatique permettant de prédire ces performances telles que la hauteur, la puissance et le rendement de la pompe pour différentes géométries d'entrées, vitesses de rotation et propriétés de fluide. Le programme a été testé pour deux différentes pompes centrifuges au pompage de l'eau et des fluides visqueux à différentes vitesses de

rotation. Deux différentes plates-formes expérimentales ont été utilisées pour générer des données expérimentales. Dans la première plate-forme, une géométrie de roue a été testée et des données ont été obtenues pour trois vitesses de rotation. Dans la deuxième plate-forme, deux différentes géométries des roues ont été testées à des vitesses différentes. Dans les deux plates-formes, un bon accord a été obtenu lorsque les résultats prévus et expérimentaux ont été comparés pour toutes les géométries des roues et les vitesses de rotation considérées [15].

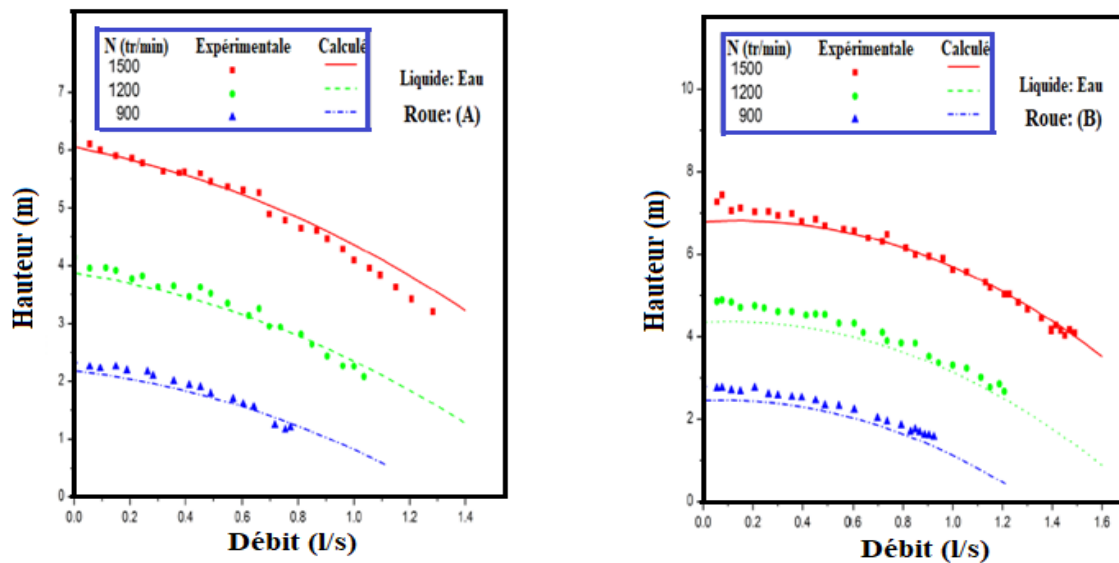


Figure I.10 Courbes de la hauteur en fonction du débit pour la roue (A) et (B) [15].

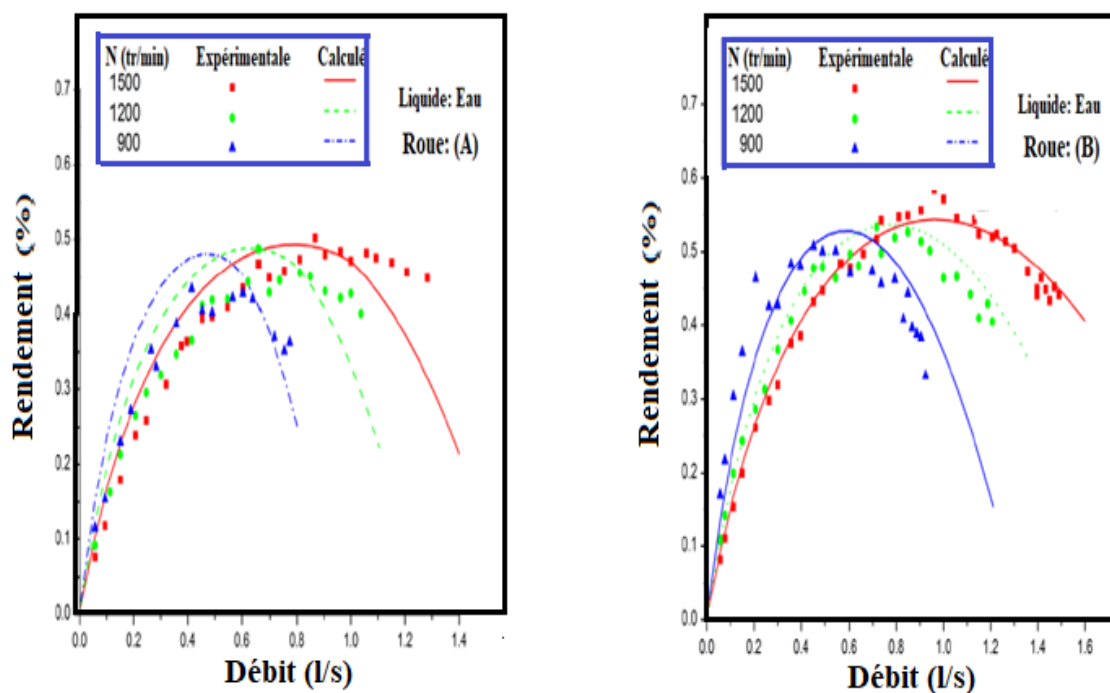


Figure I.11 Courbes du Rendement en fonction du débit pour la roue (A) et (B) [15].

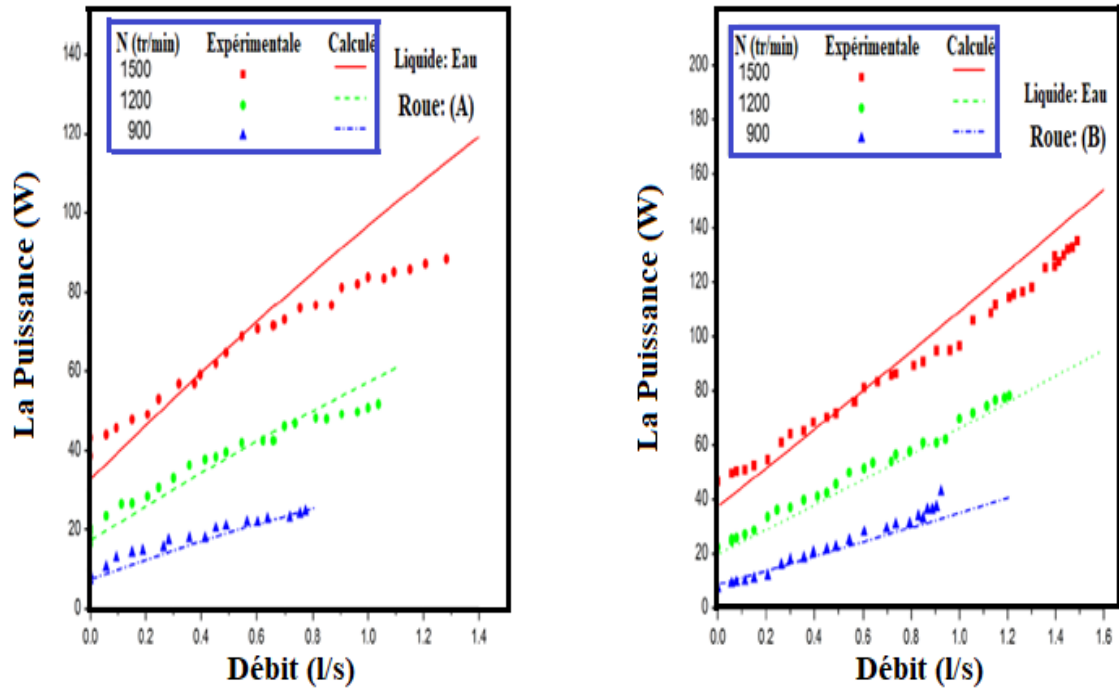


Figure I.12 Courbes de la Puissance en fonction du débit pour la roue (A) et (B) [15].

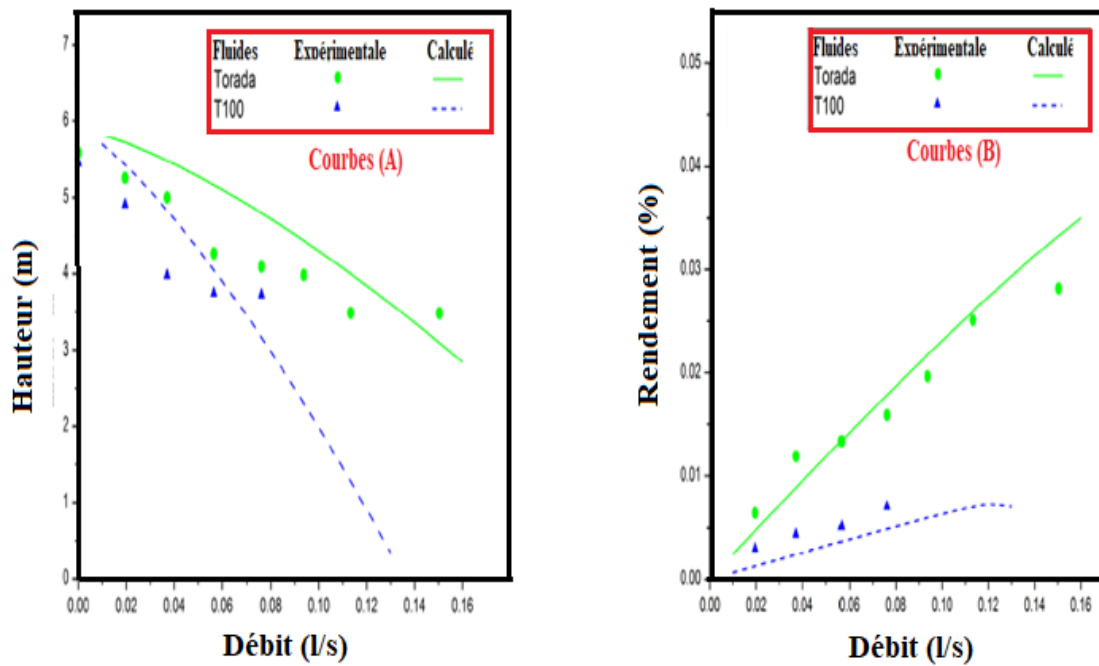


Figure I.13 Courbes de la hauteur (A), courbes du rendement (B) en fonction du débit pour la roue (A) à une vitesse de rotation de 1500 tr / min [15].

I.3 Conclusion :

L'étude bibliographique menée révèle que les recherches sur les performances des pompes centrifuges ont toutes mis en évidence l'impact de plusieurs paramètres sur l'évolution de leurs performances. Parmi ces paramètres figurent notamment la viscosité des liquides, les caractéristiques géométriques des pompes centrifuges, et bien d'autres encore. Ces études soulignent l'importance de prendre en compte ces facteurs pour améliorer les performances et optimiser l'utilisation des pompes centrifuges dans diverses applications industrielles.

Chapitre II:
Performances des pompes centrifuges

II.1 Introduction :

II.1.1 Définition sur la pompe centrifuge

La pompe centrifuge est la machine qui s'utilise pour transporter des liquides grâce à l'énergie qu'elle génère. Généralement, elles sont utilisées pour provoquer l'écoulement d'un liquide. Beaucoup de secteurs industriels utilisent des pompes centrifuges au sein de son procès. Les secteurs qui les utilisent le plus sont l'industrie chimique, l'industrie cosmétique pour la préparation de crèmes ou l'industrie alimentaire pour l'élaboration de tout type de produits.

La performance de la pompe centrifuge est normalement décrite par un ensemble de courbes de performance. Dans ce chapitre, nous donnerons l'intérêt de ces courbes et leurs interprétations [16].

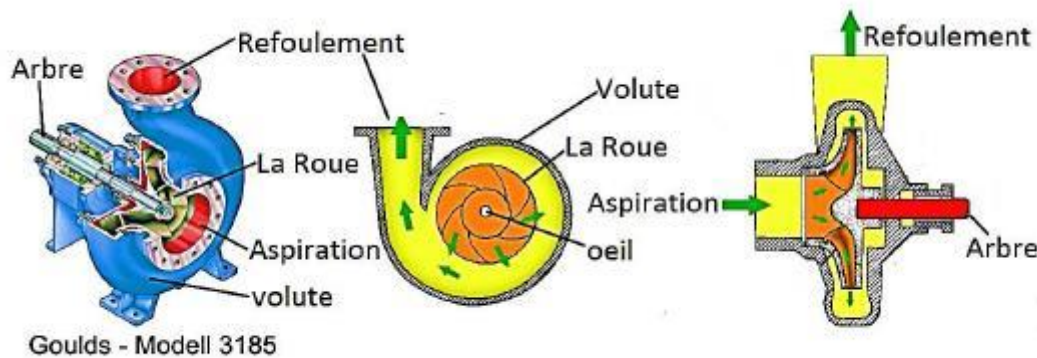


Figure II.1 Représentation schématique d'une pompe centrifuge [17].

II.1.2 Rôle de la pompe :

La pompe est une machine qui fournit de l'énergie à un liquide pour le déplacer d'un niveau à un autre, on peut l'utiliser pour :

- Transférer le liquide d'un réservoir situé à un certain niveau vers un réservoir situé à un niveau plus élevé.
- Transférer le liquide d'un réservoir à une certaine pression vers un autre réservoir à une pression plus grande.
- Augmenter la quantité de liquide qui traverse une conduite d'une autre manière, et de point de vue physique la pompe transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique «de pression, potentiel, cinétique» [18].

II.1.3 Principe de fonctionnement d'une pompe centrifuge :

On peut décomposer le fonctionnement en trois étapes :

a) L'aspiration

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

La pompe étant amorcée, c'est-à-dire pleine de liquide, la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue et engendre ainsi une aspiration et maintient l'amorçage [19].

b) L'accélération

Le rotor transforme l'énergie mécanique appliquée à l'arbre de la machine en énergie cinétique. A la sortie du rotor, le fluide se trouve projeté dans la volute dont le but est de collecter le fluide et de le ramener dans la section de sortie [19].

c) Le refoulement

Dans l'élargissement en sortie, qui se comporte comme un divergent, le liquide perd de la vitesse au profit de l'accroissement de pression : l'énergie cinétique est convertie en énergie de pression au niveau de diffuseur [19].

II.1.4 Utilisation des pompes centrifuges :

Ce sont les pompes les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de la large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, de leur simplicité et de leur faible coût.

Pourtant, il existe des applications pour lesquelles elles ne conviennent pas:

- Utilisation des liquides visqueux : La pompe centrifuge nécessaire serait énorme par rapport aux débits possibles.
- Utilisation de liquides "susceptibles" c'est-à-dire ne supportant pas la très forte agitation dans la pompe (liquides alimentaires tel que le lait).
- Utilisation comme pompe doseuse: la nécessité de réaliser des dosages précis instantanés risque d'entraîner la pompe en dehors de ses caractéristiques optimales [18].

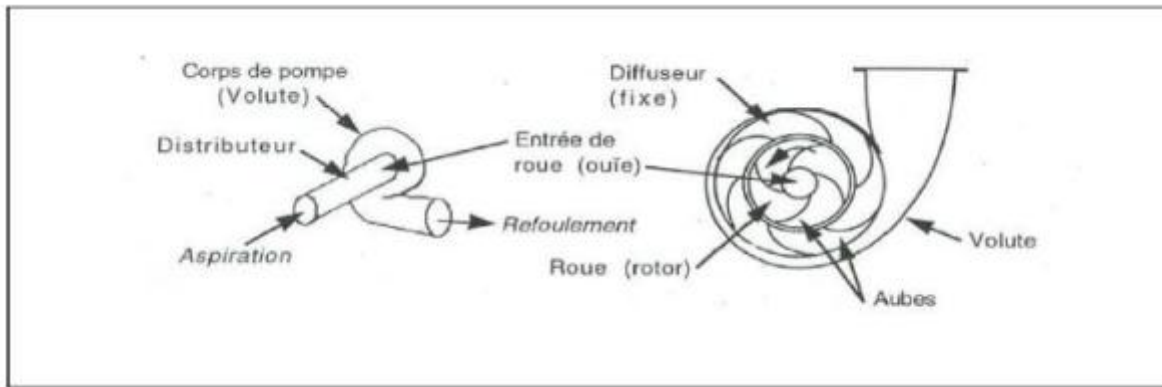


Figure II.2 schéma d'une pompe centrifuge [18].

II.2 Performances des pompes centrifuges :

II.2.1 Courbes standard d'une pompe centrifuge

La courbe caractéristique des pompes centrifuges permet de sélectionner une pompe adaptée à une application spécifique dans un système hydraulique. La fiche technique fournit des données sur la hauteur (H) pour différents débits (Q), comme indiqué sur la figure II.3.

Ces informations sont essentielles pour choisir la pompe la plus appropriée et assurer son fonctionnement optimal dans les conditions requises. La courbe caractéristique est donc un outil clé pour les ingénieurs et les techniciens chargés de la sélection et de l'installation de pompes centrifuges dans diverses industries, telles que l'agriculture, l'industrie chimique, le pétrole et le gaz, et bien d'autres encore.

Les exigences de hauteur et de débit déterminent la taille globale d'une pompe centrifuge [16].

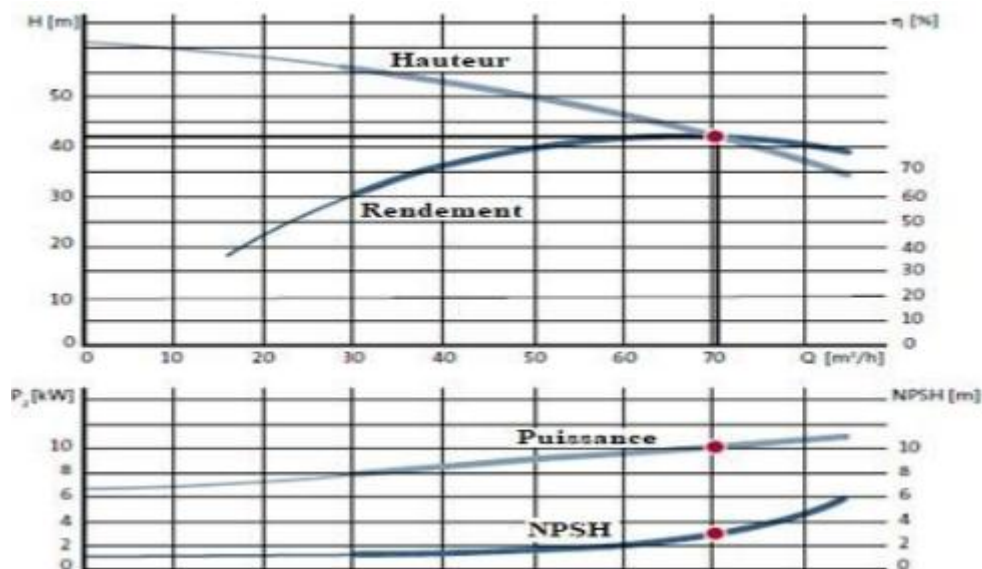


Figure II.3 Courbes de performances d'une pompe centrifuge [16] La hauteur (H), la puissance consommée (P), le rendement (η) et le NPSH sont indiqués en fonction du débit.

- **La Pression**

La pression (p) est une expression de la force par unité de surface et est divisée en pression statique et dynamique. La somme des deux pressions est la pression totale:

$$P_{tot} = P_{stat} + P_{dyn} \quad [Pa] \quad (II.1)$$

p_{tot} : la pression totale [Pa]

p_{stat} : la pression statique [Pa]

p_{dyn} : la pression dynamique [Qb]

- **La hauteur**

La courbe $H f(Q)$ d'une pompe centrifuge montre la hauteur (H) en fonction du débit (Q). (Q) est le débit de fluide à travers la pompe. Le débit est généralement exprimé en mètres cubes par heure [m^3/h], mais lorsqu'il est entré dans la formule, par mètre cube Seconde [m^3/s]. (Fig. II.4) montre une courbe $H f(Q)$ typique.

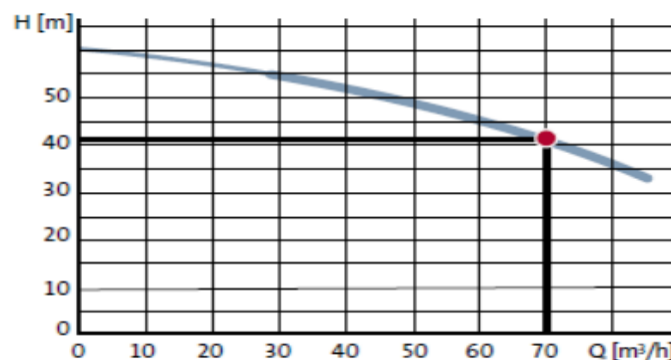


Figure II.4 Courbe de la hauteur (H) en fonction du débit (Q) d'une pompe centrifuge [16].

La pompe démarre et tourne à vitesse constante. Lorsque la vanne est complètement fermée, Q vaut 0 et H atteint sa valeur maximale. La valve s'ouvre progressivement, et à mesure que Q augmente, H diminue. H est la hauteur de la colonne de liquide dans le tuyau ouvert après la pompe. La courbe $Hf(Q)$ est une série de valeurs cohérentes de Q et H représentées par la courbe illustrée à la (Figure II.4).

Dans la plupart des cas, mesurez la pression différentielle ΔP à travers la pompe testée et calculez la hauteur H à l'aide de la formule suivante :

$$H = \frac{\Delta P_{tot}}{\rho \cdot g} \quad [m] \quad (II.2)$$

- **La puissance**

La puissance disponible sur l'arbre d'entraînement de la roue de la pompe est La consommation électrique de la pompe. Ce pouvoir est un pouvoir utile Moteur d'entraînement de la pompe. Puissance transférée de la pièce au fluide La pompe est appelée : puissance hydraulique utile (P_u) [20].

$$P_u = \rho g Q H \quad (\text{II.3})$$

Avec :

ρ : masse volumique du liquide pompé.

g : accélération gravitaire.

Q : débit fourni par la pompe.

H : hauteur produite par la pompe.

- **La Puissance hydraulique**

La puissance hydraulique d'une pompe, c'est – à – dire la puissance transmise au fluide à la sortie de la pompe, dépend du débit réel et de la pression de refoulement. Elle est donnée par l'expression suivante [18] :

$$P_{hyd} = P_r \times Q_r \quad (\text{II.4})$$

P_{hyd} : la puissance hydraulique.

P_r : la pression de refoulement.

Q_r : le débit réel.

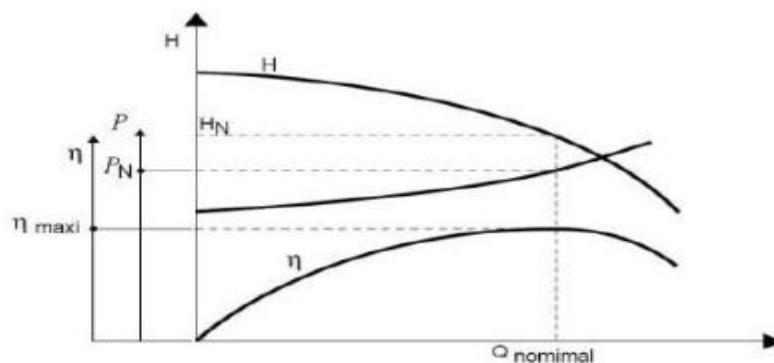


Figure II.5 Courbes caractéristiques rendement et puissance en fonction de débit [21].

Ou :

$$P_r = H_r . g . \rho \quad (\text{II.5})$$

Une courbe de puissance hydraulique n'est pas généralement incluse dans les fiches techniques des pompes centrifuges, mais elle fait partie du calcul de rendement de la pompe [22].

- **La puissance mécanique :**

La puissance mécanique, indiquée par le constructeur, est la puissance mécanique maximale admissible sur l'arbre d'entrée dans la pompe [18].

- **Le rendement de la pompe :**

Le rendement de la pompe faible à débit nul, croît avec le débit, passe par un maximum et décroît ensuite pour les débits les plus élevés.

Les pompes centrifuges sont généralement conçues pour être exploitées au plus près du point de maximum de rendement [23].

La courbe de rendement d'une pompe se présente généralement telle que montrée sur la figure suivante [21].

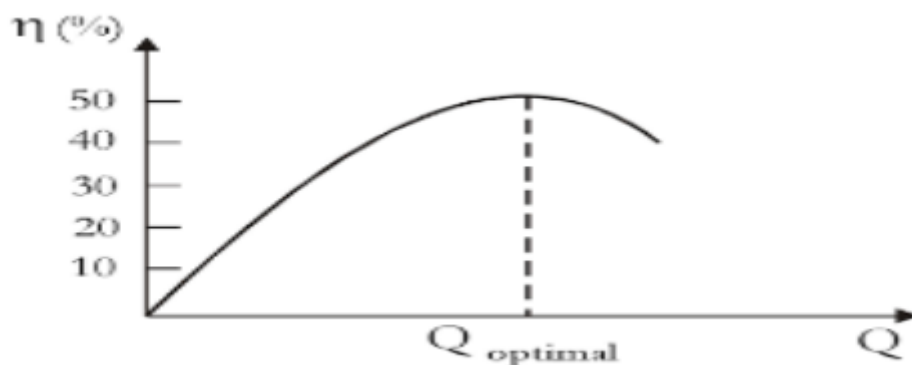


Figure II.6 Courbe de rendement d'une pompe centrifuge [21].

Le rapport entre la puissance active P_u et la puissance absorbée est le rendement de la pompe, η .

- **Hauteur nette absolue à l'aspiration NPSH :**

Le NPSH est un terme décrivant les conditions liées à la cavitation, qui est indésirable et nuisible. La cavitation est la création de bulles de vapeur dans les zones internes de la pompe où la pression chute à la pression de vapeur du fluide. La taille de la cavitation dépend de la pression basse dans la pompe. La cavitation abaisse généralement la hauteur et provoque du bruit et des vibrations.

La cavitation se produit d'abord au point de la pompe où la pression est la plus basse, le plus souvent au bord de l'aube à l'entrée de la roue, (Figure II.7, A et B).

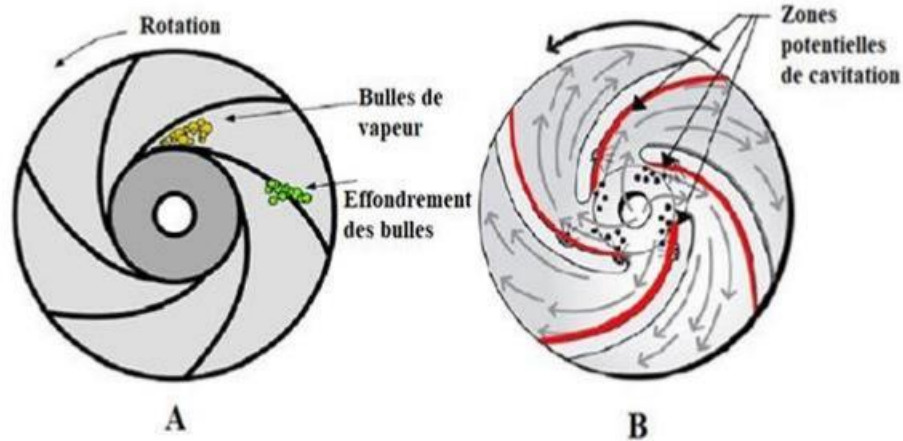


Figure II.7 Cavitation pour les pompes centrifuges [16].

La valeur NPSH est absolue et toujours positive. NPSH est indiqué en mètres [m] comme la hauteur [16]

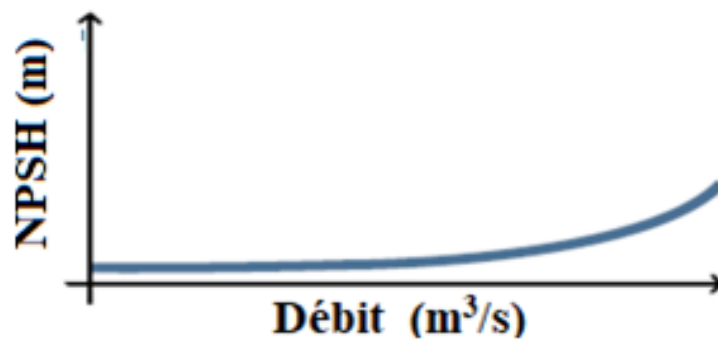


Figure II.8 Courbe du NPSH d'une pompe centrifuge [16].

Pour assurer un meilleur rendement des pompes centrifuges, plusieurs paramètres doivent être vérifiés. L'un de ces paramètres est la hauteur d'aspiration nette absolue (NPSH) du liquide au niveau de la roue de la pompe [24].

Deux valeurs de NPSH doivent être cochées : Net Section Head Required (NPSH_{req}) et Net Section Head Available (NPSH_{disp}). Le NPSH_{req} est déterminé par le fabricant de la pompe.

La valeur dépend de :

- la géométrie de la roue.
- le débit de la pompe.
- la vitesse d'essorage.
- Propriétés des liquides, ... etc.

Pour que la pompe centrifuge fonctionne correctement, la valeur de NPSH_{disp} doit être supérieure à la valeur de NPSH_{req} pour éviter la cavitation. [24].

$$NPSH_{disp} > NPSH_{req}$$

II.3 Principe d'affinité pour les pompes centrifuges (Lois de similitude)

Afin d'étudier divers systèmes de pompage, on peut aller aux principes d'affinité pour déterminer le changement d'une variable influant sur des autres variables telles que le débit, la vitesse, la hauteur et la puissance. Les relations entre la hauteur (H), le débit (Q), la puissance (P), la vitesse de rotation (N), la densité relative (Sg) et le diamètre de la roue (D) suivent des règles bien définies (lois de similitude) [24].

Ces lois sont comme suite:

A diamètre constant :

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 \quad (\text{II.6})$$

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (\text{II.7})$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 \quad (\text{II.8})$$

Pour la plupart des machines hydrauliques, la puissance est proportionnelle au cube de la force La vitesse et le débit sont directement proportionnels à cette vitesse.

A vitesse constante :

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \quad (\text{II.9})$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^3 \quad (\text{II.10})$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^5 \quad (\text{II.11})$$

La (Figure II.9) montre les diminutions de vitesse de rotation de la pompe centrifuge qui entraînent une baisse progressive de la courbe de la pompe. Pour déterminer la réduction de

la vitesse de rotation, il est indispensable d'utiliser les lois de similitude. similitude.

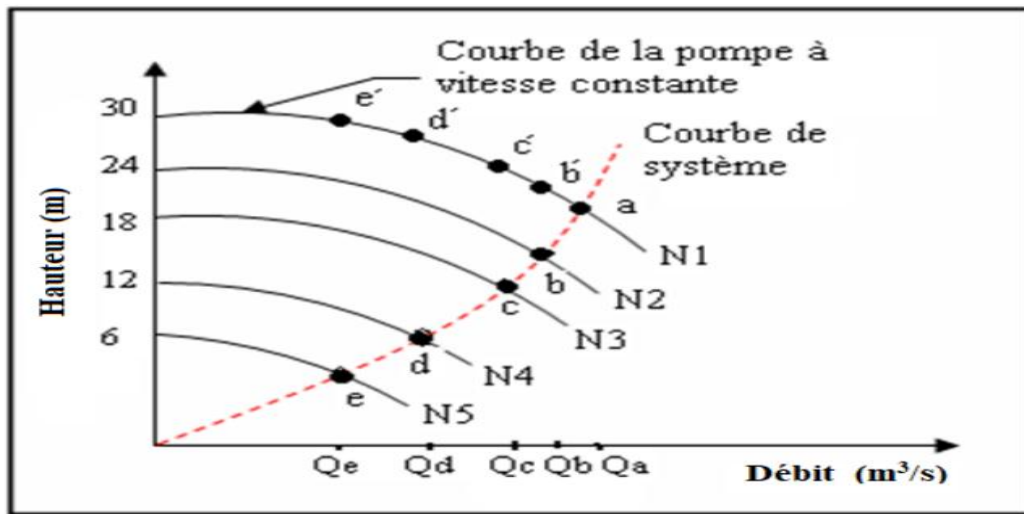


Figure II.9 Courbe à vitesse constante par rapport aux courbes à vitesse variable [24].

Avec :

Q_a à Q_e : débit donnée.

N_1 à N_5 : vitesse de rotation correspondante.

a, b, c, d, e : point de fonctionnement à vitesse variable.

a, b', c', d', e' : point de fonctionnement à vitesse constante.

II.4 Performances de la pompe centrifuge testée :

Dans le présent chapitre, des essais expérimentaux ont été réalisés par (Ladouani .A) [1] sur une pompe centrifuge afin de pomper des fluides de différentes viscosités à des vitesses de rotation variables. Les résultats obtenus permettent d'analyser la réduction des performances de la pompe centrifuge causées par le changement de la viscosité des liquides testés. [25]

Les (Figure II.10, (A, B) et II.11) montrent une représentation simple d'une pompe centrifuge et leur roue à aubes. [25]

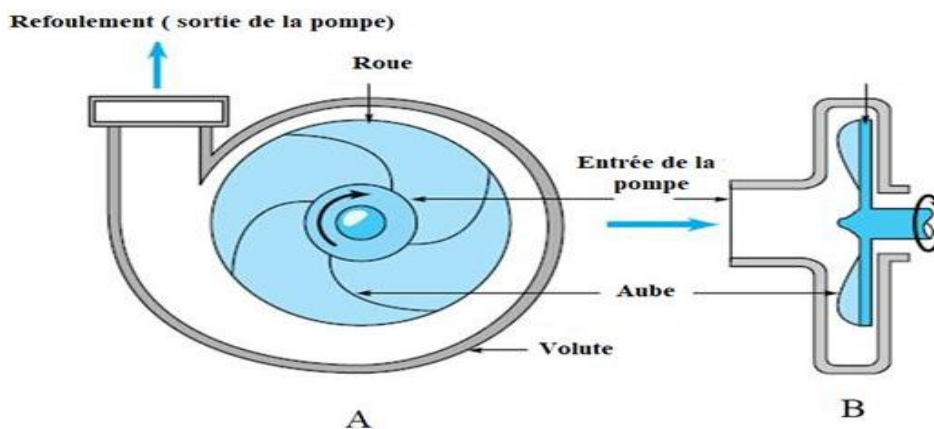


Figure II.10 Représentation d'une pompe centrifuge. [25]

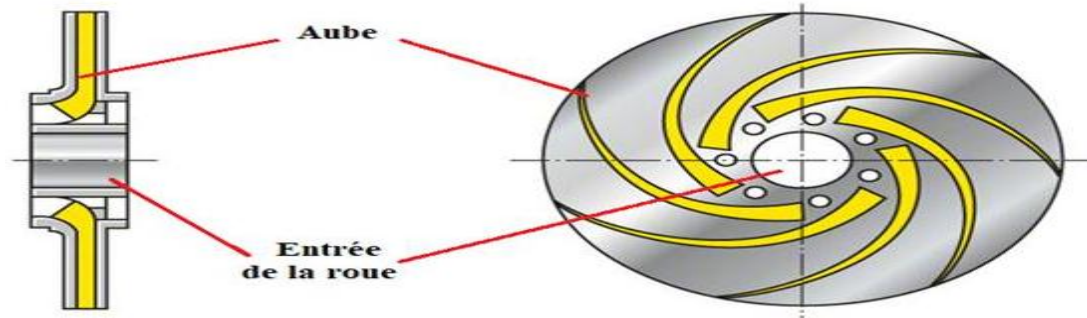


Figure 0.11 Roue d'une pompe centrifuge. [25]

Les caractéristiques géométriques de la roue de la pompe testée sont rassemblées dans le (Tableau II.1)

Tableau II.11 Caractéristiques géométriques de la roue de la pompe [1].

Diamètre d'entrée D 1	Diamètre de sortie D 2	Largeur d'entrée b 1	Largeur de sortie b 2	Nombre de Z
38,9 mm	100,42 mm	6,3 mm	4,0 mm	6

- **Caractéristiques Hauteur - Débit**

(Fig. II.12) montre la relation entre la viscosité et la vitesse Eau pompée ($\nu = 1$ cSt) et huile Teska ($\nu = 75$ centistokes). La hauteur (H) augmente proportionnellement à la vitesse de rotation (N), et Diminue à mesure que la viscosité (ν) augmente.

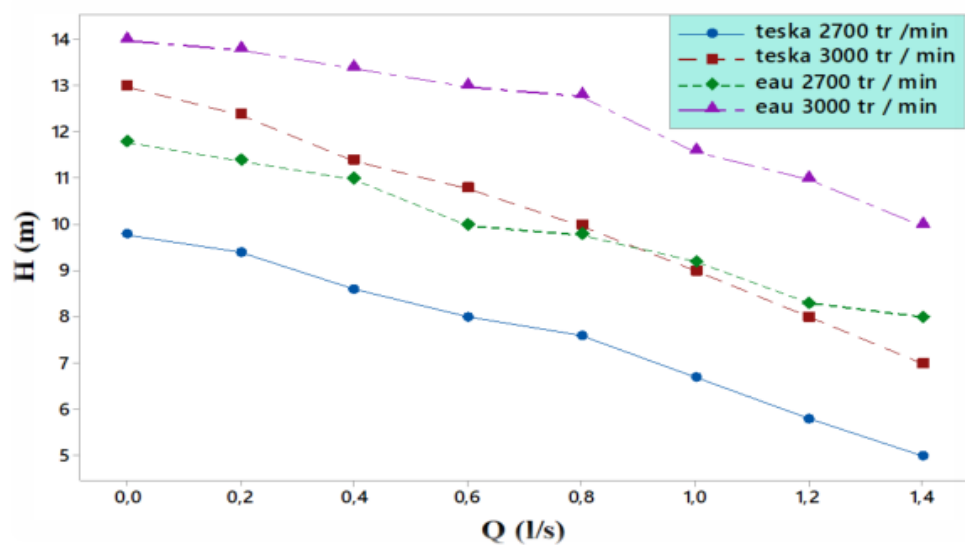
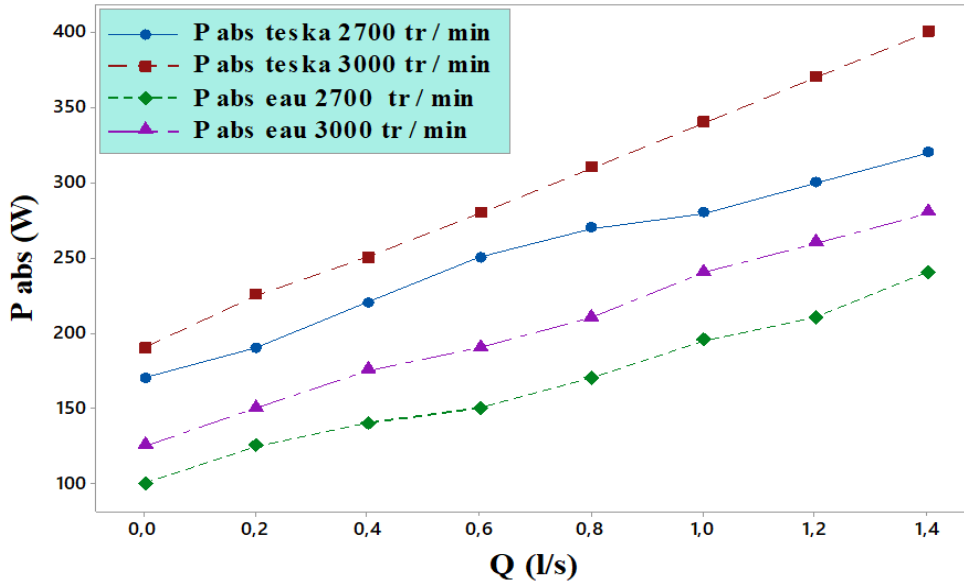


Figure II.12 Influence de la viscosité et la vitesse de rotation sur les caractéristiques H-Q [1].

• **Caractéristiques Puissance – Débit**

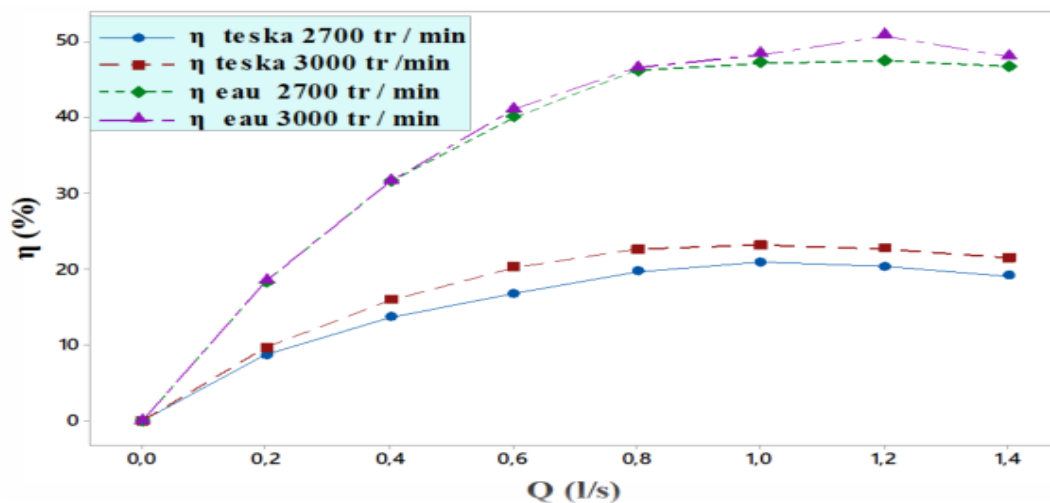
(Fig. 2.13) montre la relation entre la viscosité et la vitesse de rotation l'eau pompée ($\nu = 1$ cSt) et l'huile Teska ($\nu = 75$ cst). La puissance absorbée (P_{abs}) augmente proportionnellement à la vitesse Rotation (N) et viscosité (ν).



FigureII.13 Influence de la viscosité et la vitesse de rotation sur les caractéristiques P-Q [1].

• **Caractéristiques Rendement - Débit**

(Fig. 2.14) montre la relation entre la viscosité et la vitesse Caractéristiques d'efficacité-débit (η -Q) lors du pompage d'eau ($\nu = 1$ cSt) et d'huile Teska ($\nu = 75$ cSt). L'efficacité de la pompe (η) augmente proportionnellement à la vitesse Lorsque la rotation (N) augmente, la viscosité (ν) diminue.



FigureII.14 Influence de la viscosité et la vitesse de rotation sur les caractéristiques η -Q [1].

II.5 Equations dans le repère relatif. (Repère d'étude des pompes Centrifuges) :

En présence d'un mouvement de rotation de la roue à aubes d'une pompe centrifuge, la présentation vectorielle des différentes vitesses à l'intérieur de la pompe est la suivante [26] :

$$C = W + U \quad (\text{II.12})$$

D : La vitesse absolue correspond à la vitesse d'une particule de fluide à l'intérieur de la pompe.

V : la vitesse tangentielle de la roue (la vitesse d'entraînement) correspondant au mouvement du rotor de la pompe, est exprimée par :

$$U = \Omega \times r \quad (\text{II.13})$$

X : La vitesse relative d'une particule de fluide.

II.6 Triangles des vitesses et équation d'Euler pour les pompes centrifuges

II.6.1 Triangles de vitesse

Pour un écoulement d'un fluide à travers une roue à aubes d'une pompe centrifuge, il est possible de calculer au moyen des triangles des vitesses la vitesse absolue (C) en tant que somme de la vitesse tangentielle de la roue (U) et la vitesse relative (W).

Ces différents vecteurs des vitesses montrant les triangles de vitesse à l'entrée et à la sortie d'une roue à aube.

Le triangle de vitesse est illustré à la (Figure II.15), Où :

α : l'angle d'écoulement absolu par rapport à la direction tangentielle d'une particule du fluide.

β : l'angle d'écoulement relatif par rapport à la direction tangentielle d'une particule du fluide [16].

En traçant les triangles des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue,

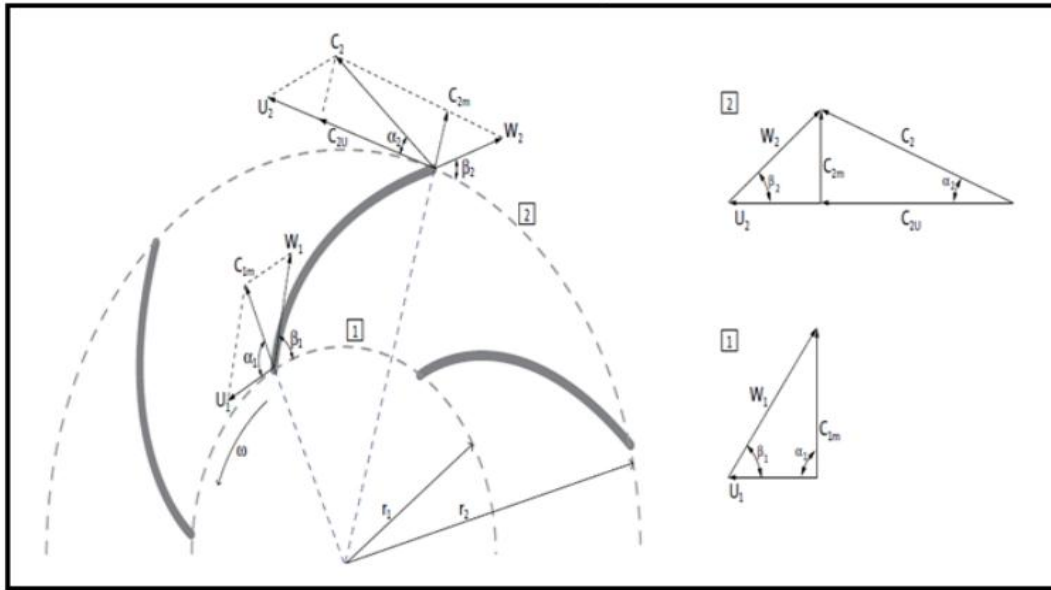


Figure II.15 Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue d'une pompe centrifuge [16].

a) Entrée de la roue

D'une façon générale, on suppose que le débit d'écoulement à l'entrée de la roue de la pompe centrifuge est non rotatif.

Cela montre que $\beta_1 = 90^\circ$. Le triangle de vitesse est tracé comme indiqué à la (Figure II.14 la position 1) [16].

La zone d'entrée de la roue à aube peut être déterminée en fonction du type de roue (roue radiale ou roue semi-axiale) (Figure II.16). Pour une roue radiale c'est:

$$A_1 = 2\pi \cdot r_1 \cdot b_1 \quad [m^2] \quad (II.14)$$

Ou :

s_1 = la position radiale du bord à l'entrée de la roue [m]

b'_1 = La hauteur de l'aube à l'entrée [m]

Tout le débit doit traverser la zone d'entrée de la roue.

Alors C_{1m} est calculé comme suite:

$$\tan \beta_1 = \frac{Q_{rou}}{A_1} \quad [m/s] \quad (II.15)$$

La vitesse tangentielle d'une particule du fluide (U_1) est égale au produit du rayon à l'entrée de la roue et de la fréquence angulaire [16].

$$U_1 = 2\pi \cdot r_1 \cdot \frac{n}{60} = r_1 \cdot \omega \quad [m/s] \quad (II.16)$$

ω = fréquence angulaire [s^{-1}]

n = vitesse de rotation [min^{-1}]

Sur la base de α_1 , C_{1m} et U_1 , de la position 1 de la figure III.1 l'angle de l'écoulement relatif β_1 peut être calculé mais sans rotation de la roue $C_1=C_{1m}$ donc on peut écrire :

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{1m}}{U_1} \quad (\text{II.17})$$

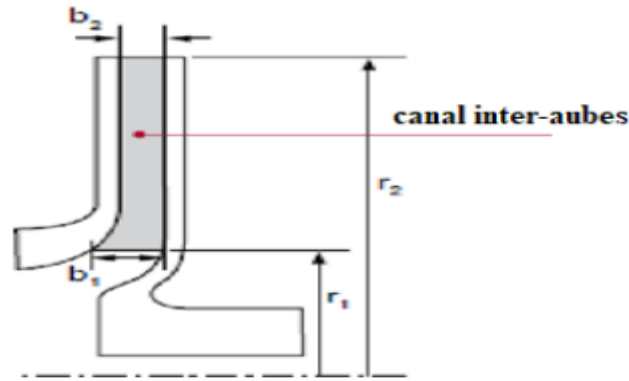


Figure 0.16 Roue radiale d'une pompe centrifuge [16].

b) Sortie de la roue

Le triangle de vitesse à la sortie est tracé comme indiqué sur la (Figure II.15, position 2). Pour une roue à aubes radiales, la zone à la sortie de la roue est déterminée comme suit [16] :

$$A = 2\pi \cdot r_2 \cdot b_2 \quad [\text{m}^2] \quad (\text{II.18})$$

C_{2m} est calculé de la même façon que pour l'entrée:

$$C_{2m} = \frac{Q_{rou}}{A} \quad [\text{m/s}] \quad (\text{II.19})$$

La vitesse tangentielle de l'écoulement (U) est calculée à partir de la relation suivante :

$$U_2 = 2\pi \cdot r_2 \cdot \frac{n}{60} = r_2 \cdot \omega \quad [\text{m/s}] \quad (\text{II.20})$$

La vitesse relative à la sortie de la roue à aube (W) est calculée comme suite:

$$W_2 = \frac{C_{2m}}{\sin \beta_2} \quad [\text{m/s}] \quad (\text{II.21})$$

Et C_{2u} peut être calculée comme suite :

$$C_{2u} = U_2 - \frac{C_{2m}}{\sin \beta_2} \quad [\text{m/s}] \quad (\text{II.22})$$

II.3.2 Equation d'Euler :

En relation avec la conception des pompes centrifuges et le calcul des écoulements dans les roues à aubes, l'équation d'Euler est l'équation la plus importante [16]. La hauteur théorique d'une roue à aube est donnée par la relation d'Euler [16] :

$$H_{th} = \frac{1}{g} (C_{2U} \cdot U_2 - C_{1U} \cdot U_1) \quad (II.23)$$

Pour un écoulement radial ($\alpha = 90^\circ$).

$$C_{1U} = 0 \rightarrow H_{th} = \frac{1}{g} (C_{2U} \cdot U_2) \quad (II.24)$$

Etant donné que :

$$C_{2U} = U_2 \cdot \frac{1}{\tan \beta_2} \text{ et } C_{2m} = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} \quad (II.25)$$

On obtient par remplacement :

$$H_2 = H_{th} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cdot Q}{\pi \cdot g \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \tan \beta_2} \quad (II.26)$$

Cette formule montre une droite de la courbe caractéristique théorique d'une pompe centrifuge.

La pente de la courbe caractéristique dépend de la valeur de l'angle de sortie β_2 (Figures : II.17 et II.18).

Pour un angle de $\beta_2 = 90^\circ$ la droite hauteur –débit est parallèle.

Pour un angle de $\beta_2 < 90^\circ$ la hauteur réduite avec l'augmentation du débit d'écoulement Q.

La deuxième formule de l'équation d'Euler n'est plus négligeable. De la même façon que précédemment nous pouvons obtenir cette équation à partir de la relation suivante: [16].

$$H_1 = H_{th} = \frac{U_1^2}{g} - \frac{U_1 \cdot Q}{\pi \cdot g \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot \tan \beta_1} \quad (II.27)$$

L'équation de la hauteur théorique (Hauteur d' Euler) est obtenue par la relation suivante :

$$H_{th} = H_2 - H_1 \quad (II.28)$$

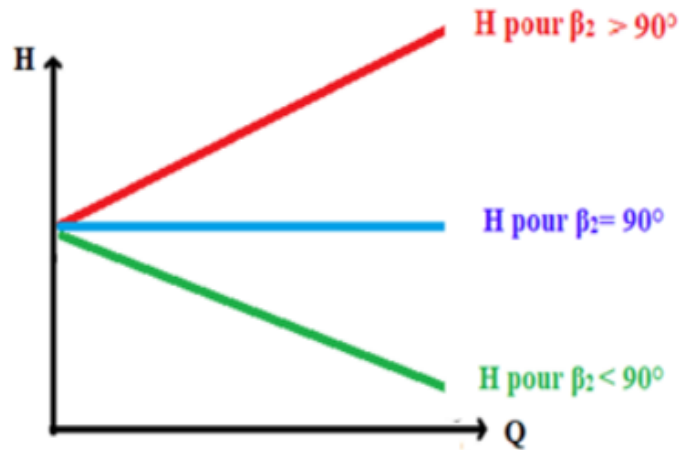


Figure 0.17 Courbes théoriques de la pompe centrifuge [16].

II.6.2 Classification des pompes centrifuges

Les pompes centrifuges sont classées de plusieurs manières différentes en fonction de leur domaine d'utilisation, de la taille de l'installation, ... etc.

Afin de classer les pompes centrifuges en se basant sur leur vitesse spécifique calculée au meilleur point du rendement optimal est considéré comme un critère très important [16].

$$N_q = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (\text{II.29})$$

n : la vitesse de rotation en : [tr/min]

Q : le débit de pompe en; [m^3/s]

H : la hauteur de refoulement en; [m]

Pour les faibles valeurs de vitesse spécifiques ($N_q < 30$) correspondent à des pompes centrifuges (généralement des pompe centrifuge radial) tandis que pour les grandes valeurs de la vitesse spécifique ($N_q > 150$), celles-ci correspondent à des pompes axiales. Entre les valeurs 30 et 150 de N_q , se trouvent tous les types de pompes intermédiaires [16].

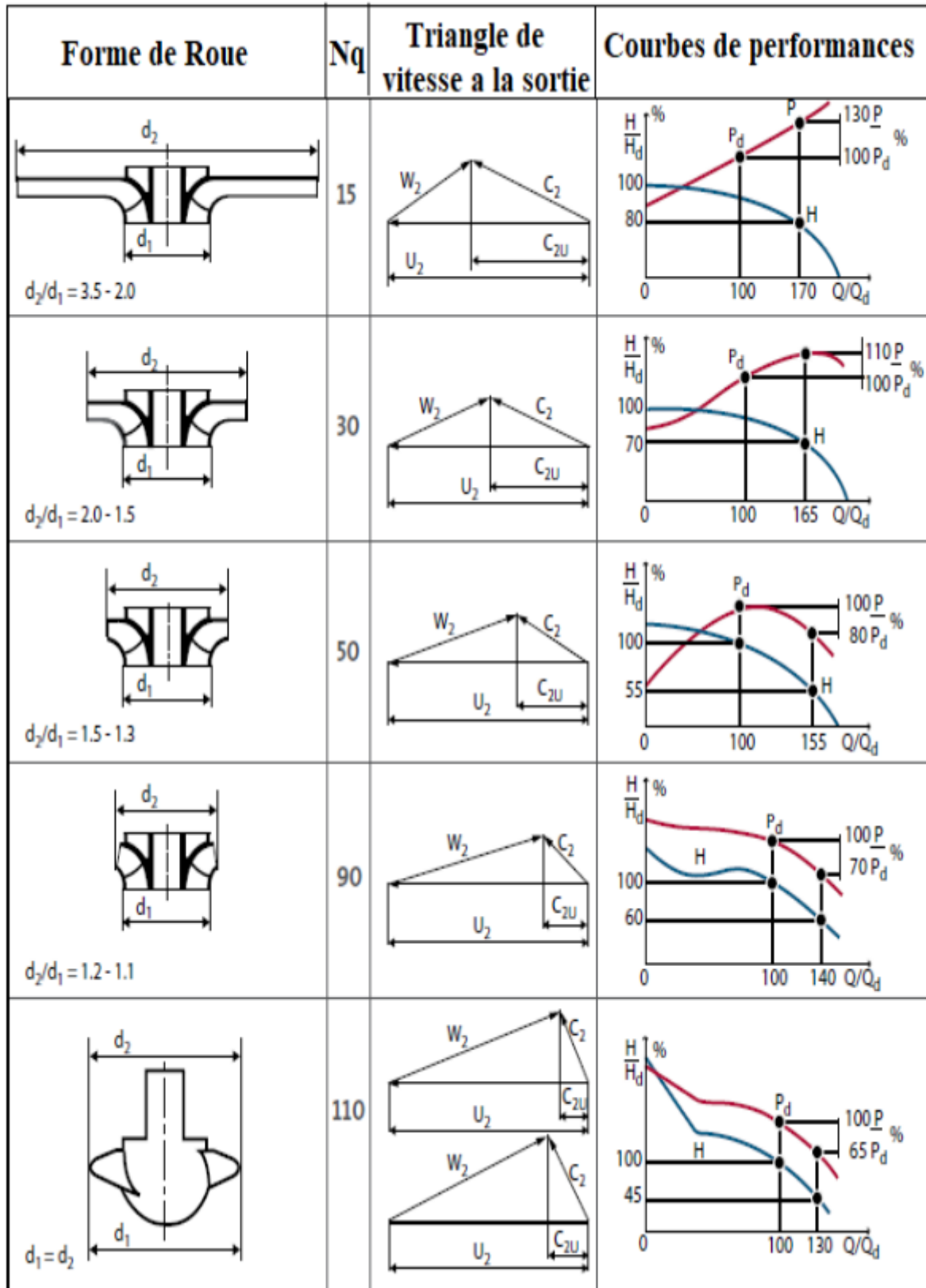


Figure II.18 Forme de la roue, triangle de vitesse à la sortie et courbe de performance en fonction de la vitesse spécifique Nq [16].

II.7 Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons présenté les performances standards des pompes centrifuges et leurs courbes de performances [1], à la fin l'étude de l'écoulement interne dans les pompes centrifuges on peut dire :

- Mesurer les performances des pompes centrifuges lors du pompage de fluides visqueux (Exemple : Teska 75 cSt), montrant une baisse de hauteur et de rendement Pompe.
- L'analyse de la courbe de performance montre que :
 - Certaines propriétés telles que l'altitude, l'hydraulique et l'efficacité La viscosité de la pompe est inversement proportionnelle à la puissance Absorbé.
 - La vitesse a un effet significatif sur les performances de la pompe Dans le détail, les courbes montrent que l'augmentation de la vitesse de rotation entraîne Améliorer les performances de la pompe testée.
- poussé à bien présenter l'équation d'Euler et son importance en rapport avec la conception des pompes centrifuges, le triangle de vitesse et son rôle dans les calculs des vitesses de l'écoulement à l'entrée et à la sortie des pompes centrifuges et Nous avons également présenté quelques classifications de pompes centrifuges [22].

Chapitre III:

Plans d'expériences

III.1 Introduction

Dans ce chapitre, nous allons explorer les bases et les avantages de la méthode des plans d'expérience. En comprenant les fondements de cette méthode, nous pourrions mieux appréhender son utilisation dans le prochain chapitre.

La méthode des plans d'expérience est une approche systématique pour concevoir et analyser des expériences dans le but d'optimiser les processus ou les produits. La méthode consiste à concevoir un ensemble d'expériences en variant de manière contrôlée plusieurs facteurs à la fois, tout en mesurant l'impact de ces variations sur les résultats de l'expérience.

III.2 Bases de la méthode des plans d'expérience

La méthode des plans d'expérience est une méthode statistique pour concevoir, analyser et interpréter les résultats d'expériences visant à étudier l'effet de plusieurs facteurs sur une variable de réponse. [27]

Les plans d'expérience sont conçus de manière à contrôler les facteurs qui affectent la variable de réponse et à minimiser le nombre d'essais nécessaires pour obtenir des résultats significatifs. [28]

Les plans d'expérience peuvent être utilisés pour étudier l'effet des facteurs sur une variable de réponse, pour optimiser les niveaux des facteurs, pour identifier les interactions entre les facteurs, pour identifier les sources de variation et pour évaluer la robustesse d'un processus. [29]

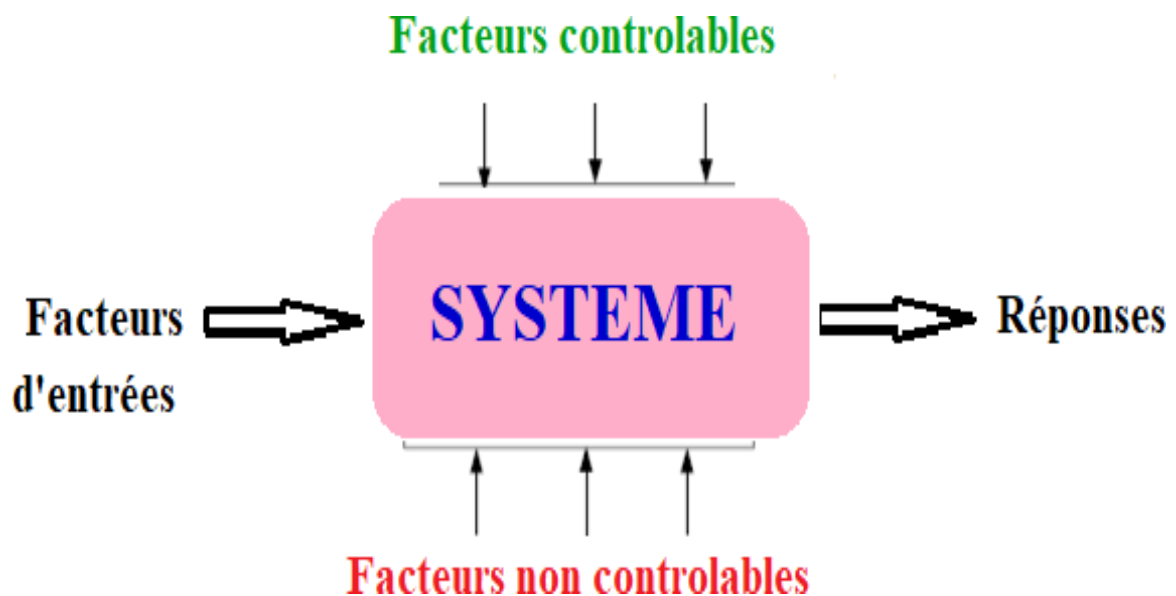


Figure III.1 Représentation graphique d'un système [35].

III.3 Avantages de la méthode des plans d'expérience

La méthode des plans d'expérience permet de déterminer les effets des facteurs sur la variable de réponse et d'optimiser les niveaux des facteurs pour améliorer la performance du processus ou du produit. [27]

Les plans d'expérience permettent d'identifier les interactions entre les facteurs et de déterminer les effets des facteurs individuels, ce qui permet de comprendre le processus ou le produit de manière plus détaillée. [28]

Les plans d'expérience permettent d'économiser du temps et des ressources en minimisant le nombre d'essais nécessaires pour obtenir des résultats significatifs, tout en maximisant la précision et la fiabilité des résultats obtenus. [29]

La méthode des plans d'expérience est largement utilisée dans l'industrie pour améliorer la qualité des produits, réduire les coûts de production, optimiser les processus et augmenter la productivité. [30]

III.4 Histoire

La méthode des plans d'expérience a été développée au début du XXe siècle par des scientifiques et ingénieurs tels que R. A. Fisher, W. G. Cochran, et G. E. P. Box. [27]

Les premières méthodes de conception d'expériences ont été développées pour résoudre des problèmes industriels et agricoles, tels que l'amélioration des rendements de cultures et l'optimisation des processus industriels. [28]

La méthode des plans d'expérience a été largement utilisée pendant la Seconde Guerre mondiale pour améliorer les processus industriels et les systèmes d'armement. [30]

Depuis lors, la méthode des plans d'expérience est devenue une technique courante pour l'optimisation des processus et la résolution de problèmes dans de nombreux domaines, y compris l'ingénierie, l'agriculture, la médecine, les sciences sociales, la psychologie, etc. [29]

III.5 Le choix de la méthode d'expérimentation

Le choix de la méthode d'expérimentation dépend de plusieurs facteurs, tels que :

1. L'objectif de l'expérimentation : Le choix de la méthode dépendra de l'objectif de l'expérimentation, qu'il s'agisse de mesurer l'effet d'un traitement, de trouver une relation entre deux variables ou d'optimiser un processus. [28].
2. Le nombre de variables indépendantes : Si l'expérience implique une seule variable indépendante, une méthode de plan d'expérience uni variée peut être utilisée. Si l'expérience

implique plusieurs variables indépendantes, une méthode de plan d'expérience multivariée ou une méthode de surface de réponse peut être utilisée. [28].

3. Les contraintes de l'expérimentation : Les contraintes de l'expérimentation telles que le coût, le temps et la faisabilité peuvent influencer le choix de la méthode. Certaines méthodes peuvent nécessiter plus de temps et de ressources que d'autres. [28].
4. Les hypothèses sur les données : Les hypothèses sur les données peuvent également affecter le choix de la méthode. Par exemple, si les données sont normalement distribuées, une méthode paramétrique peut être utilisée. Si les données ne sont pas normalement distribuées, une méthode non-paramétrique peut être plus appropriée. [28].

En général, il est important de considérer tous ces facteurs avant de choisir une méthode d'expérimentation. Il est également conseillé de discuter avec des experts en statistiques ou des spécialistes du domaine concerné pour obtenir des conseils sur le choix de la méthode appropriée. [28].

La (Figure III.2) présente un organigramme général de traitement des plans d'expériences

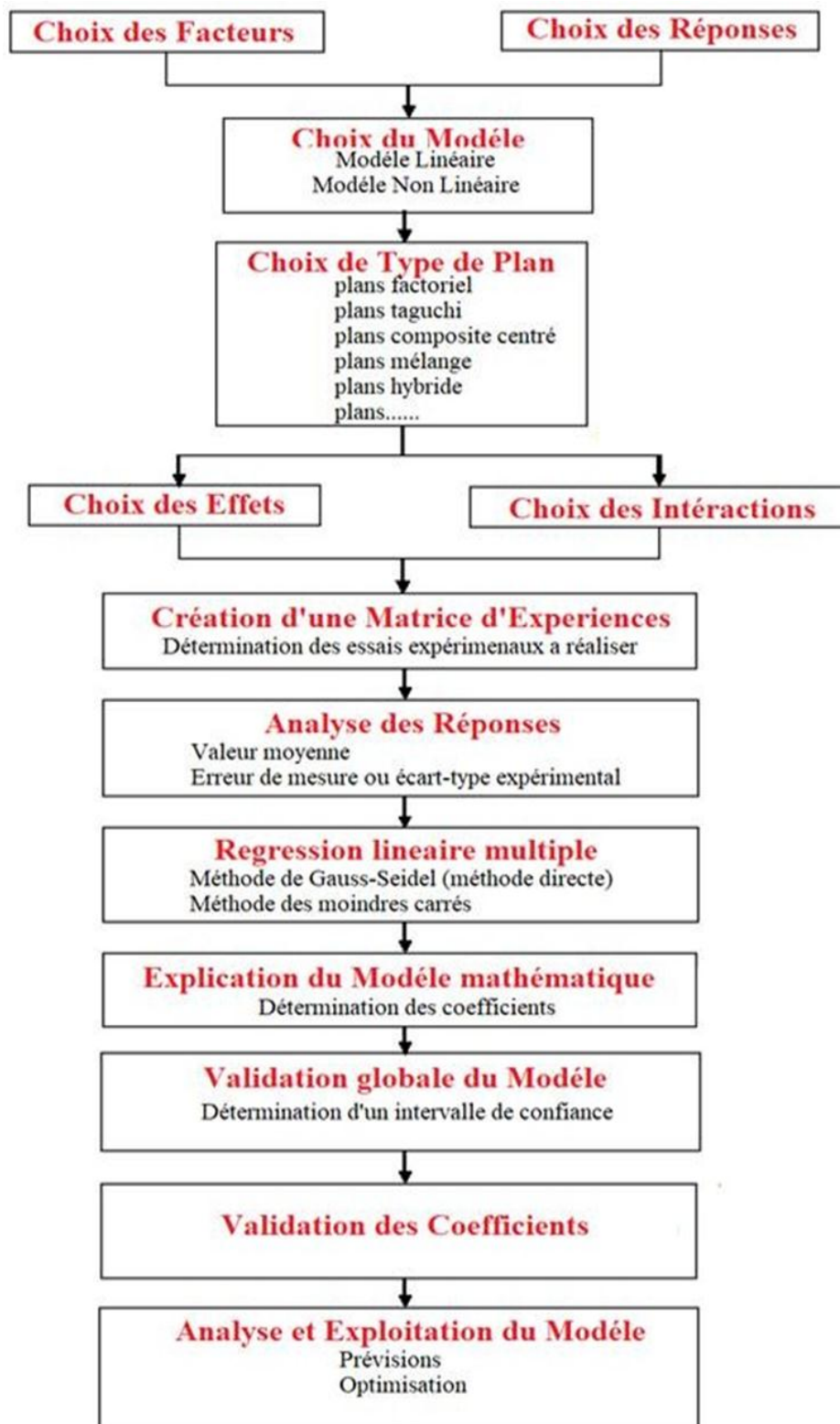


Figure III.2 Organigramme général de traitement des plans d'expériences [33]

III.5.1 La méthode Taguchi

La méthode Taguchi est une approche de conception d'expériences qui a été développée par le Dr Genichi Taguchi dans les années 1950 et 1960. La méthode Taguchi a été initialement développée pour l'industrie manufacturière japonaise afin d'améliorer la qualité des produits tout en réduisant les coûts de production.

Voici quelques bases et avantages de la méthode Taguchi :

1. La méthode Taguchi vise à améliorer la qualité des produits en réduisant la variabilité des processus. Elle se concentre sur la conception de produits et de processus qui sont robustes aux facteurs environnementaux ou d'entrée. . [31]
2. La méthode Taguchi utilise des plans d'expériences orthogonaux pour évaluer les effets des différents facteurs sur les caractéristiques de qualité du produit. Ces plans permettent de réduire le nombre d'essais nécessaires pour évaluer les effets des facteurs. . [31]
3. La méthode Taguchi utilise également une fonction de perte de qualité pour évaluer la qualité des produits en termes de déviation par rapport aux spécifications. Cette fonction de perte de qualité permet de quantifier les coûts de qualité et d'optimiser les processus pour minimiser ces coûts. [32]
4. La méthode Taguchi est souvent utilisée dans l'industrie manufacturière pour améliorer la qualité des produits tout en réduisant les coûts de production. Elle est également utilisée dans d'autres domaines tels que la recherche et le développement de nouveaux produits, l'optimisation des processus, et la résolution de problèmes de qualité. [32]

III.5.2 Les différentes tables et leurs propriétés

Dix-huit (18) tables ont été proposées par Taguchi, ces tables ont des différentes propriétés. Nous pouvons classer ces tables en 3 catégories :

- L'étude des interactions est impossible.
- L'étude des interactions est limitée.
- L'étude des interactions est possible.

Ce classement est présenté sur le (Tableau III.1) [34].





Tableau III.1 Classement des tables standard de Taguchi [34].

	Plan a 2 niveaux	Plan a 3 niveaux	Plan a 2 et a 3 niveaux	Plan plus de 3 niveaux
Etude des interactions impossibles	L ₁₂ (2 ¹¹)		L ₃₆ (2 ¹¹ × 3 ¹¹)	
Etude des interactions limités			L ₁₈ (2 ¹ × 3 ⁷)	L ₃₂ (2 ¹ × 4 ⁹) L ₅₀ (2 ¹ × 5 ¹¹)
Etude des interactions possibles	L ₄ (2 ³) L ₈ (2 ⁷) L ₁₆ (2 ¹⁵) L ₃₂ (2 ³¹) L ₆₄ (2 ⁶³)	L ₉ (3 ⁴) L ₂₇ (3 ¹³) L ₈₁ (3 ⁴⁰)	L ₃₆ (2 ³ × 3 ¹³) L ₅₄ (2 ¹ × 3 ²⁵)	L ₃₆ (4 ³) L ₆₄ (4 ²¹) L ₂₅ (5 ⁶)

A l'aide des tables standards présentées par le docteur Taguchi, des graphes linéaires permettant une utilisation simple de ses tables. Ces graphes linéaires sont des symboles graphiques du modèle que l'on veut développer. Comme certaines variables sont très faciles à modifier par rapport aux autres, les facteurs sont classés en 4 groupes différents. Les facteurs sont symbolisés par des cercles (Tableau III.1) [34].

Tableau 3.2 : Représentation de difficulté des facteurs [34].

Tableau III.2 Représentation de difficulté des facteurs [34]

Symbole	Groupe	Difficulté de modifivation
	1	Difficile
	2	Assez difficile
	3	Assez facile
	4	Facile

Pour choisir la position des facteurs et des interactions, on doit utiliser les graphes suivants :

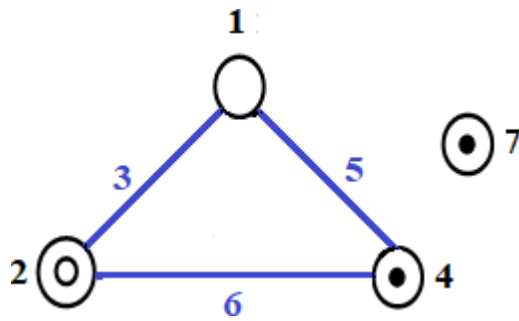


Figure III.3 1^{er} graphe linéaire de la table L₈ [34].

Ce type de graphe convient très bien pour des modèles à 4 facteurs et 3 interactions de la forme :

$$\hat{Y} = I + A + B + C + D + AB + BC + AC \tag{III.1}$$

Taguchi propose un autre montage des facteurs et des interactions, voir (Figure III.4) :

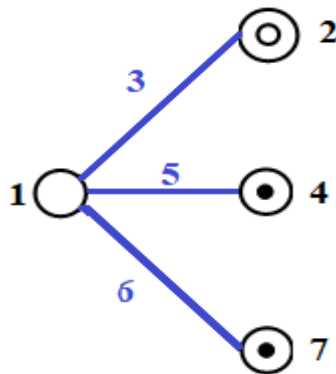


Figure III.4 2^{eme} graphe linière de table L₈ [34].

Ce type de graphe convient très bien pour des modèles à 4 facteurs et 3 interactions de

La forme :

$$\hat{Y} = I + A + B + C + D + AB + AC + AD \tag{III.2}$$

III.6 Conclusion

L'application de la méthodologie des plans d'expériences nécessite à appliquer une démarche expérimentale bien organisée en utilisant des règles strictement rigoureuses et utiles. Dans cette démarche, on se base sur l'utilisation mathématique et statistique des matrices décrivant les expériences.

La notion des plans d'expériences que nous avons présentée est suffisante pour une application utile dans le cas de notre travail.

Chapitre IV: Modélisation des performances des pompes centrifuges

IV.1 Introduction

Dans cette partie, la méthode statistique basée sur un type de plan d'expérience (Taguchi) ont été utilisée pour déduire les équations de régression des courbes de performances d'une pompe centrifuge pour différents liquides (l'eau et huile Teska) en utilisant les résultats expérimentaux de la pompe testée (Ladouani .A) [1].

Le paramètre de la viscosité des liquides testés a été utilisé dans cette méthode de prédiction statistique afin de calculer la hauteur, la puissance absorbée, la puissance hydraulique et le rendement de la pompe pour deux vitesses de rotation.

Les résultats de cette nouvelle méthode statistique ont été vérifiés en les comparants avec les résultats expérimentaux de la pompe centrifuge. Une comparaison, basée sur la valeur du coefficient de corrélation (R^2) et le calcul des erreurs relatives moyennes qui permet d'évaluer nos travaux ou non.

IV.2 Méthodologie de prédiction

Dans le but de réaliser la procédure de prédiction par la méthode des plans d'expériences [37] et de connaître le comportement de la pompe centrifuge quand la viscosité et la vitesse de rotation changent, on va déterminer et établir une relation entre deux types de variables :

- **La Réponse** : Une grandeur étudiée (dans notre cas : la hauteur, la puissance absorbée, la puissance hydraulique et le rendement de la pompe).
- **Les Facteurs** : Des grandeurs ou facteurs variables par l'expérimentateur (dans notre cas : Débit, Viscosité, Vitesse de rotation), ces variables influent sur la réponse.

Plus précisément, cette méthode a pour objectif de présenter les relations entre les facteurs étudiés et les réponses et les interactions entre eux. Pour cela et dans tous les cas, les solutions proposées consistent à développer des modèles ou des équations, présentant la réponse en fonction des facteurs étudiés. Pour construire ces modèles, on doit réaliser une série d'expériences en variant les valeurs de ces facteurs tels que le débit d'écoulement, la viscosité et la vitesse de rotation [37]. La méthode de Taguchi est l'une des méthodes ou des techniques des plans

d'expériences développées par Taguchi et Konishi [38]. Cette technique a pour but de réduire le domaine expérimental (le nombre d'expériences) afin de mettre en évidence l'influence de la viscosité, le débit et la vitesse de rotation sur la hauteur, la puissance absorbée, la puissance hydraulique et le rendement de la pompe. La méthode de Taguchi est caractérisée par la réduction du nombre d'essais avec une bonne conservation de la précision [39 à 45]. Elle montre que le modèle de prédiction est un élément essentiel de la stratégie des plans d'expériences. La méthode de Taguchi laisse l'expérimentateur à choisir librement les valeurs et le nombre des facteurs étudiés [36,46].

IV.2.1 Banc d'essai de la Pompe Centrifuge

La figure montre une représentation schématisée du banc d'essai de la pompe centrifuge [1].

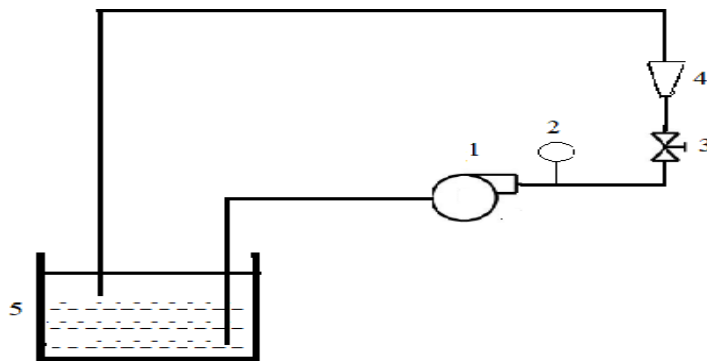


Figure IV.1 Schéma simplifié du banc d'essai de la Pompe Centrifuge [1]

Les caractéristiques géométriques de la roue ont été présentées sur le (Tableau II.1).

IV.2.2 Base de données expérimentale

Les (Tableaux IV.1 et IV.2) présentent les résultats expérimentaux de l'installation expérimentale au pompage de l'eau et de l'huile Teska [1] :

Tableau IV.1 Résultats expérimentaux pour l'eau.

Q(l/s)	Eau							
	N=2700 tr/min				N=3000 tr/min			
	H(m)	P _{abs} (W)	P _{hyd} (W)	η (%)	H(m)	P _{abs} (W)	P _{hyd} (W)	η (%)
0	11.8	100	0	0	14	125	0	0
0.2	11.4	125	22.8	18.24	13.8	150	27.6	18.4
0.4	11	140	44	31.42	13.4	175	55.16	31.52
0.6	10	150	60	40	13	190	77.99	41.05
0.8	9.8	170	78.4	46.11	12.8	210	97.73	46.54
1	9.2	195	92	47.17	11.6	240	116	48.33
1.2	8.3	210	99.6	47.42	11	260	132	50.76
1.4	8	240	112	46.66	10	280	134.4	48

Tableau IV.2 Résultats expérimentaux pour Tiska.

Q(l/s)	huile Teska							
	N=2700 tr/min				N=3000 tr/min			
	H(m)	P _{abs} (W)	P _{hyd} (W)	η (%)	H(m)	P _{abs} (W)	P _{hyd} (W)	η (%)
0	9.8	170	0	0	13	190	0	0
0.2	9.4	190	16.45	8.65	12.4	225	21.7	9.64
0.4	8.6	220	30.1	13.68	11.4	250	39.9	15.96
0.6	8	250	42	16.8	10.8	280	56.7	20.25
0.8	7.6	270	53.2	19.70	10	310	70	22.58
1	6.7	280	58.62	20.93	9	340	78.75	23.16
1.2	5.8	300	60.9	20.3	8	370	84	22.70
1.4	5	320	61.25	19.14	7	400	85.75	21.43

IV.2.3 Valeurs des Facteurs utilisés

Le (Tableau 4.3) présente les valeurs des facteurs utilisés pour la méthode de Taguchi (plan complet à divers niveaux L_{16}).

Pour la méthode Taguchi, les facteurs sont à divers niveaux dans le domaine expérimental... En relation avec le Tableau IV.3, la hauteur manométrique et la puissance absorbée par la pompe ont été déterminées.

Tableau IV.3 Les valeurs des facteurs pour la méthode de Taguchi.

Facteurs	Valeurs
Le débit (l/s)	0 - 0.4 - 0.8 -1.4
La viscosité (cSt)	1 -75
La vitesse de rotation (tr/min)	2700 – 3000

IV.3 Résultats et discussions

IV.3.1 Résultats obtenus pour la Hauteur (H).

IV.3.1.1 Matrice du plan expérimental pour Taguchi

Le (Tableau IV.4) présente la matrice d'expérience de la hauteur par la méthode de Taguchi.

Tableau IV.4 Résultats de la matrice d'expérience pour (H_{Tagu}).

Nu m	Q (l/s)	v (cSt)	N (tr/min)	H_{Exp} (m)
1	0,0	1	2700	11,8
2	0,0	1	2700	11,8
3	0,0	75	3000	13,0
4	0,0	75	3000	13,0
5	0,4	1	2700	11,0
6	0,4	1	2700	11,0
7	0,4	75	3000	11,4
8	0,4	75	3000	11,4
9	0,8	1	3000	12,8
10	0,8	1	3000	12,8
11	0,8	75	2700	7,6
12	0,8	75	2700	7,6
13	1,4	1	3000	10,0
14	1,4	1	3000	10,0
15	1,4	75	2700	5,0
16	1,4	75	2700	5,0

IV.3.1.2 Analyse de la variance pour la Hauteur (H_{Tagu})

Pour déterminer l'influence des facteurs étudiés (Q, v et N) et de leurs interactions sur la Hauteur manométrique de la pompe, un calcul basé sur les données de l'analyse de variance présentées dans le (Tableau IV.5) en utilisant le logiciel Minitab17.

Tableau IV.5 L'analyse de la variance pour (H_{Tagu}).

Source	DL	Som Car ajust	CM ajust	Valeur F	Valeur P
Régression	3	104.616	34.8720	323.38	< 0.0001
Q	1	51.316	51.3160	475.88	< 0.0001
N	1	18.490	18.4900	171.47	< 0.0001
N	1	34.810	34.8100	322.81	< 0.0001
Erreur	12	1.294	0.1078		
Inadéquation de l'ajust	4	1.294	0.3235		
Erreur pure	8	0.000	0.000		
Total	15	105.910			

Tableau IV.6 Le récapitulatif du modèle (H_{Tagu})

S	R carré	R carré (ajust)	R carré (prév)
0.328382	98.78%	98.47%	97.88%

Tableau IV.7 Les coefficients du modèle (H_{Tagu})

Terme	Coefficients
Constante	-14.35
Q	-3.463
v	-0.02905
N	0.009833

Le (Tableau IV.8) montre que les facteurs étudiés (débit, viscosité et la vitesse de rotation) ont une contribution significative sur la Hauteur manométrique de la pompe pour la méthode de Taguchi.

Tableau IV.8 La contribution des facteurs pour (H_{Tagu})

Source	Degré de liberté	Contribution (%)	Observation
Régression	3	98.77	Significatif
Débit (Q)	1	48.45	Significatif
Viscosité (v)	1	17.45	Significatif
Vitesse (N)	1	32.86	Significatif
Erreur	12	1.23	
Total	15	100	

IV.3.1.3 Mesure des erreurs relatives de la Hauteur (H_{Tagu})

Pour connaître la précision de l'équation de prédiction de la Hauteur manométrique obtenue par la méthode de Taguchi (H_{Tagu}), un calcul de l'erreur relative de la Hauteur mesurée (H_{exp}) et la Hauteur prédite par la méthode de Taguchi (H_{Tagu}) est important.

La mesure de cette erreur relative est comme suite (Tableau.IV.9) :

$$X = \left| \frac{H_{\text{EXP}} - H_{\text{Tagu}}}{H_{\text{EXP}}} \right| \times 100\% \quad (\text{IV.1})$$

Tableau IV.9 Les erreurs relatives pour (H_{Tagu})

Num d'expérience	Q (l/s)	v (cSt)	N (tr/min)	H _{expé} (m)	H _{Tagu} (m)	(X)Erreur relative en (%)
1	0,0	1	2700	11,8	12,1701	3.13
2	0,0	1	2700	11,8	12,1701	3.13
3	0,0	75	3000	13,0	12,9703	0.23
4	0,0	75	3000	13,0	12,9703	0.23
5	0,4	1	2700	11,0	10,7849	2.00
6	0,4	1	2700	11,0	10,7849	2.00
7	0,4	75	3000	11,4	11,5850	1.57
8	0,4	75	3000	11,4	11,5850	1.57
9	0,8	1	3000	12,8	12,3495	3.59
10	0,8	1	3000	12,8	12,3495	3.59
11	0,8	75	2700	7,6	7,2499	4.73
12	0,8	75	2700	7,6	7,2499	4.73
13	1,4	1	3000	10,0	10,2717	2.7
14	1,4	1	3000	10,0	10,2717	2.7
15	1,4	75	2700	5,0	5,1721	3.4
16	1,4	75	2700	5,0	5,1721	3.4
L'erreur relative moyenne est de l'ordre de 2.66%						

IV.3.2 Résultats obtenus pour la puissance absorbée (P_{abs})

IV.3.2.1 Matrice du plan expérimental pour Taguchi

Le (Tableau IV.10) présente la matrice d'expérience de la puissance absorbée par la méthode de Taguchi.

Tableau IV.10 Résultats de la matrice d'expérience pour ($P_{abs, Tagu}$).

Num	Q (l/s)	v (cSt)	N (tr/min)	($P_{abs, Exp}$). (W)
1	0,0	1	2700	100
2	0,0	1	2700	100
3	0,0	75	3000	190
4	0,0	75	3000	190
5	0,4	1	2700	140
6	0,4	1	2700	140
7	0,4	75	3000	250
8	0,4	75	3000	250
9	0,8	1	3000	210
10	0,8	1	3000	210
11	0,8	75	2700	270
12	0,8	75	2700	270
13	1,4	1	3000	280
14	1,4	1	3000	280
15	1,4	75	2700	320
16	1,4	75	2700	320

IV.3.2.2 Analyse de la variance pour la puissance absorbée ($P_{abs, Tagu}$)

Pour déterminer l'influence des facteurs étudiés (Q, v et N) et de leurs interactions sur la Puissance absorbée de la pompe, un calcul basé sur les données de l'analyse de la variance présentées dans le (Tableau IV.11) en utilisant le logiciel Minitab 17.

Tableau IV.11 L'analyse de la variance pour (P_{abs} , Tagu)

Source	DL	Som Car ajust	CM ajust	Valeur F	Valeur P
Régression	3	77052.3	25684.1	562.1	< 0.0001
Q	1	52052.3	52052.3	1140.53	< 0.0001
N	1	22500.0	22500.0	439.00	< 0.0001
N	1	2500.0	2500.0	54.78	< 0.0001
Erreur	12	547.7	45.6		
Inadéquation de l'ajust	4	547.7	136.9		
Erreur pure	8	0.000	0.000		
Total	15	77600.0			

Tableau IV.12 Le récapitulatif du modèle (P_{abs} , Tagu)

S	R carré	R carré (ajust)	R carré (prév)
6.75564	99.29 %	99.12 %	98.73 %

Tableau IV.13 Les coefficients du modèle (P_{abs} , Tagu)

Terme	Coefficients
Constante	-127.7
Q	110.28
v	1.0135
N	0.0833

Le (Tableau IV.14) montre que les facteurs étudiés (débit, viscosité et la vitesse de rotation) ont une contribution significative sur la Puissance absorbée de la pompe pour la méthode de Taguchi.

Tableau IV.14 La contribution des facteurs pour ($P_{abs, Tagu}$)

Source	Degré de liberté	Contribution (%)	Observation
Régression	3	99.30	Significatif
Débit (Q)	1	67.07	Significatif
Viscosité (v)	1	28.99	Significatif
Vitesse (N)	1	3.22	Significatif
Erreur	12	0.7	
Total	15	100	

IV.3.2.3 Mesure des erreurs relatives de la Puissance absorbée ($P_{abs, Tagu}$)

Pour connaître la précision de l'équation de prédiction de la Puissance absorbée obtenue par la méthode de Taguchi ($P_{abs, Tagu}$), un calcul de l'erreur relative de la Puissance absorbée mesurée ($P_{abs, exp}$) et la Puissance absorbée prédite par la méthode de Taguchi ($P_{abs, Tagu}$) est important.

La mesure de cette erreur relative est comme suite (Tableau.IV.15) :

$$X = \left| \frac{P_{abs,EXP} - P_{abs,Tagu}}{P_{abs,EXP}} \right| \times 100\% \quad (IV.2)$$

Tableau IV.15 Les erreurs relatives pour ($P_{abs, Tagu}$)

Num d'expérience	Q (l/s)	v (cSt)	N (tr/min)	$P_{abs,}$ expé	$P_{abs,}$ Tagu	(X)Erreur relative en
---------------------	---------	---------	------------	--------------------	--------------------	--------------------------

				(W)	(W)	(%)
1	0,0	1	2700	100	98,223	1.78
2	0,0	1	2700	100	98,223	1.78
3	0,0	75	3000	190	198,213	4.32
4	0,0	75	3000	190	198,213	4.32
5	0,4	1	2700	140	142,336	1.66
6	0,4	1	2700	140	142,336	1.66
7	0,4	75	3000	250	242,325	3.07
8	0,4	75	3000	250	242,325	3.07
9	0,8	1	3000	210	211,438	0.68
10	0,8	1	3000	210	211,438	0.68
11	0,8	75	2700	270	261,447	3.17
12	0,8	75	2700	270	261,447	3.17
13	1,4	1	3000	280	277,606	0.85
14	1,4	1	3000	280	277,606	0.85
15	1,4	75	2700	320	327,615	2.37
16	1,4	75	2700	320	327,615	2.37
L'erreur relative moyenne est de l'ordre de 2.23%						

IV.3.2.4 Mesure des erreurs relatives de la Puissance hydraulique ($P_{hyd, Tagu}$)

Pour connaître la précision de l'équation de prédiction de la puissance hydraulique obtenue par la méthode de Taguchi ($P_{hyd, Tagu}$), un calcul de l'erreur relative de la Puissance hydraulique mesurée ($P_{hyd, exp}$) et la Puissance hydraulique prédite par la méthode de Taguchi ($P_{hyd, Tagu}$) est important.

La mesure de cette erreur relative est comme suite (Tableau.IV.16) :

$$X = \left| \frac{P_{hyd, EXP} - P_{hyd, Tagu}}{P_{hyd, EXP}} \right| \times 100\% \quad (IV.3)$$

Tableau IV.16 Les erreurs relatives pour ($P_{hyd, Tagu}$)

Num d'expérience	Q (l/s)	v (cSt)	N (tr/min)	Phyd, expé (W)	Phyd, Tagu (W)	(X)Erreur relative en (%)
1	0,0	1	2700	0,00	0,000	0
2	0,0	1	2700	0,00	0,000	0
3	0,0	75	3000	0,00	0,000	0
4	0,0	75	3000	0,00	0,000	0
5	0,4	1	2700	44,00	43,139	1.97
6	0,4	1	2700	44,00	43,139	1.97
7	0,4	75	3000	39,90	40,548	1.60
8	0,4	75	3000	39,90	40,548	1.60
9	0,8	1	3000	97,73	98,796	1.08
10	0,8	1	3000	97,73	98,796	1.08
11	0,8	75	2700	53,20	50,750	4.60
12	0,8	75	2700	53,20	50,750	4.60
13	1,4	1	3000	134,40	143,804	6.99
14	1,4	1	3000	134,40	143,804	6.99
15	1,4	75	2700	61,25	63,359	3.42
16	1,4	75	2700	61,25	63,359	3.42
L'erreur relative moyenne est de l'ordre de 2.45%						

IV.3.2.5 Mesure des erreurs relatives du Rendement (η_{Tagu})

Pour connaître la précision de l'équation de prédiction du Rendement obtenue par la méthode de Taguchi (η_{Tagu}), un calcul de l'erreur relative du Rendement mesuré (η_{exp}) et du Rendement prévu par la méthode de Taguchi (η_{Tagu}) est important.

La mesure de cette erreur relative est comme suite (Tableau.IV.17) :

$$X = \left| \frac{\eta_{\text{EXP}} - \eta_{\text{Tagu}}}{\eta_{\text{EXP}}} \right| \times 100\% \quad (\text{IV.4})$$

Tableau IV.17 Les erreurs relatives pour (η_{Tagu})

Num d'expérience	Q (l/s)	v (cSt)	N (tr/min)	$\eta_{\text{expé}} (\%)$	$\eta_{\text{Tagu}} (\%)$	(X)Erreur relative en (%)
1	0,0	1	2700	0,00	0,0000	0
2	0,0	1	2700	0,00	0,0000	0
3	0,0	75	3000	0,00	0,0000	0
4	0,0	75	3000	0,00	0,0000	0
5	0,4	1	2700	31,52	30,3083	3.87
6	0,4	1	2700	31,52	30,3083	3.87
7	0,4	75	3000	15,96	16,7328	4.82
8	0,4	75	3000	15,96	16,7328	4.82
9	0,8	1	3000	46,54	46,7261	0.38
10	0,8	1	3000	46,54	46,7261	0.38
11	0,8	75	2700	19,70	19,4111	1.47
12	0,8	75	2700	19,70	19,4111	1.47
13	1,4	1	3000	48,00	51,8017	7.91
14	1,4	1	3000	48,00	51,8017	7.91
15	1,4	75	2700	19,14	19,3394	0.99
16	1,4	75	2700	19,14	19,3394	0.99
L'erreur relative moyenne est de l'ordre de 2.43%						

Modèles de prédiction et courbes de performances

Grace à l'application de la méthode des plans d'expériences, nous sommes en mesure de générer des modèles des prédictions pour évaluer les performances de la pompe centrifuge soumise à des tests

IV.3.2.6 Modèle de la Hauteur manométrique

Pour déterminer le modèle de la Hauteur manométrique (La méthode Taguchi) En utilisant Minitab 17.

$$H_{\text{Tagu}} = -14.35 - 3.463Q - 0.02905v + 0.009833N \quad (\text{IV.5})$$

Afin de comparer la précision de modèle obtenue par la méthode de Taguchi, une

représentation graphique des résultats obtenues par ce modèle est comme suit (Figures IV.2 et IV.3) :

L'analyse des (Figures IV.2 et IV.3) montrent que la hauteur manométrique est inversement proportionnelle au débit de la pompe pour les deux liquides (Eau et Teska). Au pompage de l'eau et pour une vitesse de rotation constante, la hauteur est importante par rapport à huile Teska (exemple : $Q=0$, $H_{\text{eau}}=11.8\text{m}$ et $H_{\text{Teska}}=9.8\text{m}$) pour $N=2700$ tr/min. Nous pouvons aussi constater que pour la même vitesse de rotation et des viscosités différentes, les caractéristiques $H=f(Q)$ sont décalées pour les deux liquides. La vitesse de rotation influe aussi sur la hauteur pour les deux liquides (exemple : $Q=0$, $H_{\text{eau}}=11.8\text{m}$ pour $N=2700$ tr/min et $H_{\text{eau}}=14\text{m}$ pour $N=3000$ tr/min).

Donc l'effet de la viscosité et la vitesse de rotation sur la hauteur manométrique sont notables. Le modèle de la hauteur manométrique par Taguchi (H_{Tagu}) respecte les tendances de la courbe expérimental (H_{exp}) avec un coefficient de corrélation très appréciable ($R^2 = 98,78\%$) et une erreur relative moyenne de l'ordre de **2.66%**.

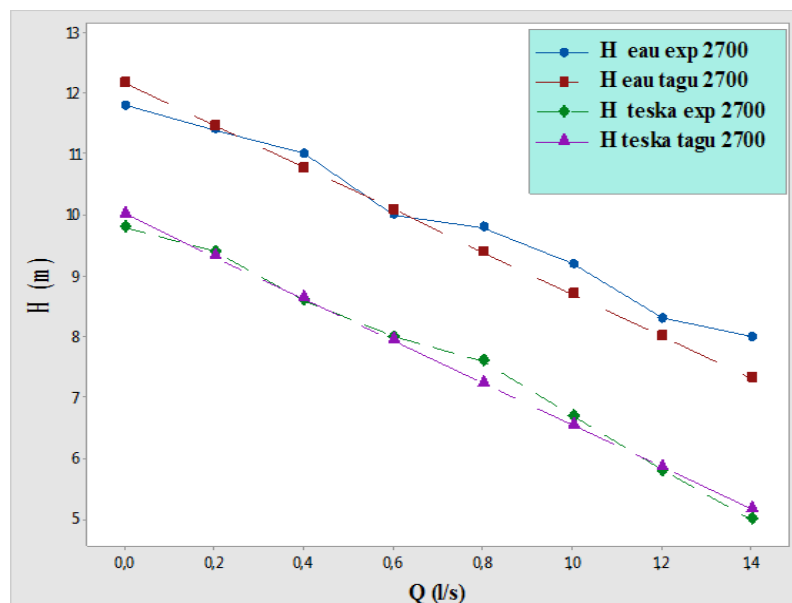


Figure IV.2 Courbe de la hauteur (H) en fonction du débit (Q) a $N= 2700$ tr/min.[25]

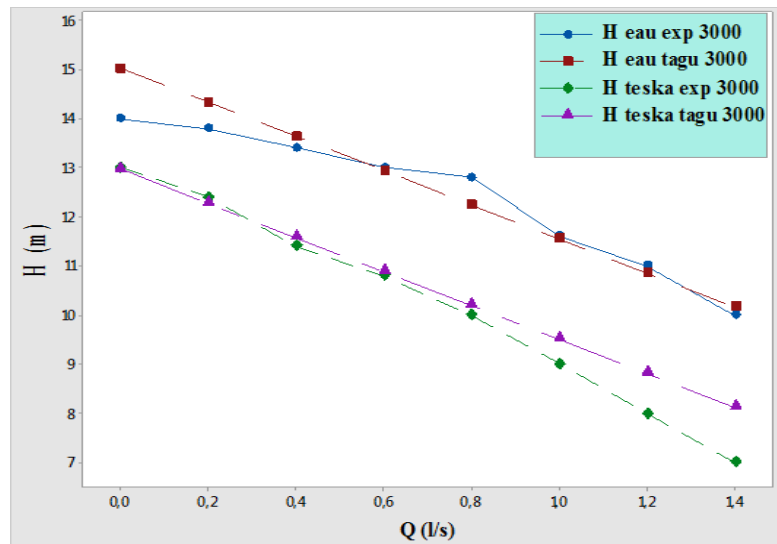


Figure IV.3 Courbe de la hauteur (H) en fonction du débit (Q) a N= 3000 tr/min. [25]

IV.3.2.7 Modèle de la Puissance absorbée par la pompe

En utilisant aussi le Minitab 17 pour déterminer le modèle de la Puissance absorbée par la pompe pour la méthode Taguchi.

$$P_{\text{abs, Tagu}} = -127.7 + 110.28Q + 1.0135v + 0.0833N \quad (\text{IV.6})$$

Pour comparer la précision de modèle obtenu par la méthode de Taguchi, une représentation graphique des résultats obtenues par ce modèle est comme suit (Figures IV.4et IV.5) :

L'analyse des (Figures IV.4 et IV.5) montrent que la Puissance absorbée par la pompe augmente proportionnellement avec le débit pompé pour les deux liquides (Eau et Teska).

Pour une vitesse de rotation constante, la Puissance absorbé pour huile Teska est importantepar rapport à l'eau, La vitesse de rotation influe aussi sur la Puissance absorbée pour les deux liquides (exemple : $Q=0$, $P_{\text{abs, eau}}=100\text{w}$ pour $N=2700$ tr/min et $P_{\text{abs, eau}}=125\text{w}$ pour $N=3000$ tr/min). Donc l'effet de la viscosité et la vitesse de rotation sur la puissance absorbée sont remarquables.

Le modèle de Taguchi ($P_{\text{abs, Tagu}}$) respecte les tendances affichées parla courbe expérimental ($P_{\text{abs, exp}}$) avec une bonne corrélation en présence des deux liquides (Eau et huile Teska).

Le modèle de la Puissance absorbée par Taguchi ($P_{\text{abs, Tagu}}$) presente un coefficient de corrélation très appréciable ($R^2 = 99,29 \%$) et une erreur relative moyenne de l'ordre de **2.23%**.

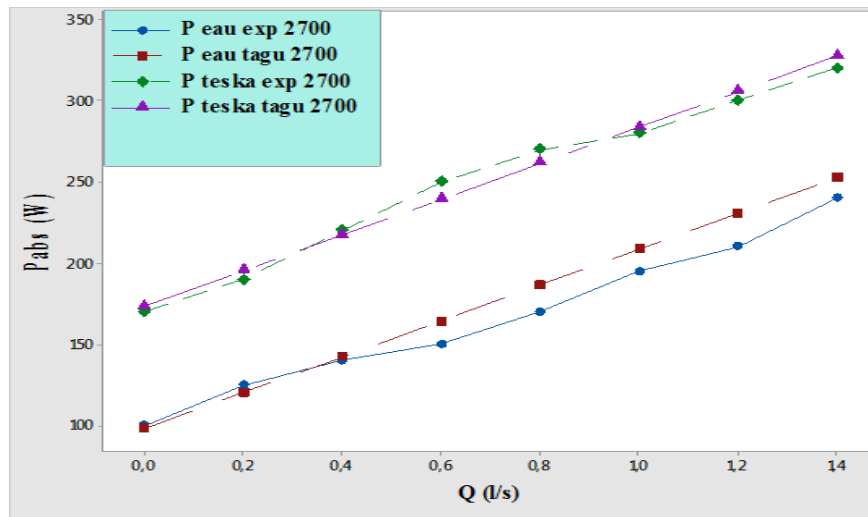


Figure IV.4 Courbe de la puissance absorbée (P_{abs}) en fonction du débit (Q) à $N= 2700$ tr/min. [25]

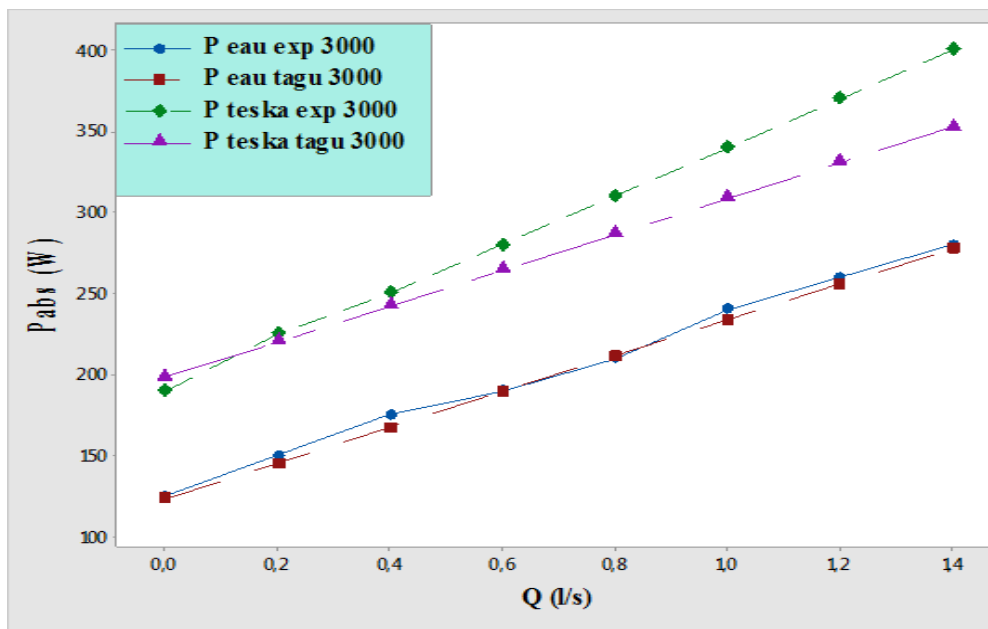


Figure IV.5 Courbe de la puissance absorbée (P_{abs}) en fonction du débit (Q) à $N= 3000$ tr/min. [25]

IV.3.2.8 Modèle de la Puissance hydraulique de la pompe

En utilisant l'équation expérimentale de la puissance hydraulique ($P_{hyd, exp}$) et les résultats de modèle de la hauteur (H_{Tagu}) pour déterminer le modèle de prédiction de la puissance hydraulique pour la méthode Taguchi.

C'est-à-dire : en doit remplacer les valeurs de la hauteur expérimentale (H_{exp}) par les valeurs prédites de H_{Tagu}

Maintenant nous pouvons écrire les modèles suivants :

$$P_{\text{Hyd, Exp}} = \rho \times g \times H_{\text{exp}} \times Q \quad (\text{Modèle Expérimentale}) \quad (\text{IV.7})$$

$$P_{\text{Hyd, Tagu}} = \rho \times g \times H_{\text{Tagu}} \times Q \quad (\text{Modèle de Taguchi}) \quad (\text{IV.8})$$

D'après les courbes des (Figures IV.6 et IV.7) on peut analyser ces dernières en deux paliers :

- Palier ascendant avec augmentation de la puissance hydraulique en fonction du débit pour les deux liquides (exemple : de 0 à 1 l/s pour huile Teska à N=2700 tr/min)
- Palier stationnaire ou constant pour l'eau et Teska (exemple : de 1 à 1.2 l/s pour huile Teska à N=2700 tr/min)

D'une façon générale et pour une vitesse de rotation constante N =2700 tr/min la puissance hydraulique est importante aux liquides de faible viscosité (l'eau) par rapport aux liquides visqueux (Teska) exemple : (Q= 0.8 l/s, $P_{\text{hyd, eau}} = 78.4\text{w}$ et $P_{\text{hyd, Teska}} = 53.2\text{w}$).

La vitesse de rotation influe aussi sur l'évolution de la puissance hydraulique (exemple : Q= 0.8 l/s, $P_{\text{hyd, eau}} = 78.4\text{w}$ pour N=2700 tr/min et $P_{\text{hyd, eau}} = 97.73\text{w}$ pour N=3000 tr/min). Donc la viscosité et la vitesse de rotation ont une influence remarquable.

Le modèle de Taguchi ($P_{\text{Hyd, Tagu}}$) respecte la tendance de la courbe expérimentale ($P_{\text{Hyd, exp}}$) avec une bonne corrélation en présence des deux liquides (Eau et huile Teska).

Le modèle de Taguchi présente une erreur relative moyenne ($X_{\text{Tagu}} = 2.45\%$).

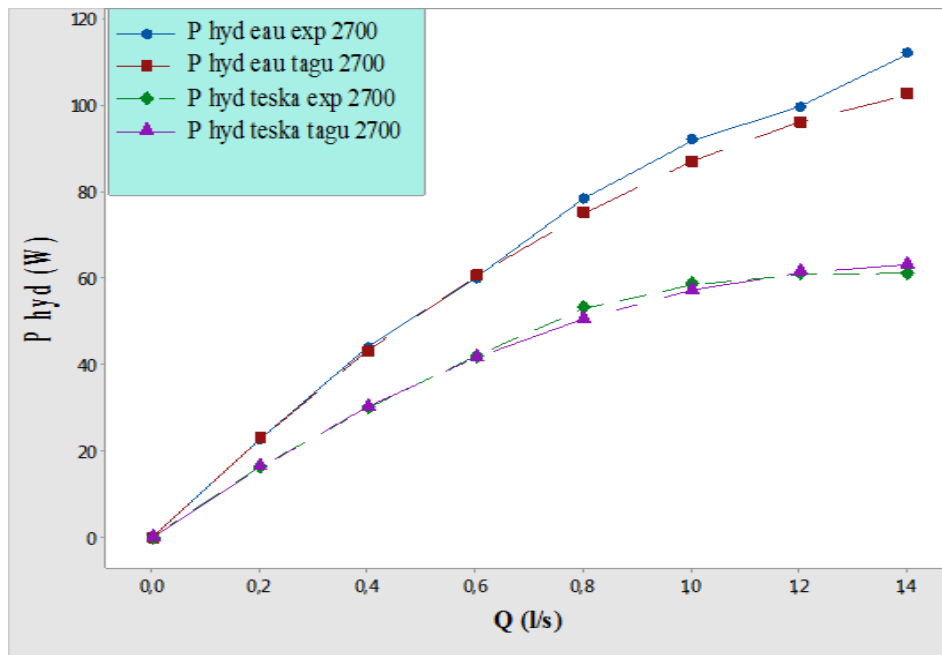


Figure IV.6 Courbe de la puissance hydraulique (P_{hyd}) en fonction du débit (Q) à $N=2700$ tr/min. [25]

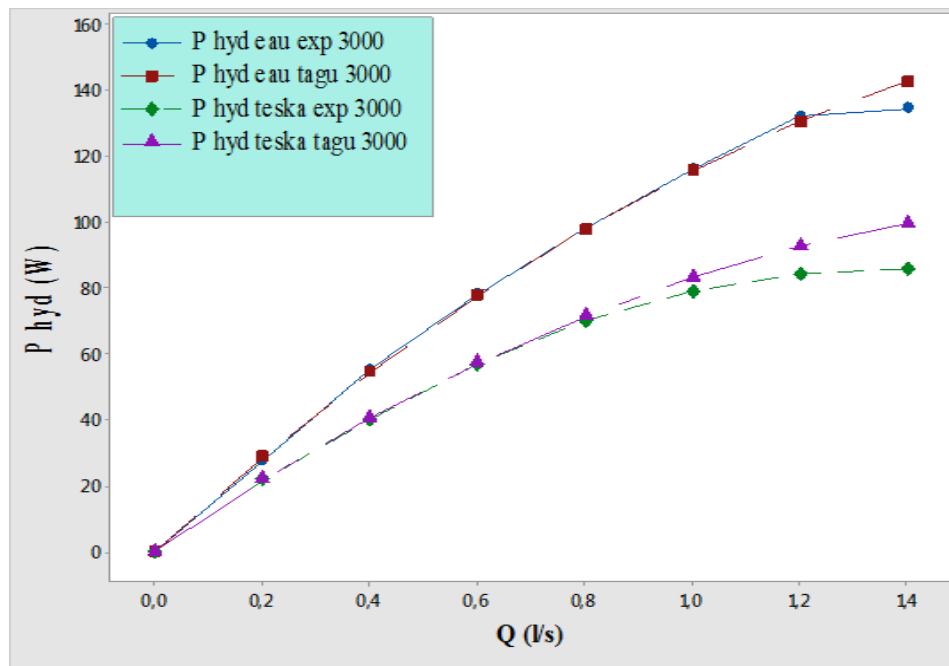


Figure IV.7 Courbe de la puissance hydraulique (P_{hyd}) en fonction du débit (Q) à $N=3000$ tr/min. [25]

IV.3.2.9 Modèle du Rendement de la pompe

De la même manière celle de la puissance hydraulique en peut déduire le modèle du rendement de la pompe élaborée par la méthode de Taguchi (η_{Tagu}) à partir de l'équation expérimentale (η_{Exp}) et les résultats de modèle de prédiction de la puissance hydraulique et la puissance absorbée ($P_{\text{hyd, Tagu}}$, $P_{\text{abs, Tagu}}$).

Maintenant nous pouvons écrire les modèles suivants :

$$\eta_{\text{Exp}} = P_{\text{Hyd, Exp}} / P_{\text{abs, Exp}} \quad (\text{Modèle Expérimentale}) \quad (\text{IV.9})$$

$$\eta_{\text{Tagu}} = P_{\text{Hyd, Tagu}} / P_{\text{abs, Tagu}} \quad (\text{Modèle de Taguchi}) \quad (\text{IV.10})$$

D'après les courbes des (Figures IV.8 et IV.9) en peut faire une analyse en trois paliers :

- Palier **ascendant** avec augmentation du rendement en fonction du débit pour les deux liquides (exemple : de 0 à 1 l/s pour huile Teska à N=2700 tr/min)
- Palier **stationnaire** qui représente le point optimal (Q=1 l/s pour huile Teska et Q=1.2 l/s pour l'eau à N=2700 tr/min).
- Palier **descendant** avec diminution du rendement en fonction du débit pour les deux liquides (exemple : de 1 à 1.4 l/s pour huile Teska à N=2700 tr/min).

Nous pouvons dire que pour une vitesse de rotation constante N =2700 tr/min, le rendement est important pour l'eau par rapport à l'huile Teska (exemple : Q= 0.8 l/s, $\eta_{\text{Eau}} = 46.15\%$ et $\eta_{\text{Teska}} = 19.7\%$).

L'influence de la vitesse de rotation sur l'évolution du rendement est presque négligeable (exemple : Q= 0.8 l/s, $\eta_{\text{Eau}} = 46.15\%$ pour N=2700 tr/min et $\eta_{\text{Eau}} = 46.54\%$ pour N=3000 tr/min). Donc la viscosité présente une influence remarquable sur le Rendement.

Le modèle de Taguchi (η_{Tagu}) respecte la tendance de la courbes expérimental (η_{Exp}) avec une bonne corrélation en présence des deux liquides (Eau et huile Teska).

Le modèle Taguchi présente aussi une erreur relative moyenne ($X_{\text{Tagu}} = 2.43\%$).

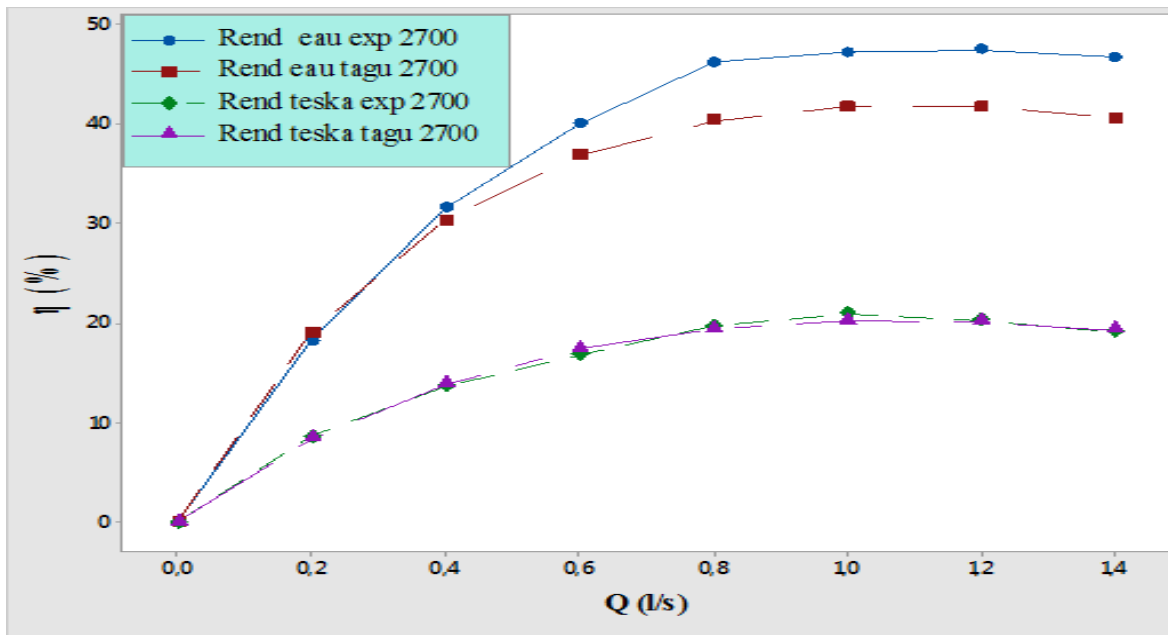


Figure IV.8 Courbe du rendement de la pompe (η) en fonction du débit (Q) a $N = 2700$ tr/min. [25]

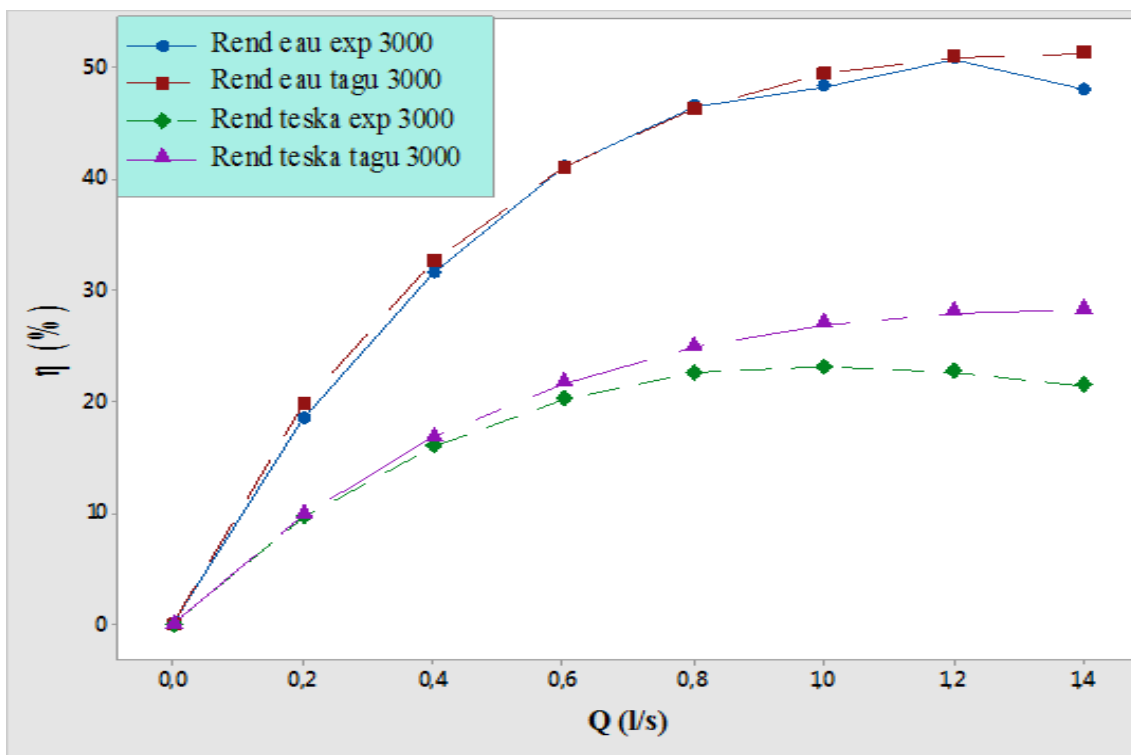


Figure IV.9 Courbe du rendement de la pompe (η) en fonction du débit (Q) a $N = 3000$ tr/min. [25]

IV.4 CONCLUSION :

Selon l'analyse de variance de la méthode de Taguchi, les paramètres à l'étude peuvent être obtenus le débit, la viscosité et la vitesse de rotation ont un impact significatif sur la hauteur et la puissance absorbée. On peut dire aussi que la hauteur, la puissance hydraulique et le rendement de la pompe sont inversement proportionnelles avec la viscosité. Par contre, la puissance absorbée est proportionnelle à la viscosité.

Les résultats expérimentaux montrent que l'augmentation de la vitesse de rotation améliore les performances de la pompe. Le modèle obtenu par la méthode de Taguchi respecte la tendance de la courbe expérimentale. Nous concluons donc que la méthode de Taguchi présente de bons résultats comparés à ceux obtenus expérimentalement.

Conclusion générale

Conclusion générale

Le travail présenté dans cette thèse concerne la détermination et la prédiction des performances des pompes centrifuges sous l'influence de la viscosité des liquides (l'eau et l'huile Teska). Deux méthodes des plans d'expériences (Taguchi et Factoriel) ont été développées afin d'obtenir les équations de prédictions des performances de la pompe testée. À la lumière de l'étude effectuée, on peut tirer les conclusions finales suivantes ;

- ❖ Les résultats expérimentaux montrent que l'augmentation de la viscosité provoque une chute de performances de la pompe élaborée avec une augmentation de leur puissance absorbée. À partir de ces résultats expérimentaux, nous pouvons dire aussi que la vitesse de rotation illustre un effet important sur les performances de la pompe élaborée.
- ❖ Les résultats du calcul de différentes pertes montrent que la géométrie de la pompe présente une influence notable sur la majorité des modèles des pertes de la hauteur.
- ❖ À partir de l'analyse de la variance de la méthode de Taguchi, nous pouvons dire que les facteurs étudiés tels que le débit, la viscosité et la vitesse de rotation ont une contribution significative sur la hauteur et la Puissance absorbée.
- ❖ L'application de la méthode des plans d'expériences par les modèles de Taguchi a présenté des bons résultats et des bonnes corrélations avec les résultats expérimentaux.
- ❖ La valeur des facteurs de corrélations et le taux des erreurs relatives moyennes obtenues montrent que cette technique (méthode de Taguchi) a présenté des résultats très appréciables.

Bibliographie

- [1] A. Ladouani. (2010). Etude des facteurs de correction des performances des pompes centrifuges véhiculant des fluides visqueux. these de doctorat en science, faculte d'architecture et de genie civil, universite des sciences et de la technologie d'orant mohamed boudiaf (ustomb).
- [2] J.W Crisswell. (1982). Practical problems associated with selection and operation of slurry pumps, proc.hydrotransport-8, paper h1, bhra fluid engineering, pp 317-338.
- [3] J. Remisz, DR. Eng. (1983). Slurry pumps transformation of characteristics and design,eithth.conference of british pump manufacturers association©bhra fluid engineering 1983.
- [4] Mez, W. (1984). The influence of solid concentration, solid density and grain size distribution on the working behavior of centrifugal pumps, proc.hydrotransport-9, paper h1, bhra fluid engineering, pp. 345–358.
- [5] Sheth, K. K., Morrison, G. L., and Peng, W. W. (1987). Slip factors of centrifugal slurry pumps, asme j. fluids eng., 109, pp. 313–318.
- [6] Ladouani A, Nemdili A. (2002). Experimental study on centrifugal pump performance when handling industrial oils. in: proceedings of the xxist iaahr symposium on hydraulic machinery and systems, Lausanne, Switzerland, volume i, isbn 3-85545-865-0, PP 183–190.
- [7] Ladouani A, Nemdili A. (2004). Optimal method of selecting pumping systems for viscous fluids. scientific bulletin of the politechnica university of timisoara, romania, transactions on mechanics 49(63):211–216, special issue, issn 1224-6077.
- [8] Ladouani A, nemdili A. (2008). Influence of reynolds number on various efficiencies of standard centrifugal pumps. scientific bulletin of the politechnica university of timisoara, romania, transactions on mechanics, 53(67):239–246, special issue issn 1224-6077.
- [9] Ladouani, A.; Nemdili, A.(2009). Influence of reynolds number on net positive suction head of centrifugal pumps in relation to disc friction losses, forsch ingenieurwes (2009) 73: 173–182, doi 10.1007/s10010-009-0102-7.
- [10] L. AmmingeR William, H.M. Bernbaum. (1974). Centrifugal pump performance prediction using computer aid, computers & fluids 2 (2): 163–172.
- [11]O.E. Balje. (1981). Turbomachines. New york: John wiley.

- [12] W. Jansen, P. B. Sunderland. (1990). Off-design performance prediction of centrifugal pumps, fluid machinery components, asme fed 101: 1–9.
- [13] T. Robert Keith. (1994). Rotodynamic pump design. new york: cambridge university press.
- [14] M. H. Shojaee Fard., B. Salimian Rizi., A. Khalkhali and M. Tahani. (2014). A new method to calculate centrifugal pump performance parameters for industrial oils, journal of applied fluid mechanics, vol. 8, no. 4, pp. 673-681, 2015. issn 1735-3572, eissn 1735-3645. doi: 10.18869/acadpub.jafm.73.238.21294.
- [15] A. Kara Omar., A. Khaldi and A. Ladouani.(2017). Prediction of centrifugal pump performance using energy loss analysis, australian journal of mechanical engineering, 15:3, 210-221, doi: 10.1080/14484846.2016.1252567.
- [16] Christian Brix Jacobsen., Nicholas Pedersen.,Svend Rasmussen., Rasmus K. Ursem., Bo Møller Pedersen., Troels Jepsen., Flemming Lykholt., ChristiaN RasmusseN., Kristian SkriveR DahL and BenedictE Elmer.(2005). The centrifugal pump en (book). dept.of fluid mechanics, grundfos forlag,denmark(105pp).
- [17] Allali Ahmed. (2016), « Contribution à la conception d'une pompe centrifuge ». Thèse de doctorat, Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed – Boudiaf
- [18] Temacini Djaber «Etude et dimensionnement d'une pompe à boue» Mémoire de Master Université Mohamed khider– Biskra
- [19] PASCAL BIGOT ,Les pompes , cours CIRA, 2000
- [20] Saadi et Madouni (2014) : « Les stations de pompage dans les réseaux d'assainissement» Mémoire de projet de fin d'étude pour l'obtention du diplôme De License en Hydraulique, Universite Aboubekr Belkaid Tlemcen.
- [21] Abdallah Benkhattou Hocine « Analyse et diagnostic des pompes industrielles Etude de cas au niveau de HENKEL Ain Temouchent » Université de Tlemcen.
- [22] Medjdoub Oussama, Hassab Essaid «Evaluation de différentes pertes des pompes centrifuges sous l'effet du changement de la viscosité des liquides» Mémoire de Master Université MOHAMED SEDDIK BENYAHIA – JIJEL
- [23] Guide des techniques pour les industries de procédé
- [24] Merzoug Hocine .(2006). Contribution a l'amélioration de l'efficacité énergétique des pompes centrifuges. memoire de magister, faculté des sciences de l'ingénieur, département d'électromécanique, universitebadjimokhtar – Annaba.

- [25] Issam Bousbal*, Hocine Cheghib¹, Yacine Benlalli² & Nabil Kahoul¹ ¹ Laboratoires des systèmes électromécaniques (LSELM), Université Badji Mokhtar, BP 12, Annaba, 23000, Algérie. ² Laboratoire de physique du solide (LPS), Université Badji Mokhtar, BP 12, Annaba, 23000, Algérie.
- [26] Miguel Asuaje . (2003). Methodologie et optimisation dans la conception et l'analyse des performances des turbomachines a fluide incompressible, these de doctorat en mécanique, ecole nationale supérieure d'arts et metiers centre de paris.
- [27] Box, G. E. P., Hunter, W. G., & Hunter, J. S. (1978). Statistics for experimenters: An introduction to design, data analysis, and model building. Wiley.
- [28] Montgomery, D. C. (2017). Design and Analysis of Experiments, 9th Edition. John Wiley & Sons.
- [29] Myers, R. H., Montgomery, D. C., & Anderson-Cook, C. M. (2016). Response surface methodology: process and product optimization using designed experiments. John Wiley & Sons.
- [30] Khuri, A. I., & Mukhopadhyay, S. (2010). Response surface methodology. Wiley Interdisciplinary Reviews: Computational Statistics, 2(2), 128-149.
- [31] Roy, R. K. (2001). A primer on the Taguchi method. Society of Manufacturing Engineers
- [32] Taguchi, G. (1987). System of experimental design: Engineering methods to optimize quality and minimize costs. UNIPUB.
- [33] Sandrine KARAM.(2004). Application de la méthodologie des plans d'expériences et de l'analyse de données à l'optimisation des processus de dépôt. thèse de doctorat, faculté des sciences et techniques, université de LIMOGES.
- [34] Frederic Gillon. (1997). Modelisation et optimisation par plans d'expériences d'un moteur a commutations électroniques, thèse de doctorat en génie électrique, université des sciences et technologies de Lille.
- [35] G., Sado, M. C. Sado. (1991). Les plans d'expériences de l'expérimentation a l'assurance qualité. ed. afnor technique.
- [36] S. athreya., Y.D. Venkatesh. (2012). Application of taguchi method for optimization of process parameters in improving the surface roughness of lathe facing operation, international refereed journal of engineering and science (irjes) issn (online) 2319-183x, (print) 2319-1821 volume 1, issue 3 (november 2012), pp.13-19.

- [37] JS.Vivier. (2002). Strategie d'optimisation par la methode des plans d'experiences et application aux dispositifs electrotechniques modelises par elements finis, these de doctorat en genie electrique, ecole centrale de lille et universite des sciences et technologie de Lille.
- [38] G.Taguchi., S. Konishi. (1987). Taguchi methods, orthogonal arrays and linear graphs, tools for quality american supplier institute, american supplier institute; pp. 8-35.
- [39] Cristina.A., Kapil.G and Tien-Chien.Jen.(2020). A Review on Laser Beam Cutting,Proceedings of the 5th NA International Conference on Industrial Engineering and Operations Management Detroit, Michigan, USA, IEOM Society International.
- [40] Arun.G., Amit.S., Hardial.S and Chandra.S.R.(2020).Computational and statistical analysis on the U-tube heat exchanger with different passes configuration: Taguchi method, Heat Transfer Wiley, wileyonlinelibrary.com/journal/htj, DOI: 10.1002/htj.21949.
parametric evaluation of the cascade vapor compression refrigeration cycle using Taguchi and ANOVA methods,AppliedThermalEngineering,doi :https:// doi.org/10.1016/j.applthermaleng. 2020. 115816.
- [43] Saed.B., Iman.Z.(2020). Taguchi–based sensitivity analysis of hydrodynamics and heat transfer of nanofluids in a microchannel heat sink (MCHS) having porous substrates, International Communications in Heat and Mass Transfer, journal homepage: www. elsevier. com/ locate/ ichmt, Department of Mechanical Engineering, Mashhad Branch, Islamic Azad University, Mashhad, Iran.https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2020.104885.
- [44]Cong .W.,Yongxue. Z., Hucan.H., Zhiyi.Y and Ming.L.(2020). Optimization Design of an Ultra-Low Specific-Speed Centrifugal Pump Using Entropy Production Minimization and Taguchi Method, International Journal of Fluid Machinery and Systems, ISSN (Online): 1882-9554, DOI http://dx.doi.org/10.5293/IJFMS.2019.13.1.055.
- [45] Mayko.R.S.S., Jaime.L-Ga., María-Fernanda.L-P., Asunción.S-M and José M. G-Z.(2020). Operating Conditions Optimization via the Taguchi Method to Remove Colloidal Substances from Recycled Paper and Cardboard Production Wastewater. Membranes. www. mdpi.com
/journal / membranes, doi :10.3390/membranes10080170.
- [46] R. Sabre.(2007). Plans d'experiences - methode de taguchi f 1006. éditions t.i. techniques de l'ingenieur, base documentaire « agroalimentaire ».

- [41] Imra.M., Kai.H., Zhen.L., Feifei.Z and Ruxu.D.(2020).Optimization of the Polishing Efficiency and Torque by Using Taguchi Method and ANOVA in Robotic Polishing, applied Sciences, www.mdpi.com/journal/applsci, doi:10.3390/app10030824.
- [42] Abid.U., Bilal.K., Mustafa.A and M. S. G. (2020). Performance optimization and

Résumé

L'objectif principal de cette thèse est de prédire les performances d'une pompe centrifuge en fonction de la viscosité des liquides en utilisant des méthodes statistiques de plans d'expériences. Les équations de prédiction des courbes de performances de la pompe centrifuge ont été déduites à l'aide de la méthode Taguchi, en se basant sur les résultats expérimentaux obtenus lors du test de la pompe avec de l'eau et de l'huile Teska.

La viscosité des liquides testés est le paramètre clé qui permettra de prédire la hauteur, la puissance absorbée, la puissance hydraulique et le rendement de la pompe pour deux vitesses de rotation différentes.

Pour ce faire, le logiciel de calcul statistique MINITAB 17 a été utilisé pour développer les équations de prédiction et tracer les courbes de performances de la pompe centrifuge. Une bonne convergence a été observée lorsque les résultats obtenus par la méthode statistique ont été comparés aux résultats expérimentaux. Cette comparaison a été basée sur le calcul de l'erreur relative moyenne.

ملخص

الهدف الرئيسي لهذه الأطروحة هو توقع أداء مضخة الطرد المركزي بناءً على لزوجة السوائل باستخدام الأساليب الإحصائية لتصميم التجارب. تم استنتاج معادلات توقع منحنيات أداء مضخة الطرد المركزي باستخدام طريقة تاغوتشي، باستناد إلى النتائج التجريبية المحصل عليها خلال اختبار المضخة باستخدام الماء وزيت تيسكا.

لزوجة السوائل المختبرة هي المعلمة الرئيسية التي ستسمح بتوقع الارتفاع والطاقة الممتصة والطاقة الهيدروليكية وكفاءة المضخة لسرعتي دوران مختلفتين.

لتطوير معادلات التوقع ورسم منحنيات أداء MINITAB 17 لتحقيق ذلك، تم استخدام برنامج الحساب الإحصائي مضخة الطرد المركزي. لوحظ تقارب جيد عند مقارنة النتائج المحصل عليها من خلال الطريقة الإحصائية مع النتائج التجريبية. استندت هذه المقارنة إلى حساب الخطأ النسبي المتوسط.

Abstract

The main objective of this thesis is to predict the performance of a centrifugal pump based on the viscosity of liquids using statistical methods of experimental design. The prediction equations for the performance curves of the centrifugal pump were deduced using the Taguchi method, based on the experimental results obtained during the pump testing with water and Teska oil.

The viscosity of the tested liquids is the key parameter that will allow predicting the head, absorbed power, hydraulic power, and efficiency of the pump for two different rotational speeds.

To accomplish this, the statistical calculation software MINITAB 17 was used to develop the prediction equations and plot the performance curves of the centrifugal pump. Good convergence was observed when comparing the results obtained through the statistical method with the experimental results. This comparison was based on calculating the average relative error