

Ministère de l'enseignement Supérieur et de la recherche Scientifique  
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

Badji Mokhtar Annaba University  
Université Badji Mokhtar – Annaba  
Faculté des Sciences de l'Ingéniorat



جامعة باجي مختار – عنابة

كلية علوم الهندسة

Département d'électromécanique

قسم الالكتروميكانيك

## Thèse

Présentée pour obtenir le diplôme de

## Doctorat

Thème :

# Influence de la viscosité des liquides sur les performances des pompes centrifuges.

Spécialité : Électromécanique

Option : Électromécanique

Par :

**BOUSBA Issam**

**Soutenue le 25 Novembre 2020**

### Devant le jury

<b>Hadjadj Aoul Elias</b>	Prof	Université Badji Mokhtar -Annaba	Président
<b>Cheghib Hocine</b>	MCA	Université Badji Mokhtar -Annaba	Rapporteur
<b>Bouzaouit Azzedine</b>	Prof	Université 20 Août 1955 - Skikda	Examineur
<b>Kabouche Abdallah</b>	MCA	Université Badji Mokhtar -Annaba	Examineur
<b>Sahraoui Yacine</b>	MCA	Université–Souk Ahras	Examineur

## *Dédicaces*

*Je dédie ce modeste travail :*

*A mes très chers parents qui m'ont soutenu durant toute la durée de mes études. Sans eux, je ne serais pas celle que je suis aujourd'hui ;*

*A mes chères sœurs et mes chers frères ;*

*A tous ceux qui ont sacrifié leur temps pour la science et à tous ceux qui utilisent la science pour le bien et la prospérité de l'humanité*

**BOUSBA Issam**

## *Remerciements*

*Mes remerciements vont tout premièrement au bon **DIEU** le tout puissant, de m'avoir donné la force, la patience, le courage et la volonté de parvenir à finir ce modeste travail dans des meilleures circonstances et en bon état.*

*J'adresse tout d'abord ma profonde reconnaissance à Monsieur **Cheghib Hocine** Maître de Conférences à l'Université d'Annaba pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant de diriger ce travail, ainsi que pour ses conseils et encouragements qui m'ont été une source de motivation.*

*J'adresse mes sincères remerciements à Monsieur **Hadjadj Aoul Elias** Professeur à l'Université d'Annaba, pour m'avoir honoré en acceptant de présider le jury de soutenance de cette thèse.*

*Mes vifs remerciements vont également à :*

***Pr. Bouzaouit Azzedine** Professeur à l'Université de Skikda,*

***Dr. Kabouche Abdallah** Maître de Conférences à l'Université d'Annaba,*

***Dr. Sahraoui Yacine** Maître de Conférences à l'Université de Souk Ahras, d'avoir accepté d'examiner ce travail et de faire partie de ce jury.*

*Je remercie toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à l'aboutissement de ce travail particulièrement messieurs:*

***Pr. Saad Salah** Directeur du laboratoire des Systèmes Electro mécaniques (Université d'Annaba).*

***Dr. Berdjane Djamel** Docteur- unité de recherche – Annaba.*

***Dr. Amar Dib** Maître de Conférences à l'Université d'Annaba.*

***Dr. Ladouani Abdelkrim** Maître de Conférences à l'Université d'oron (USTO).*

***Dr. Benlalliy Yacine** Maître de Conférences à l'Université d'Annaba.*

***Boumediri Haithem** Doctorant à l'université de Guelma.*

***Reffas Omar** Doctorant à l'université d'Annaba.*

**BOUSBA Issam**

## ملخص

الهدف الرئيسي في العمل المقدم في هذه الأطروحة هو التنبؤ بأداء مضخة الطرد المركزي على حسب لزوجة السوائل وذلك بإستخدام الأساليب الإحصائية لتصميم التجارب. تم إستخدام طريقتي (تاغوشي و العوامل) لإستنتاج معادلات التنبؤ لمنحنيات الأداء لمضخة طرد مركزي عند ضخ الماء وزيت تيسكا حيث تم إستخدام النتائج التطبيقية لمضخة مختبرة كقيم مرجعية.

تعتبر لزوجة السوائل التي تم إختبارها هي المقدار الرئيسي في طرق التنبؤ الإحصائي والتي تسمح لنا بإستنتاج الإرتفاع، الطاقة الممتصة، الطاقة الهيدروليكية ومردودية المضخة في سرعتي دوران.

تم إستخدام برنامج حساب إحصائي (مينيتاب 17) لهذا الغرض من أجل تطوير معادلات التنبؤ ورسم منحنيات أداء مضخة الطرد المركزي. تم إيجاد تقارب عند مقارنة النتائج التي تم الحصول عليها (الطرق الإحصائية) والنتائج التجريبية. أظهرت مقارنة مبنية على حساب متوسط الخطأ النسبي أن طريقة تاغوشي افضل بقليل مقارنة بطريقة العوامل.

**الكلمات المفتاحية:** مضخة الطرد المركزي - اللزوجة - خصائص مضخة الطرد المركزي - طريقة تاغوشي والعوامل.

## Abstract

The principal objective in the work presented in this thesis is the prediction of the performance of a centrifugal pump as a function of the viscosity of liquids, using statistical methods of design of experiments. The methods (Taguchi and Factorial) were used to deduce the equations from the performance curves of a centrifugal pump pumping water and oil Teska, using as a reference the experimental results of a tested pump.

The viscosity of the liquids tested is the key parameter in these which will allow us to deduce the head, the absorbed power, the hydraulic power and the efficiency of the pump for two rotational speeds of the pump.

A statistical calculation software (MINITAB 17) was used for this purpose in order to develop the prediction equations and to plot the performance curves of the centrifugal pump. A convergence was found when the obtained (statistical methods) and experimental results were compared. A comparison based on a calculation of the mean relative error, showed that the Taguchi method is slightly better compared to the Factorial method.

**Key words:** centrifugal pump - viscosity - performance of centrifugal pumps. - taguchi and factorial method.

## Résumé

L'objectif principal dans le travail présenté dans cette thèse est la prédiction des performances d'une pompe centrifuge en fonction de la viscosité des liquides, en utilisant les méthodes statistiques des plans d'expériences. Les méthodes (Taguchi et Factoriel) ont été utilisées pour déduire les équations de prédictions des courbes de performances d'une pompe centrifuge au pompage de l'eau et huile Teska, en utilisant comme référence les résultats expérimentaux d'une pompe testée.

La viscosité des liquides testés est le paramètre clé dans ces qui vont nous permettre de déduire la hauteur, la puissance absorbée, la puissance hydraulique et le rendement de la pompe pour deux vitesses de rotation de la pompe.

Un logiciel de calcul statistique (MINITAB 17) a été utilisé a cet effet afin de développer les équations de prédiction et de tracer les courbes de performances de la pompe centrifuge. Une convergence a été trouvée lorsque les résultats obtenus (méthodes statistiques) et expérimentaux ont été comparés. Une comparaison basée sur un calcul de l'erreur relative moyenne, a montré que la méthode de Taguchi est légèrement meilleure par rapport à celle Factoriel.

**Mot clés :** *pompe centrifuge - viscosité - performances des pompes centrifuges - méthode de taguchi et factorielle.*

# Table des matières

Dédicace.....	1
Remerciement.....	2
ملخص.....	3
Abstract.....	3
Résumé.....	4
Table des matières.....	5
Liste des figures.....	8
Liste des tableaux.....	12
Notations et symboles.....	14
Introduction Générale.....	17
<b><u>Chapitre 1</u></b>	
<b>Revue et synthèse bibliographique - Pompe Centrifuge.</b>	
1.1. Introduction.....	20
1.2. Synthèse bibliographique.....	20
1.3. Conclusion.....	36
<b><u>Chapitre 2</u></b>	
<b>Performances des pompes centrifuges.</b>	
2.1. Introduction.....	38
2.2. Courbes standard d'une pompe centrifuge.....	38
2.3. Principe d'affinité pour les pompes centrifuges (Lois de similitude) .....	43
2.4. Performances d'une pompe centrifuge testée .....	44
2.5. Conclusion.....	47
<b><u>Chapitre 3</u></b>	
<b>Écoulement interne dans les pompes centrifuges.</b>	
3.1. Introduction.....	49
3.2. Equations dans le repère relatif. (Repère d'étude des pompes Centrifuges) .....	49
3.3. Triangles de vitesse et équation d'Euler pour les pompes centrifuges.....	49
3.4. Pertes de charge des pompes centrifuges.....	55
3.5. Conclusion.....	67

**Chapitre 4**  
**Plans d'expériences.**

<b>4.1. Introduction</b> .....	69
<b>4.2. Aperçu historique</b> .....	70
<b>4.3. Contexte et objectifs des plans d'expériences</b> .....	70
<b>4.4. Principe des plans d'expériences</b> .....	71
<b>4.5. Démarche méthodologique</b> .....	72
<b>4.6. Principaux avantages des plans d'expériences</b> .....	74
<b>4.7. Terminologie et vocabulaire de base des plans d'expériences</b> .....	74
<b>4.8. Modélisation par les plans d'expériences</b> .....	78
<b>4.9. Plans factoriels</b> .....	82
<b>4.10. Méthode de Taguchi</b> .....	86
<b>4.11. Conclusion</b> .....	89

**Chapitre 5**  
**Modélisation des performances des pompes centrifuges.**

<b>5.1. Introduction</b> .....	91
<b>5.2. Méthodologie de prédiction</b> .....	91
<b>5.3. Résultats et discussions</b> .....	93
<b>5.4. Validation des modèles de prédiction</b> .....	113
<b>5.5. Conclusion</b> .....	119
<b>Conclusion générale et perspectives</b> .....	121
<b>Références bibliographiques</b> .....	123
<b>Annexe (Activités scientifiques)</b> .....	129

# Liste des Figures

## Liste des Figures

Figures	Titre de la figure	Page
1.1	Courbes (A): la hauteur manométrique ,courbes (B): la puissance sur arbre . ( Cas de pompage de boue de billes de verre).	21
1.2	Performances de la pompe (A) à 1200 tr/min.	22
1.3	Courbes (A) et (B): Performances de la pompe centrifuge (B) a 1000 tr/min. ( Cas de pompage de boue d'Argile de Kaolin).	22
1.4	Courbes de perte de poids de la roue en fonction du temps.	23
1.5	Variation des rapports de la hauteur et du rendement avec la concentration.	23
1.6	Courbes du coefficient de la hauteur aux différents angles d'entrée des roues à aubes.	24
1.7	Croquis définissant la réduction de la hauteur et du rendement d'une pompe centrifuge pompant un mélange solide-eau.	25
1.8	Effet de réduction des performances pour le sable le plus fin ( $d_{50} = 0,64$ mm) avec diverses teneurs en argile.	25
1.9	Variation de l'usure le long de la paroi de la volute a deux débits d'un mélange solide-liquide pour une concentration de 20% (en poids).	26
1.10	Variation de l'usure le long de la paroi de la volute a deux concentrations d'un mélange solide-liquide à un débit de 18 (l/s).	26
1.11	Effet du rapport du jeu de la pointe de la roue sur le rapport de la hauteur optimal pour différentes concentrations de matériaux solides utilisés.	27
1.12	Effet du rapport du jeu de la pointe de la roue sur le rapport du rendement optimal pour différentes concentrations de matériaux solides utilisés.	27
1.13	Effet de la gravité spécifique des particules sur le facteur de réduction de la hauteur.	28
1.14	Valeurs de la hauteur (courbes A) et du rendement (courbes B),en utilisant la première méthode (Oil Teska) a N=3000 tr/min.	29
1.15	Valeurs de la hauteur (courbes A) et du rendement (courbes B),en utilisant la deuxième méthode (Oil Teska) a N=3000 tr/min.	29
1.16	Valeurs de la hauteur (courbes A) et du rendement (courbes B),en utilisant la première méthode (Oil Torada) a N=3000 tr/min.	30
1.17	Valeurs de la hauteur (courbes A) et du rendement (courbes B),en utilisant la deuxième méthode (Oil Torada) a N=3000 tr/min.	30
1.18	Influence du nombre de Reynolds sur les différents types de rendement d'une pompe centrifuge.	31
1.19	Influence du nombre de Reynolds sur les le rendement global d'une pompe centrifuge.	31
1.20	Influence de la vitesse de rotation sur NPSHr.	32
1.21	Influence du nombre de Reynolds sur le facteur de correction NPSH.	33
1.22	Courbes de la hauteur en fonction du débit pour la roue (A) et (B).	34
1.23	Courbes du Rebndement en fonction du débit pour la roue (A) et (B).	35
1.24	Courbes de la Puissance en fonction du débit pour la roue (A) et (B).	35
1.25	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.	36
2.1	Courbes de performances d'une pompe centrifuge.	38

## Liste des Figures

<b>2.2</b>	Courbe de la hauteur (H) en fonction du débit (Q) d'une pompe centrifuge.	<b>39</b>
<b>2.3</b>	Courbes de puissance ( $P_1$ ) et ( $P_2$ ) d'une pompe centrifuge.	<b>40</b>
<b>2.4</b>	Transfert de puissance d'une pompe centrifuge.	<b>40</b>
<b>2.5</b>	Courbes de rendement hydraulique et du rendement total d'une pompe centrifuge .	<b>41</b>
<b>2.6</b>	Cavitation pour les pompes centrifuges	<b>42</b>
<b>2.7</b>	Courbe du NPSH d'une pompe centrifuge.	<b>42</b>
<b>2.8</b>	Courbe à vitesse constante par rapport aux courbes à vitesse variable.	<b>44</b>
<b>2.9</b>	Représentation d'une pompe centrifuge.	<b>45</b>
<b>2.10</b>	Roue d'une pompe centrifuge.	<b>45</b>
<b>2.11</b>	Influence de la viscosité et la vitesse de rotation sur les caractéristiques $H-Q$ a $N=2700$ et $3000$ tr/min.	<b>46</b>
<b>2.12</b>	Influence de la viscosité et la vitesse de rotation sur les caractéristiques $P-Q$ a $N=2700$ et $3000$ tr/min.	<b>46</b>
<b>2.13</b>	Influence de la viscosité et la vitesse de rotation sur les caractéristiques $\eta-Q$ a $N=2700$ et $3000$ tr/min.	<b>47</b>
<b>3.1</b>	Triangle de vitesse à l'entrée et à la sortie de la roue.	<b>50</b>
<b>3.2</b>	Roue radiale d'une pompe centrifuge.	<b>51</b>
<b>3.3</b>	Courbes théoriques de la pompe centrifuge.	<b>53</b>
<b>3.4</b>	Forme de la roue, triangle de vitesse a la sortie et courbe de performance en fonction de la vitesse spécifique $N_q$ .	<b>54</b>
<b>3.5</b>	Composants causant des pertes de charge des pompes centrifuges.	<b>55</b>
<b>3.6</b>	Zonne des pertes par choc - pompe centrifuge radiale.	<b>56</b>
<b>3.7</b>	Pertes par choc - pompe centrifuge radiale a $N = 3000$ tr/min.	<b>57</b>
<b>3.8</b>	Frottement du disque dans la pompe - pompe centrifuge radiale.	<b>57</b>
<b>3.9</b>	Perte par frottement a l'extérieur de disque - pompe centrifuge radiale à $N = 3000$ tr/min.	<b>58</b>
<b>3.10</b>	Perte par frottement a l'intérieur de disque - pompe centrifuge radiale à $N = 3000$ tr/min.	<b>59</b>
<b>3.11</b>	Pertes d'aspiration - pompe centrifuge radiale a $N = 3000$ tr/min.	<b>60</b>
<b>3.12</b>	Zone de perte a la gorge volute - pompe centrifuge radiale.	<b>62</b>
<b>3.13</b>	Pertes volute - pompe centrifuge radiale a $N = 3000$ tr/min.	<b>62</b>
<b>3.14</b>	La somme des pertes de la hauteur - pompe centrifuge radiale a $N = 3000$ tr/min.	<b>63</b>
<b>3.15</b>	Frottement de l'écoulement - pompe centrifuge radiale.	<b>64</b>
<b>3.16</b>	Pertes de puissance hydraulique pou l'eau et teska - pompe centrifuge radiale a $N = 3000$ tr/min.	<b>65</b>
<b>3.17</b>	Pertes de puissance par frottement de disque pour l'eau et teska - pompe centrifuge radiale a $N = 3000$ tr/min.	<b>65</b>
<b>3.18</b>	Frottement mécanique.- pompe centrifuge radiale	<b>66</b>
<b>3.19</b>	perdes de puissance mécanique pour l'eau et teska - pompe centrifuge radiale a $N = 3000$ tr/min.	<b>66</b>
<b>4.1</b>	Méthode traditionnelle d'expérimentation.	<b>69</b>
<b>4.2</b>	Aperçu historique.	<b>70</b>
<b>4.3</b>	Représentation graphique d'un Système.	<b>70</b>
<b>4.4</b>	Organigramme général de traitement des plans d'expériences.	<b>72</b>

## Liste des Figures

<b>4.5</b>	Choix des points expérimentaux.	<b>73</b>
<b>4.6</b>	Domaine expérimental.	<b>75</b>
<b>4.7</b>	variables centrées réduites (variables codées).	<b>76</b>
<b>4.8</b>	Effet d'un facteur étudié.	<b>77</b>
<b>4.9</b>	Courbes d'interactions des facteurs.	<b>78</b>
<b>4.10</b>	Notation de YATE sur la variable A.	<b>83</b>
<b>4.11</b>	Domaine expérimental du plan $2^3$ .	<b>84</b>
<b>4.12</b>	Triangle des interactions du plan L8.	<b>87</b>
<b>4.13</b>	1 <sup>er</sup> graphe linière de la table L <sub>8</sub> .	<b>88</b>
<b>4.14</b>	2 <sup>eme</sup> graphe linière de table L <sub>8</sub> .	<b>88</b>
<b>5.1</b>	Courbe de la hauteur (H) en fonction du débit (Q) a N= 2700 tr/min.	<b>107</b>
<b>5.2</b>	Courbe de la hauteur (H) en fonction du débit (Q) a N= 3000 tr/min.	<b>107</b>
<b>5.3</b>	Courbe de la puissance absorbée ( $P_{abs}$ ) en fonction du débit (Q) a N= 2700 tr/min.	<b>109</b>
<b>5.4</b>	Courbe de la puissance absorbée ( $P_{abs}$ ) en fonction du débit (Q) a N= 3000 tr/min.	<b>109</b>
<b>5.5</b>	Courbe de la puissance hydraulique ( $P_{hyd}$ ) en fonction du débit (Q) a N= 2700 tr/min.	<b>110</b>
<b>5.6</b>	Courbe de la puissance hydraulique ( $P_{hyd}$ ) en fonction du débit (Q) a N= 3000 tr/min.	<b>111</b>
<b>5.7</b>	Courbe du rendement de la pompe ( $\eta$ ) en fonction du débit (Q) a N= 2700 tr/min.	<b>112</b>
<b>5.8</b>	Courbe du rendement de la pompe ( $\eta$ ) en fonction du débit (Q) a N= 3000 tr/min.	<b>112</b>
<b>5.9</b>	Corrélation entre les valeurs réelles et prévues de la Hauteur par le modèle de Taguchi.	<b>115</b>
<b>5.10</b>	Corrélation entre les valeurs réelles et prévues de la Hauteur par le modèle Factoriel.	<b>115</b>
<b>5.11</b>	Corrélation entre les valeurs réelles et prévues de la Puissance absorbée par le modèle de Taguchi.	<b>116</b>
<b>5.12</b>	Corrélation entre les valeurs réelles et prévues de la Puissance absorbée par le modèle Factoriel.	<b>116</b>
<b>5.13</b>	Corrélation entre les valeurs réelles et prévues de la Puissance hydraulique par le modèle de Taguchi.	<b>117</b>
<b>5.14</b>	Corrélation entre les valeurs réelles et prévues de la Puissance hydraulique par le modèle Factoriel.	<b>117</b>
<b>5.15</b>	Corrélation entre les valeurs réelles et prévues du Rendement par le modèle de Taguchi.	<b>118</b>
<b>5.16</b>	Corrélation entre les valeurs réelles et prévues du Rendement par le modèle Factoriel.	<b>118</b>

# Liste des Tableaux

## Liste des Tableaux

<b>Tableaux</b>	<b>Titre des Tableaux</b>	<b>Page</b>
<b>1.1</b>	Résultats expérimentaux et analytiques obtenus pour trois différentes géométries de roues et pour différentes viscosités.	<b>33</b>
<b>2.1</b>	Caractéristiques géométriques de la roue de la pompe.	<b>45</b>
<b>4.1</b>	Matrice d'expériences.	<b>79</b>
<b>4.2</b>	Matrice des effets.	<b>80</b>
<b>4.3</b>	Matrice d'expériences d'un plan factoriel à 3 facteurs à 2 niveaux.	<b>83</b>
<b>4.4</b>	Matrice d'expériences et vecteur des effets.	<b>84</b>
<b>4.5</b>	Représentation de difficulté des facteurs.	<b>86</b>
<b>4.6</b>	Présentation de la Table $L_g$ .	<b>87</b>
<b>4.7</b>	Classement des tables standard de Taguchi.	<b>89</b>
<b>5.1</b>	Résultats expérimentaux pour l'eau.	<b>92</b>
<b>5.2</b>	Résultats expérimentaux pour Teska.	<b>92</b>
<b>5.3</b>	Les valeurs des facteurs pour la méthode de Taguchi.	<b>93</b>
<b>5.4</b>	Les valeurs des facteurs pour la méthode Factorielle.	<b>93</b>
<b>5.5</b>	Résultats de la matrice d'expérience pour ( $H_{Tagu}$ ).	<b>93</b>
<b>5.6</b>	L'analyse de la variance pour ( $H_{tagu}$ ).	<b>94</b>
<b>5.7</b>	Le récapitulatif du modèle ( $H_{Tagu}$ ).	<b>94</b>
<b>5.8</b>	Les coefficients du modèle ( $H_{Tagu}$ ).	<b>94</b>
<b>5.9</b>	La contribution des facteurs pour ( $H_{tagu}$ ).	<b>94</b>
<b>5.10</b>	Les erreurs relatives pour ( $H_{tagu}$ ).	<b>95</b>
<b>5.11</b>	Résultats de la matrice d'expérience pour ( $H_{Fact}$ ).	<b>95</b>
<b>5.12</b>	L'analyse de la variance pour ( $H_{fac}$ ).	<b>96</b>
<b>5.13</b>	Le récapitulatif du modèle ( $H_{Fac}$ ).	<b>96</b>
<b>5.14</b>	Les coefficients du modèle ( $H_{fac}$ ).	<b>96</b>
<b>5.15</b>	La contribution des facteurs pour ( $H_{fact}$ ).	<b>97</b>
<b>5.16</b>	Les erreurs relatives pour ( $H_{Fact}$ ).	<b>97</b>
<b>5.17</b>	Résultats de la matrice d'expérience pour ( $P_{abs,Tagu}$ ).	<b>98</b>
<b>5.18</b>	L'analyse de la variance pour ( $P_{abs,Tagu}$ ).	<b>98</b>
<b>5.19</b>	Le récapitulatif du modèle ( $P_{abs,Tagu}$ ).	<b>98</b>
<b>5.20</b>	Les coefficients du modèle ( $P_{abs,Tagu}$ ).	<b>99</b>
<b>5.21</b>	La contribution des facteurs pour ( $P_{abs,Tagu}$ ).	<b>99</b>
<b>5.22</b>	Les erreurs relatives pour ( $P_{abs,Tagu}$ ).	<b>99</b>
<b>5.23</b>	Résultats de la matrice d'expérience pour ( $P_{abs, fact}$ ).	<b>100</b>
<b>5.24</b>	L'analyse de la variance pour ( $P_{abs, fact}$ ).	<b>101</b>
<b>5.25</b>	Le récapitulatif du modèle ( $P_{abs, fact}$ ).	<b>101</b>
<b>5.26</b>	Les coefficients du modèle ( $P_{abs, fact}$ ).	<b>101</b>
<b>5.27</b>	La contribution des facteurs pour ( $P_{abs, fact}$ ).	<b>101</b>
<b>5.28</b>	Les erreurs relatives pour ( $P_{abs, Fact}$ ).	<b>102</b>
<b>5.29</b>	Les erreurs relatives pour ( $P_{hyd,Tagu}$ ).	<b>103</b>
<b>5.30</b>	Les erreurs relatives pour ( $P_{hyd,Fact}$ ).	<b>103</b>
<b>5.31</b>	Les erreurs relatives pour ( $\eta_{Tagu}$ ).	<b>104</b>
<b>5.32</b>	Les erreurs relatives pour ( $\eta_{Fact}$ ).	<b>105</b>
<b>5.33</b>	Comparaison des valeurs expérimentales et prévues de la Hauteur.	<b>113</b>
<b>5.34</b>	Comparaison des valeurs expérimentales et prévues de la Puissance absorbée.	<b>113</b>
<b>5.35</b>	Comparaison des valeurs expérimentales et prévues de la Puissance hydraulique.	<b>114</b>
<b>5.36</b>	Comparaison des valeurs expérimentales et prévues du Rendement.	<b>114</b>

# Notations et symboles

## Notations et symboles

N.P.S. H	[m]	Hauteur Nette Absolue d'aspiration.
H	[%]	Rendement.
$\alpha$	[m <sup>2</sup> ]	Zone de sortie de la roue de la pompe.
$P_d$	[W]	Puissance de friction du disque.
$P_f$	[W]	Perte de puissance due à une fuite.
$C_w$	[%]	Concentration des solides au mélange en poids.
$C, C_d$	[%]	Concentrations solide-liquide en volume.
$d_{50}$	[m]	Taille de particule moyenne.
$\Theta$	[deg]	Angle de la volute.
P	[pascal]	La pression.
$\Phi'$	[W]	Terme de dissipation visqueuse.
H	[m]	la hauteur.
$h_1'$	[m]	les pertes par choc.
$h_2'$	[m]	les pertes par frottement du disque.
$h_3'$	[m]	les pertes par frottement de la roue.
$h_4'$	[m]	les Pertes d'aspiration.
$h_5'$	[m]	les Pertes volute.
Q	[m <sup>3</sup> /s]	le débit.
N	[tr/min]	la vitesse de rotation.
$N_s$ ou $N_q$	[min <sup>-1</sup> ]	la vitesse spécifique.
P	[W]	la puissance utile.
$P_3'$	[W]	pertes de puissance mécanique.
$P_1'$	[W]	les pertes de puissance hydraulique.
$P_2', P_d$	[W]	les pertes de puissance par frottement de disque.
G	[m <sup>2</sup> /s]	L'accélération de la pesanteur.
D	[m]	Le diamètre de la roue.
B	[m]	La largeur de l'aube.
b	[m]	La hauteur de l'aube.
V	[m/s]	La vitesse d'écoulement
U	[m/s]	La vitesse tangentielle ou La vitesse moyenne de l'écoulement.
$C_v$	[m/s]	Le coefficient de débit volute.
W	[m/s]	Vitesse relative.
C	[m/s]	Vitesse absolue.
$\Omega$	[rad/s]	Vitesse angulaire de la machine.
R	[m]	Le rayon.
$H_r$	[m]	Le rayon hydraulique.
B	[deg]	L'angle de l'aube.
N	[cSt]	La viscosité cinématique.
P	[kg/m <sup>3</sup> ]	La masse volumique du fluide.
X	[%]	L'erreur relative.
Z	[-]	Le nombre d'aube.
Re	[-]	Le nombre de Reynolds.
K	[-]	Le coefficient de perte par choc.

## Notations et symboles

$f_1$	[-]	Le coefficient de perte par frottement de disque.
$f_2$	[-]	Le coefficient de frottement de l'écoulement.
Tagu	[-]	Taguchi.
Fact	[-]	Factoriel.
Exp	[-]	Expérimentale.
Abs	[-]	Absorbée.
Vap	[-]	Vapeur.
Dis	[-]	Disponible.
Req	[-]	Requise.
$I$	[-]	Interne.
$S$	[-]	Optimal.
$V_m$	[-]	Circonférentiel.
$Re$	[-]	Relative.
$M$	[-]	Moyenne.
$Hyd$	[-]	Hydraulique.
Tot	[-]	Total.
Dyn	[-]	Dynamique.
Stat	[-]	Statique.
$Mec$	[-]	Mécanique.
Fuit	[-]	Fuite.
$\Psi_{r,opt}$	[-]	Rapport de la hauteur optimal.
$\eta_{r,opt}$	[-]	Rapport du rendement optimal.
$S$	[-]	Gravité spécifique du solide.
$K_H$	[-]	Facteur de réduction de la hauteur.
BEP	[-]	Point du rendement optimal.
$R^2$	[-]	Coefficient de corrélation.
$\Psi$	[-]	Coefficient de la hauteur.
$\Phi$	[-]	Coefficient du débit.
$\Pi$	[-]	Constante = 3.1416.
$S_{Gm}$	[-]	Rapport de la gravité spécifique du mélange.
$\sigma_s$	[-]	Facteur de glissement.
$B ; BHI$	[-]	Paramètre de calcul des facteurs de correction.

# Introduction générale

## Introduction générale

La pompe centrifuge est une machine très utilisée aux milieux industriels. Les coûts de production et de transport du pétrole brut et des produits hydrocarbures représentent une part très importante du coût global de ces produits commercialisés. Par conséquent, il est important de réduire la consommation d'énergie en faisant un choix optimal des machines et en assurant un fonctionnement efficace [1,2]. L'industrie pétrolière se développe jour après jour, en particulier dans le domaine du transport de gaz et du pétrole, les pompes centrifuges ont été adoptées comme une solution utile pour véhiculer des fluides de différentes viscosités. L'utilisation de ce type de pompe pour la manutention du pétrole brut et de toutes sortes de produits connexes montre qu'il est difficile d'obtenir des données sur les performances des pompes centrifuges au pompage du pétrole [1].

Plusieurs études sur les performances des pompes centrifuges en relation avec les propriétés des fluides pompés tels que la viscosité, ont été réalisées.

Ces performances telles que la hauteur, la puissance absorbée la puissance hydraulique et le rendement de la pompe sont toujours en relation avec les propriétés des fluides pompées telles que la viscosité, la densité, ...etc.

Les performances des pompes centrifuges au pompage des fluides très visqueux sont difficiles à obtenir, une série des travaux basant sur les résultats obtenus au pompage de l'eau afin de déduire ces performances [1].

Dans le présent travail, des 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) [3]. 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. Deux méthodes de plan d'expériences telles que la méthode de Taguchi et la méthode Factorielle ont été employées 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 [4,5].

Les résultats de ces deux méthodes statistiques (Taguchi et Factorielle) ont été comparés 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 cinq chapitres ;**

**Le premier chapitre** présente une synthèse de la littérature de différentes études et travaux sur les pompes centrifuges et leurs performances.

**Le deuxième chapitre** présente les différentes performances standard d'une pompe centrifuge telles que la hauteur, la puissance absorbées 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**, nous illustrerons la notion de l'écoulement interne des fluides dans les pompes centrifuges, ainsi que le calcul des différentes pertes de charge et de puissance dans ce type de pompe.

**Le quatrième chapitre** sera consacré à la théorie des plans d'expériences et leurs différentes méthodes appliquées telles que la méthode de Taguchi et la méthode Factorielle.

**Dans le cinquième et le dernier chapitre**, nous présenterons les résultats obtenus par l'application des méthodes de Taguchi et Factoriel établies sur les résultats expérimentaux de la pompe élaborée. L'application de ces méthodes 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 1*

## **Revue et synthèse bibliographique- Pompe Centrifuge.**

## 1.1. 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 [3].

## 1.2. Synthèse bibliographique

Dans ce chapitre, nous allons présenter une synthèse des différents travaux et recherches effectués sur les performances des pompes centrifuges au pompage des liquides visqueux, boue et mélange solide-liquide. Cette partie illustre aussi l'influence de la géométrie de la pompe sur ces performances, l'évolution de l'usure dans la pompe centrifuge et la prédiction des performances de ce type de pompe.

- 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 [6].
- 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 [7] .
- 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

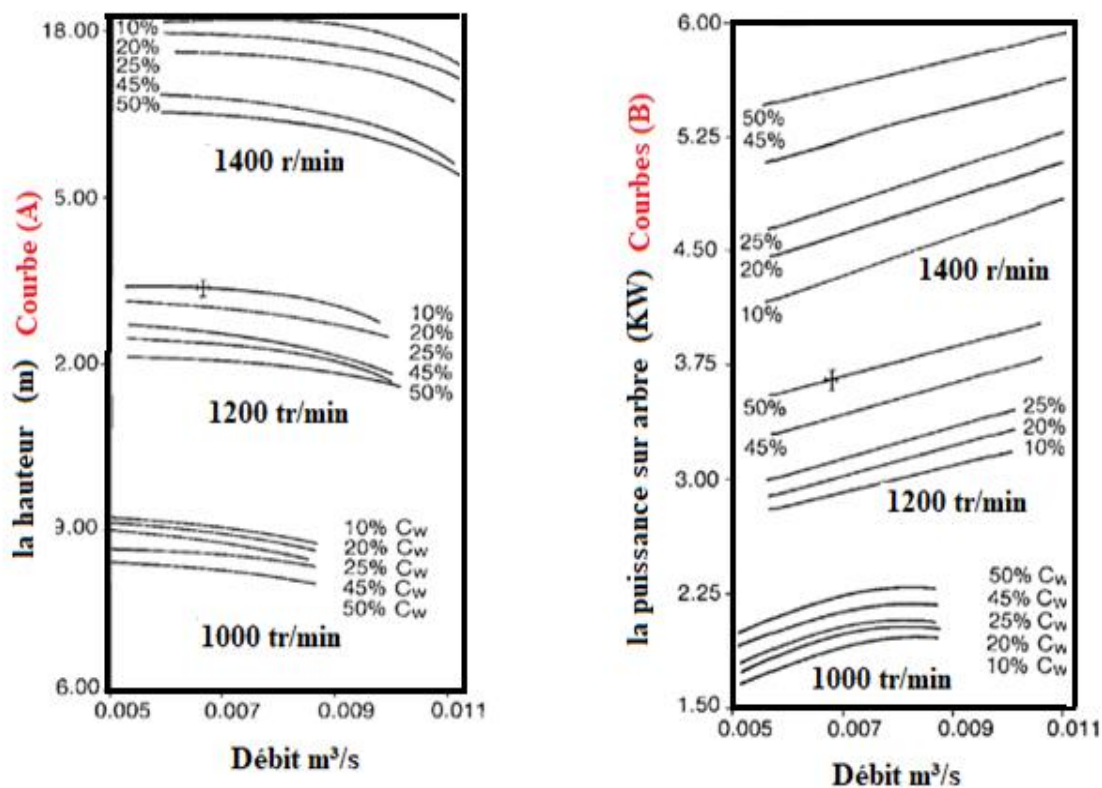
de 40% et un diamètre de grain maximal de 125 mm. Les résultats obtenus ont été comparés aux résultats de plusieurs chercheurs [8].

- 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 [9].

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

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

$$\sigma_s = f(P_{i1}, P_{i2}, P_{i3}) \quad (1.3)$$



**Figure 1.1** : Courbes (A): la hauteur manométrique ,courbes (B): la puissance sur arbre ( Cas de pompage de boue de billes de verre) [9].

- La variation des performances des pompes centrifuges aux pompages des boues d'une granulométrie fine a été aussi réalisée comme un axe de recherche . Deux différentes pompes centrifuges ont été examinées dans cette étude afin d'évaluer cette variation. Le (charbon / eau) et le (kaolin / eau) ont été utilisés comme boues. Les résultats montrent que la variation des performances des pompes testées dépend des propriétés rhéologiques des boues [10].

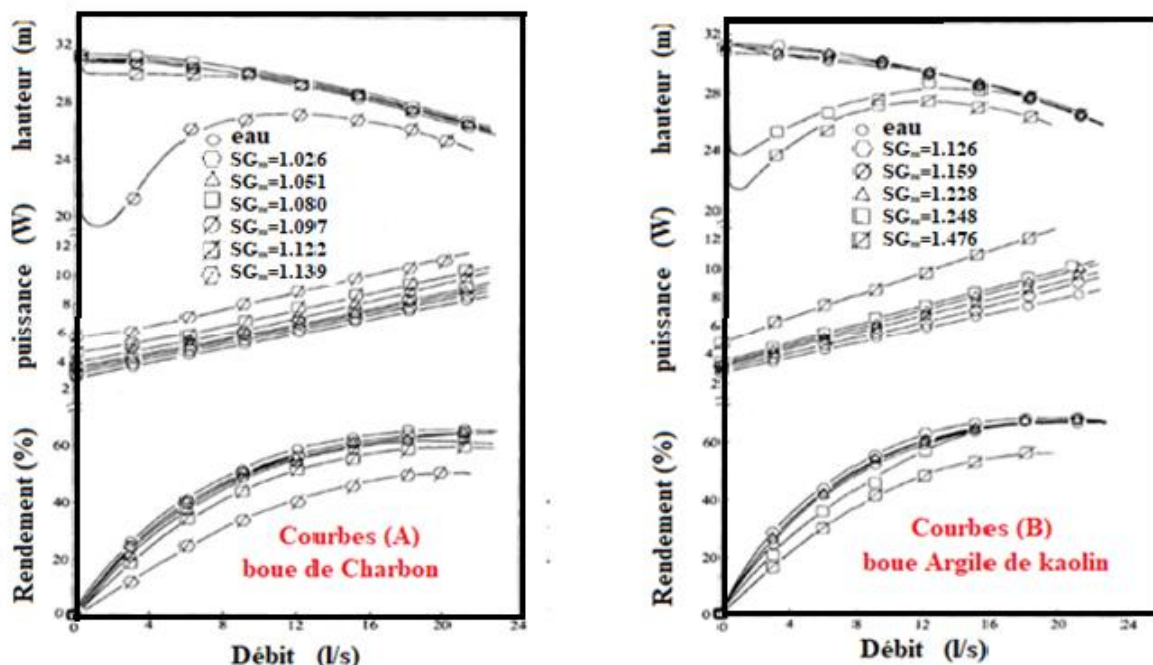


Figure 1.2 : Performances de la pompe (A) à 1200 tr/min [10].

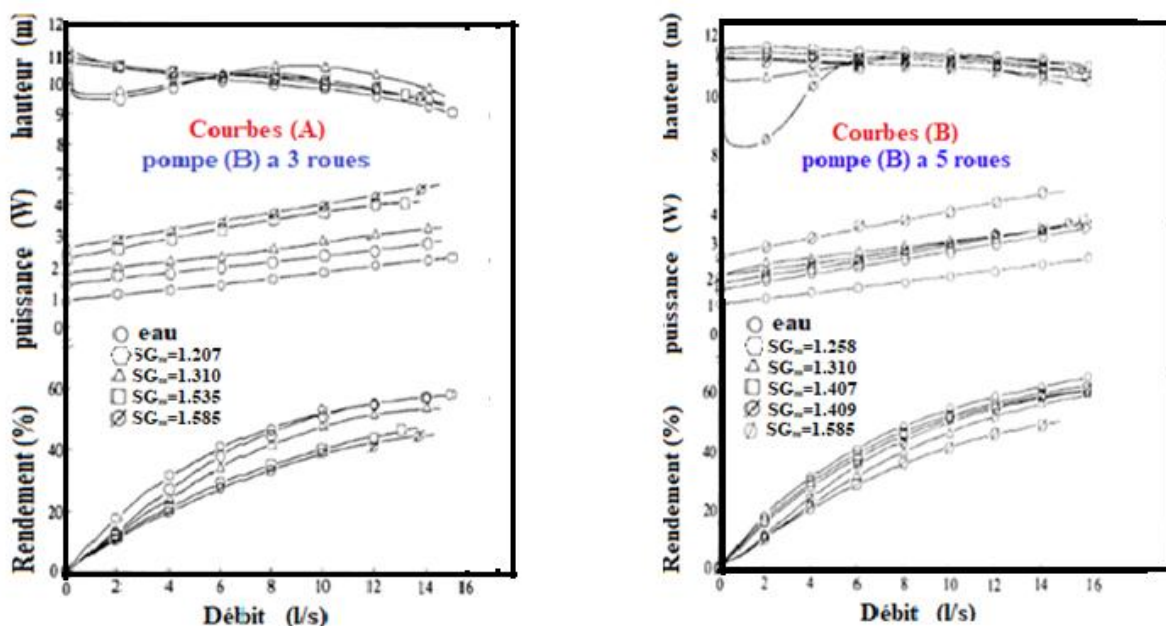
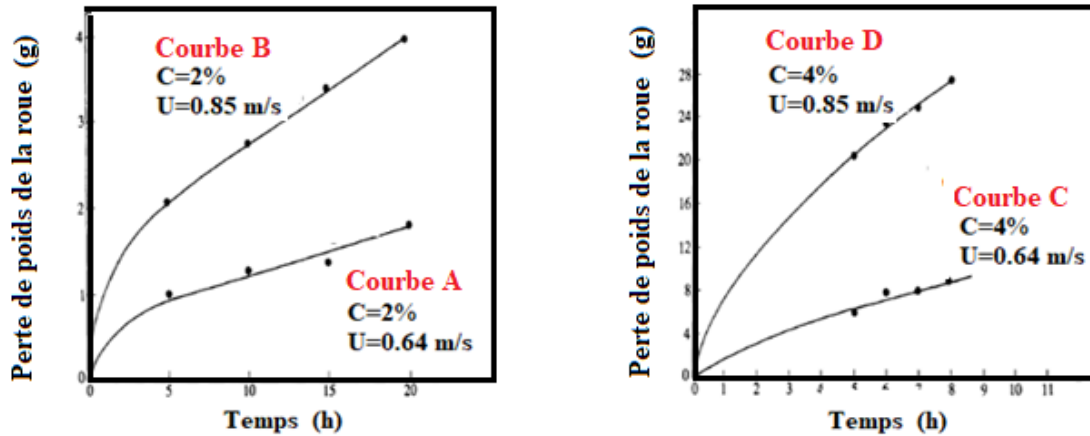


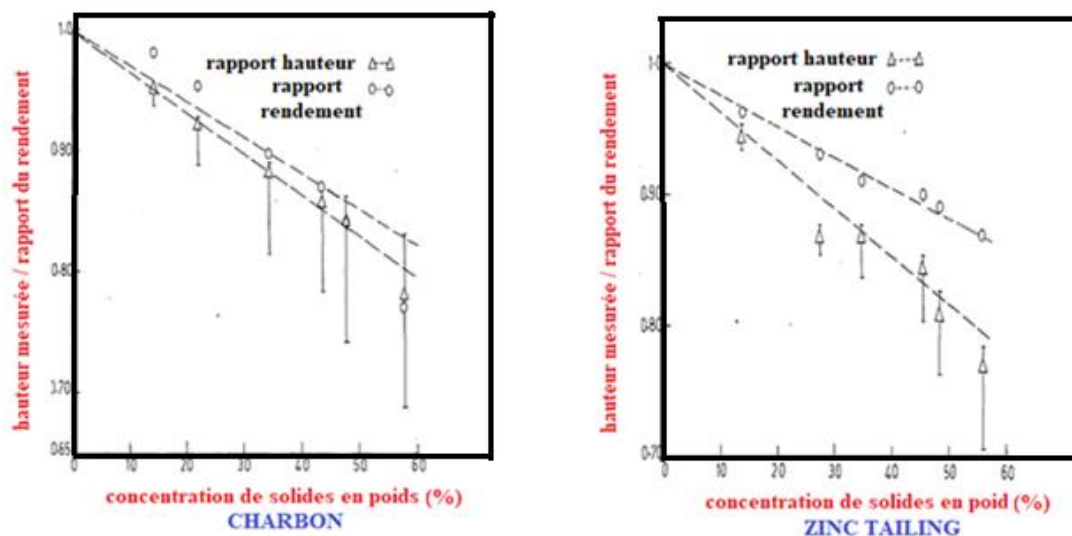
Figure 1.3 : Courbes (A) et (B): Performances de la pompe centrifuge (B) a 1000 tr/min ( Cas de pompage de boue d'Argile de Kaolin) [10].

- Des travaux ont été réalisés dans le but d'évaluer l'usure de la roue d'une pompe centrifuge à boue à différentes vitesses de rotation et différentes concentrations solide-liquide, on se basant sur la méthode de pesée. Cette étude montre que le taux d'usure augmente avec la vitesse d'écoulement ainsi que les concentrations solide-liquide [11].



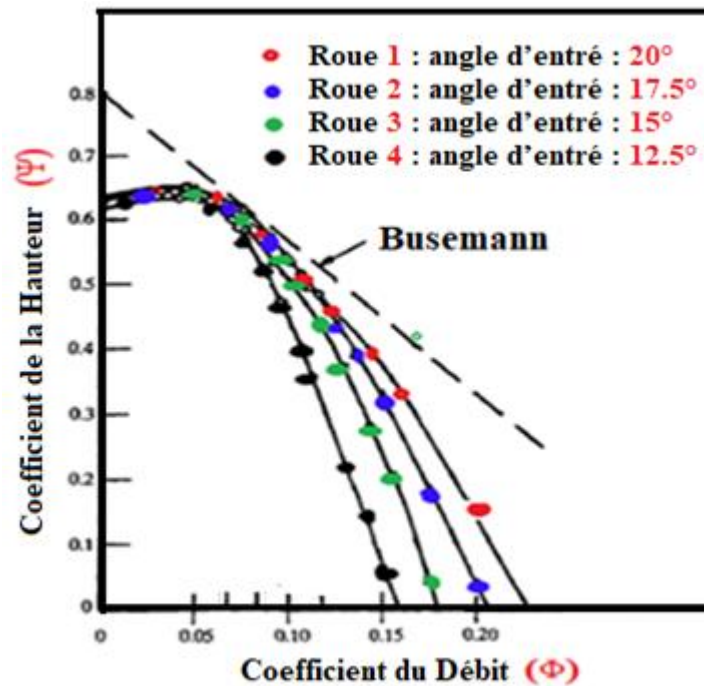
**Figure 1.4** : Courbes de perte de poids de la roue en fonction du temps [11].

- Une étude a été réalisée pour évaluer l'effet de deux différents types de boues (zinc et charbon) sur les performances des pompes centrifuges à boue. Les résultats trouvés montrent que la hauteur et le rendement de la pompe diminuaient avec l'augmentation de la concentration du solide, de la taille des particules et de la densité des solides [12].



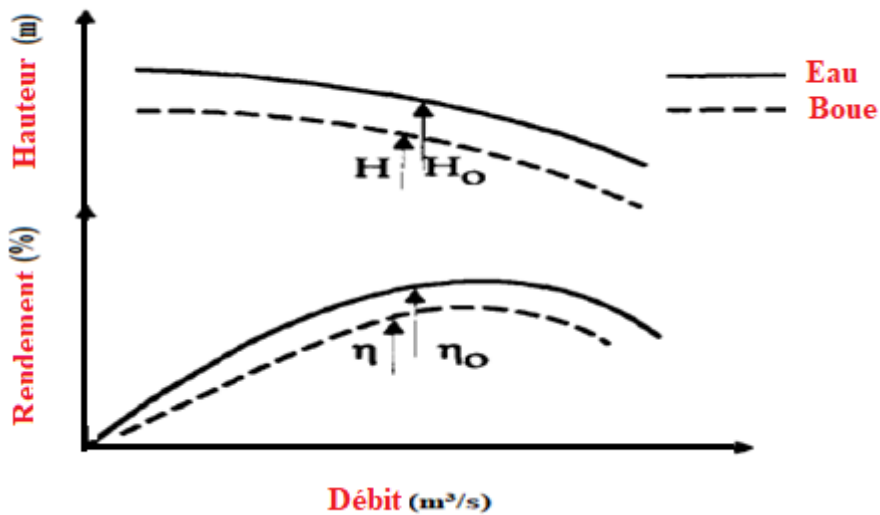
**Figure 1.5** : Variation des rapports de la hauteur et du rendement avec la concentration [12].

- Certains travaux avaient pour but de discuter une nouvelle méthode de calcul de la hauteur manométrique d'une pompe centrifuge. Cette méthode basée sur la forme de l'aube afin de calculer la valeur de la hauteur développée par la roue à aubes. Elle montre que la valeur de l'angle de sortie de l'aube n'est pas le seul paramètre qui influe sur la valeur de la hauteur [13].

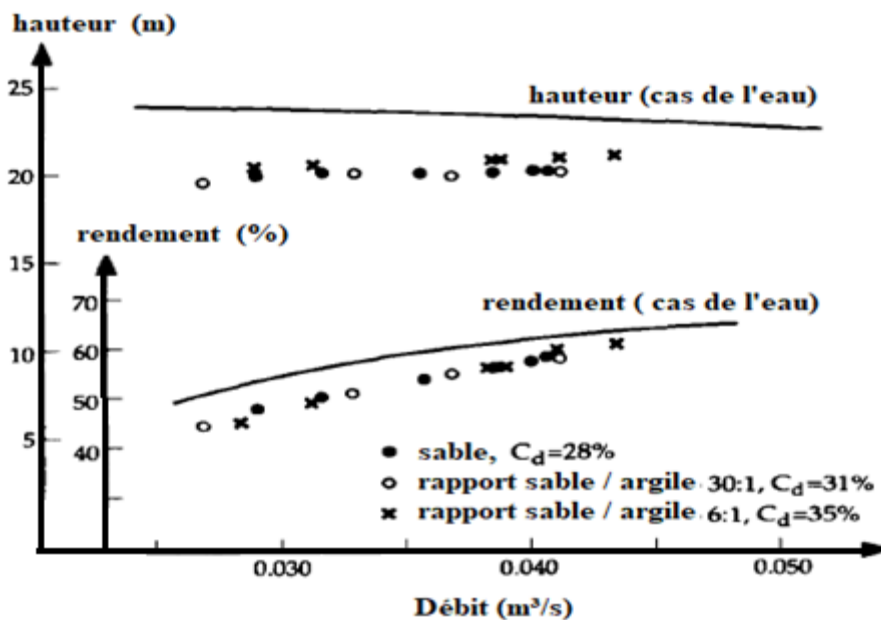


**Figure 1.6 :** Courbes du coefficient de la hauteur aux différents angles d'entrée des roues à aubes [13].

- L'influence des concentrations volumétriques élevées sur les performances des pompes centrifuges à boue a été prise en considération dans certains travaux. Ces expériences montrent que la valeur du rendement de la pompe au pompage des boues du sable peut atteindre près de 60% par rapport au rendement au pompage de l'eau, quand la concentration volumétrique égale à 42% [14].
- L'addition d'argile à des boues de sable a montré la réduction des pertes de charge dans les conduites, réduisant la hauteur de pompage et la consommation d'énergie. La hauteur et le rendement de la pompe sont diminués par la présence de particules solides. Les résultats expérimentaux sont présentés pour une pompe centrifuge avec un diamètre de roue de (0,625m) et trois types du sables avec des tailles de particules moyennes de (0,64 - 1,27 et 2,2 mm). Les chutes de la hauteur et du rendement sont réduits d'environ un tiers pour les mélanges sable-argile avec des rapports de masse (sable / argile) comprise entre (4:1 et 6:1) [15].

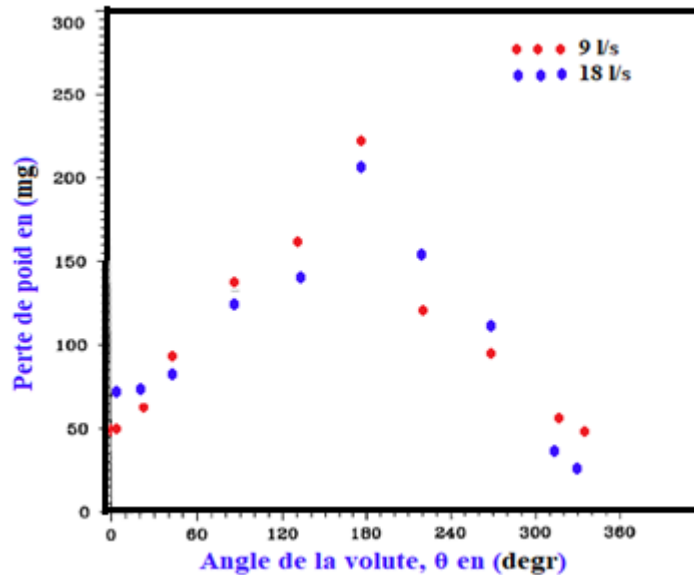


**Figure 1.7 :** Croquis définissant la réduction de la hauteur et du rendement d'une pompe centrifuge pompant un mélange solide-eau [15].

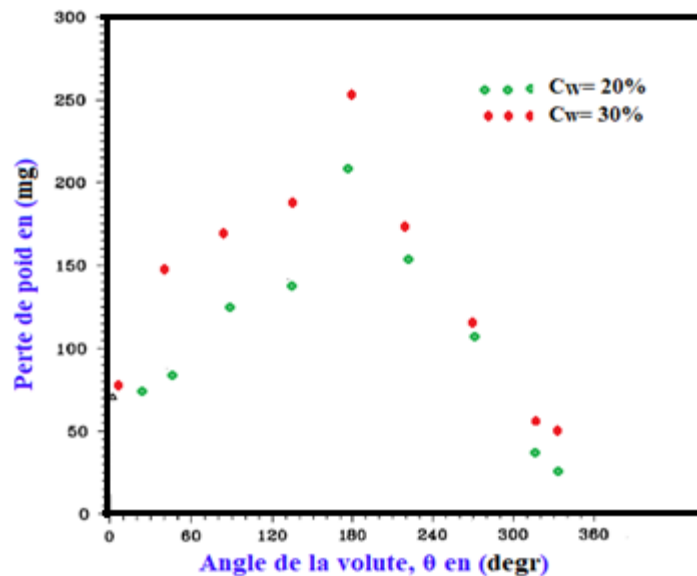


**Figure 1.8:** Effet de réduction des performances pour le sable le plus fin ( $d_{50} = 0,64$  mm) avec diverses teneurs en argile [15].

- L' évaluation de l'usure aux différents endroits à l'intérieur du corps de la volute d'une pompe centrifuge à boue pour un écoulement chargé (mélange solide-liquide). Cette étude montre que l'usure augmente tout au long de la périphérie de la volute avec l'augmentation de la concentration du solide dans le mélange et s'use moins quand la pompe travaille à proximité du meilleur point du rendement (BEP), sachant que le débit optimal est égal à environ de (16.36 l/s). [16].



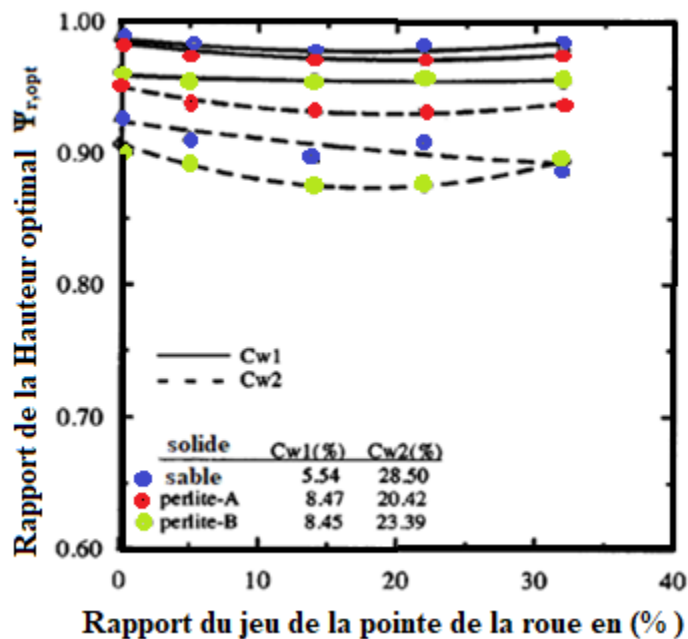
**Figure 1.9 :** Variation de l'usure le long de la paroi de la volute a deux débits d'un mélange solide-liquide pour une concentration de 20% (en poids) [16].



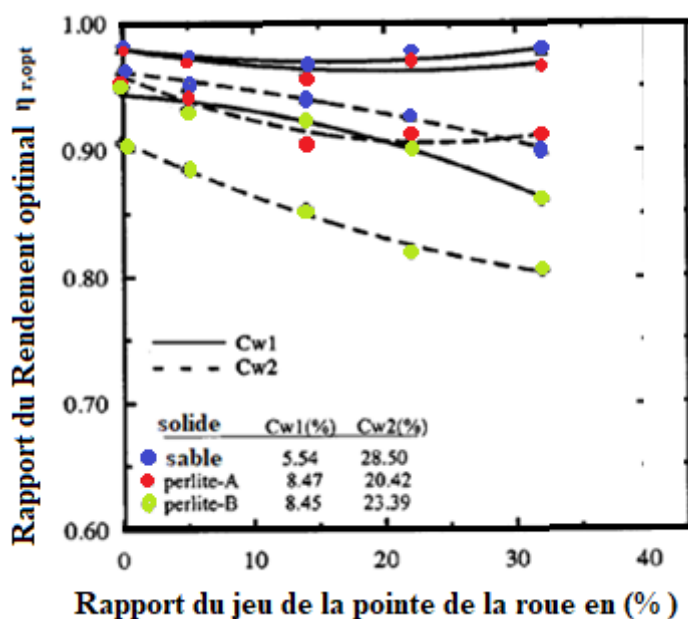
**Figure 1.10 :** Variation de l'usure le long de la paroi de la volute a deux concentrations d'un mélange solide-liquide à un débit de 18 (l/s) [16].

- Des études ont été réalisées pour calculer les performances de deux pompes centrifuges à boue pour trois différents matériaux solides ayant des distributions granulométriques différentes « particle size distribution » (PSD). Les résultats montrent que les valeurs des hauteurs et des rendements ne dépendent pas seulement de la concentration des solides, mais sont également influencés par là (PSD) des solides. Cette étude montre que la hauteur et le rendement de la pompe diminuent avec l'augmentation de la concentration des solides, la taille des particules et la viscosité de la boue [17].

- Autres travaux ont été réalisés pour déterminer l'influence des concentrations de mélange solide-liquide sur les performances des pompes centrifuges. Cette étude montre aussi l'effet du jeu entre la pointe de la roue et le carter de la pompe sur ces performances. Les résultats de cette étude sont présentés dans les figures (1.11 et 1.12) [18].



**Figure 1.11 :** Effet du rapport du jeu de la pointe de la roue sur le rapport de la hauteur optimal pour différentes concentrations de matériaux solides utilisés [18].



**Figure 1.12 :** Effet du rapport du jeu de la pointe de la roue sur le rapport du rendement optimal pour différentes concentrations de matériaux solides utilisés [18].

- Des études ont été réalisées pour estimer les performances des pompes centrifuges à boue à des vitesses de rotation différentes au pompage de l'eau et du mélange solide-liquide. Cette étude montre que les lois des similitudes applicables aux pompes conventionnelles pour la hauteur manométrique et le débit d'écoulement peuvent être appliquées aux pompes à boue manipulant de l'eau et des boues à de faibles concentrations du solide (20% en poids). Pour des concentrations très élevées, ces lois devaient être corrigées [19].
- Une étude a été réalisée pour but d'évaluer certaines corrélations existantes afin de prédire la chute de la hauteur des pompes centrifuges à boue. Une nouvelle corrélation a été développée et proposée pour prédire cette réduction au pompage des boues. Elle se base sur les effets de la gravité spécifique des particules. cette nouvelle corrélation est recommandée pour prédire des facteurs de performance des pompes à boue de petite diamètre de roue (inférieur à 850 mm) [20].

Ou :

S : la gravité spécifique du solide.

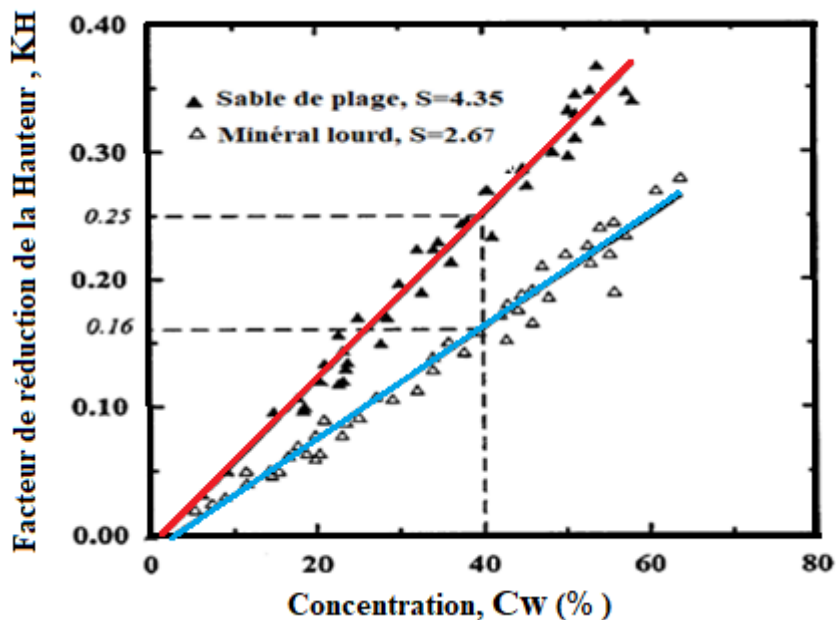


Figure 1.13 : Effet de la gravité spécifique des particules sur le facteur de réduction de la hauteur [20]

- 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 [1].

Avec :

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

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

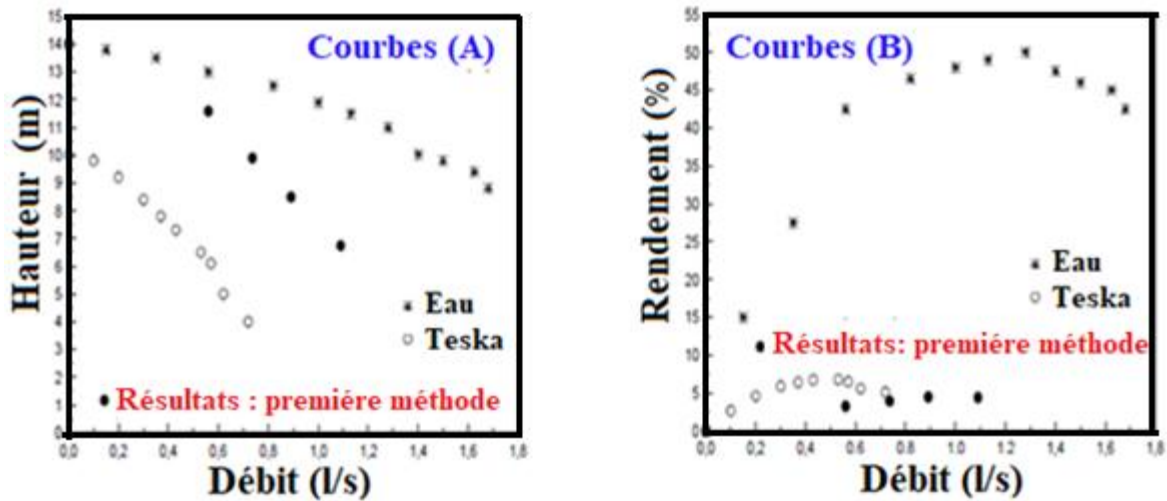


Figure 1.14 : Valeurs de la hauteur (courbes A) et du rendement (courbes B), en utilisant la première méthode (huile Teska) à N=3000 tr/min [1].

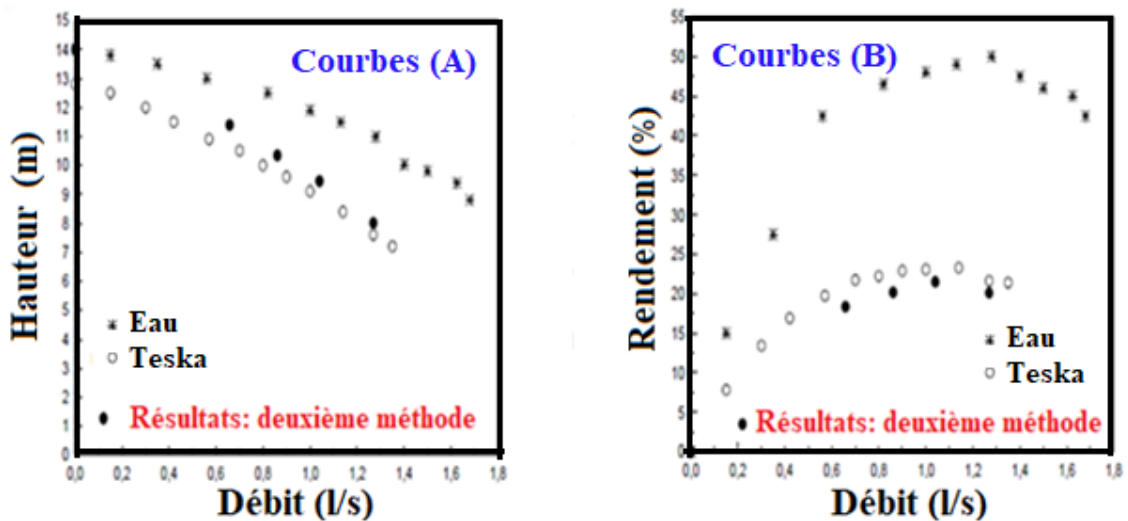
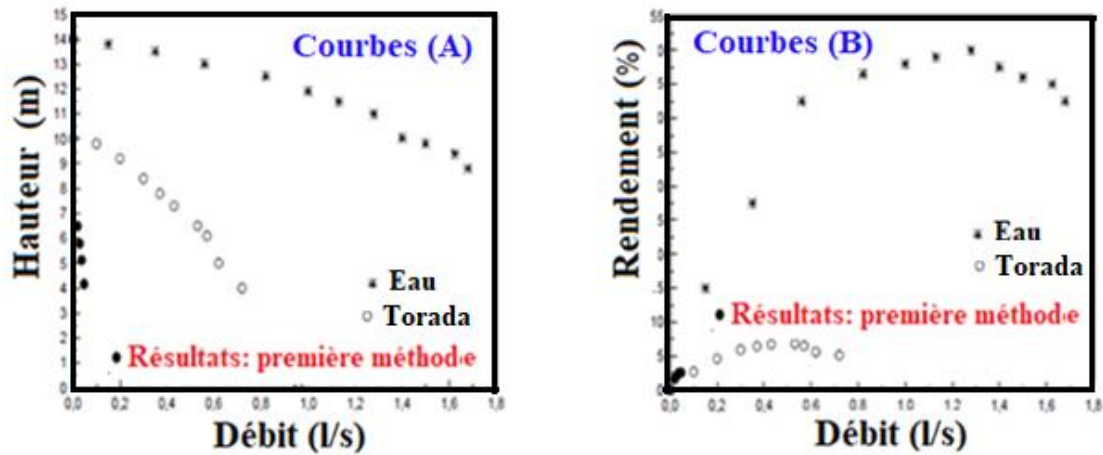
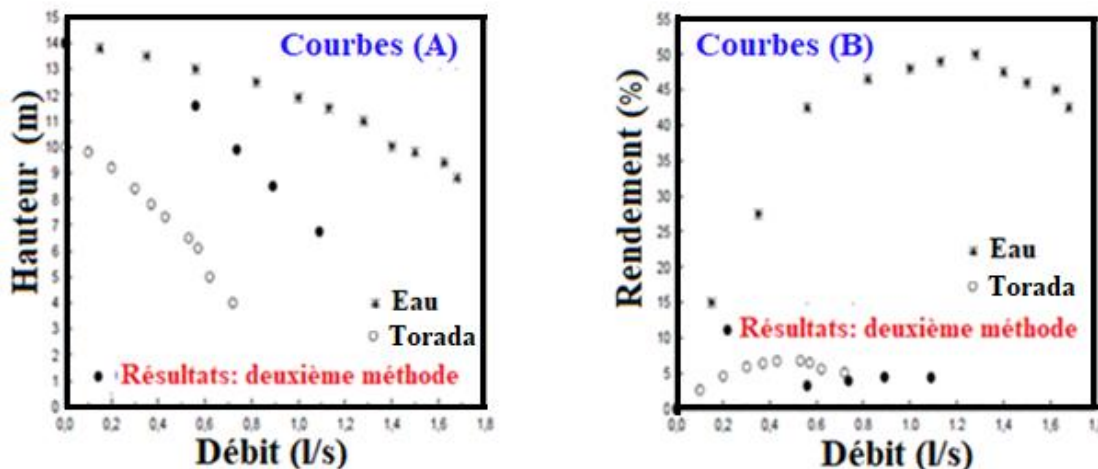


Figure 1.15 : Valeurs de la hauteur (courbes A) et du rendement (courbes B), en utilisant la deuxième méthode (huile Teska) à N=3000 tr/min [1].



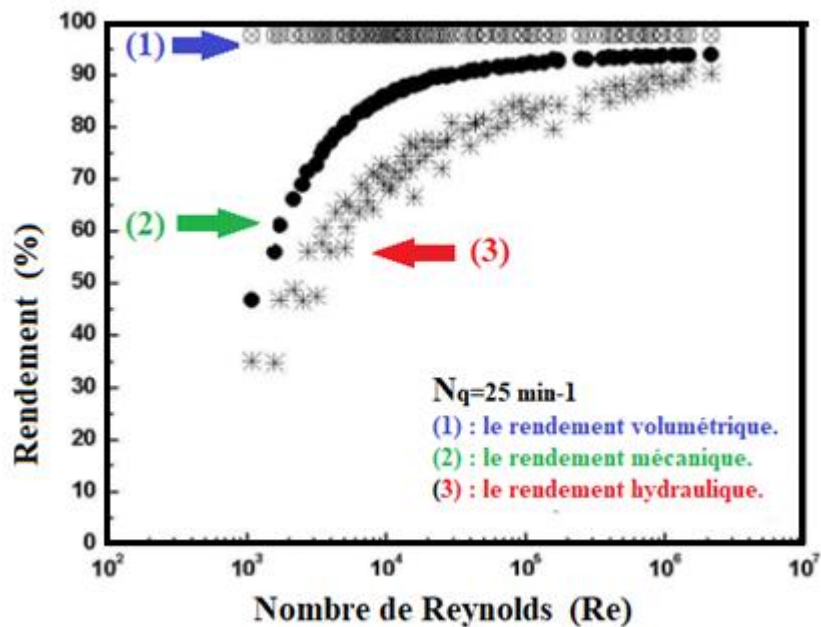
**Figure 1.16 :** Valeurs de la hauteur (courbes A) et du rendement (courbes B), en utilisant la première méthode (huile Torada) à  $N=3000$  tr/min [1].



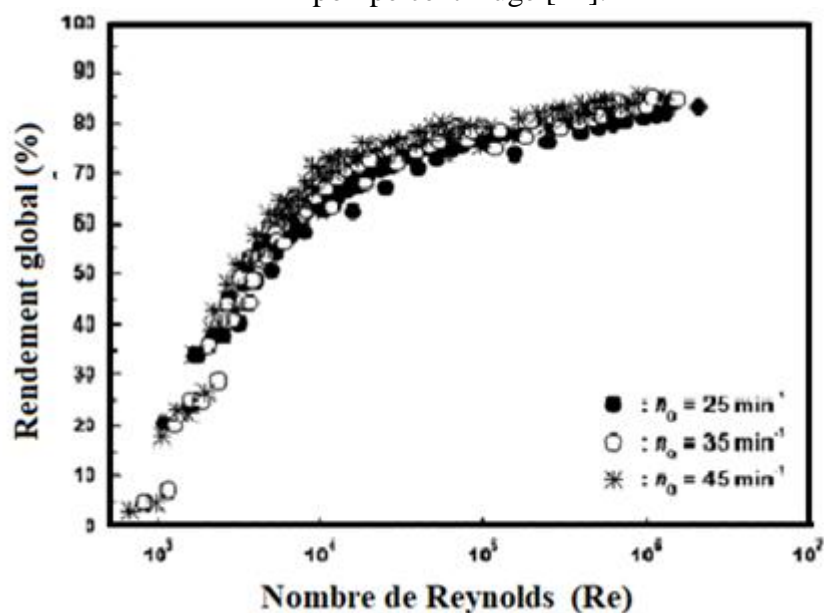
**Figure 1.17 :** Valeurs de la hauteur (courbes A) et du rendement (courbes B), en utilisant la deuxième méthode (huile Torada) à  $N=3000$  tr/min [1].

- 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 [21].

- 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 [22].



**Figure 1.18 :** Influence du nombre de Reynolds sur les différents types de rendement d'une pompe centrifuge [22].



**Figure 1.19 :** Influence du nombre de Reynolds sur le rendement global d'une pompe centrifuge [22].

- 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  $25 \text{ min}^{-1}$ , et 5 pour un nombre de Reynolds de  $10^3$  et une vitesse spécifique de  $45 \text{ min}^{-1}$  [23].

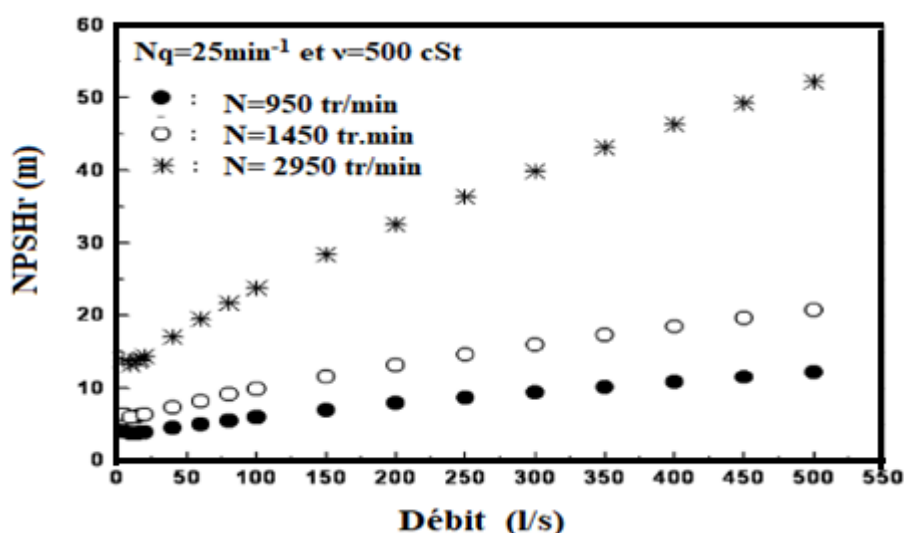


Figure 1.20 : Influence de la vitesse de rotation sur NPSHr [23].

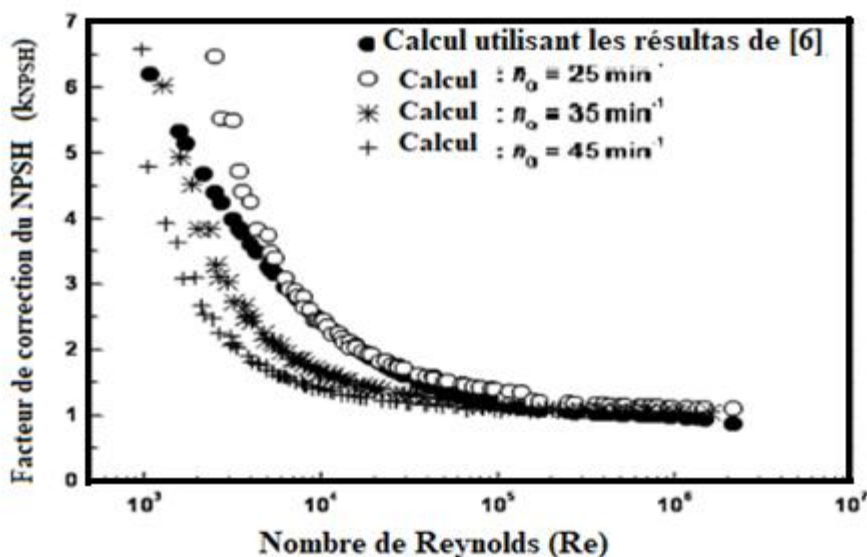


Figure 1.21 : Influence du nombre de Reynolds sur le facteur de correction NPSH [23].

- 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 [24] 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 [25, 26] et [27].
- 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 perte 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 performance 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 montrent qu'il ya un bon accord entre les résultats de cette méthode analytique et les résultats expérimentaux [28].

**Tableau 1.1** : Résultats expérimentaux et analytiques obtenus pour trois différentes géométries de roues et pour différentes viscosités [28].

Num essais	Type de roue	géométrie		Physique		La hauteur (m)			La puissance (W)			Rendement total (%)		
		$\beta_2$	$b_2$	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 [29].

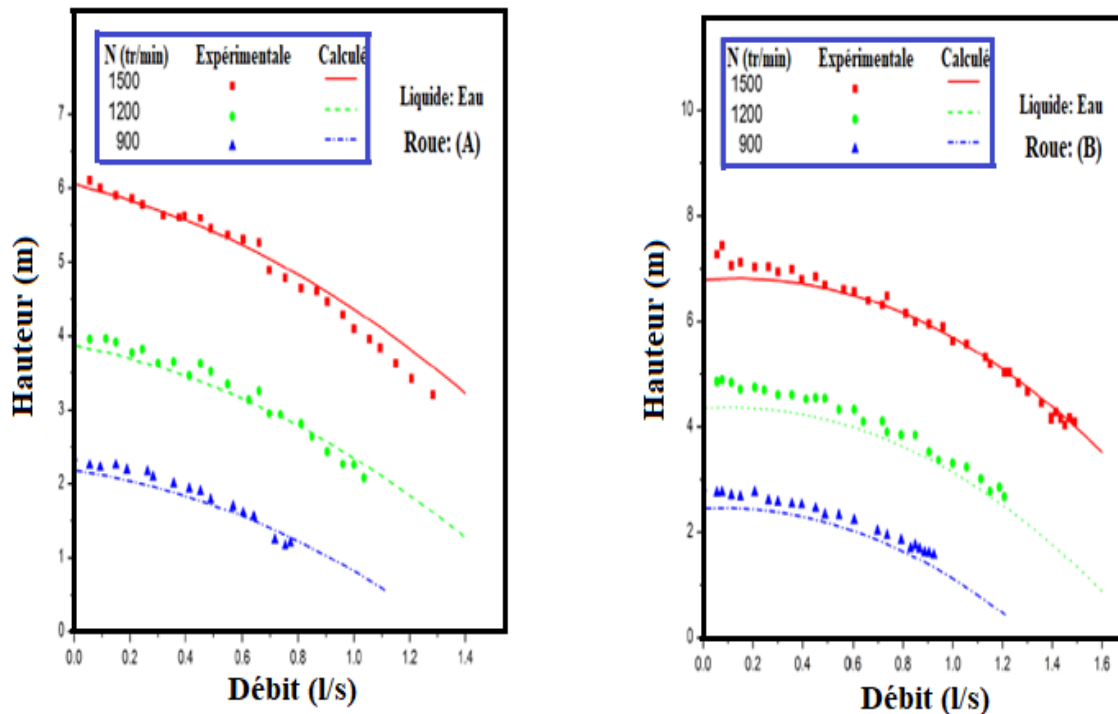


Figure 1.22 : Courbes de la hauteur en fonction du débit pour la roue (A) et (B) [29].

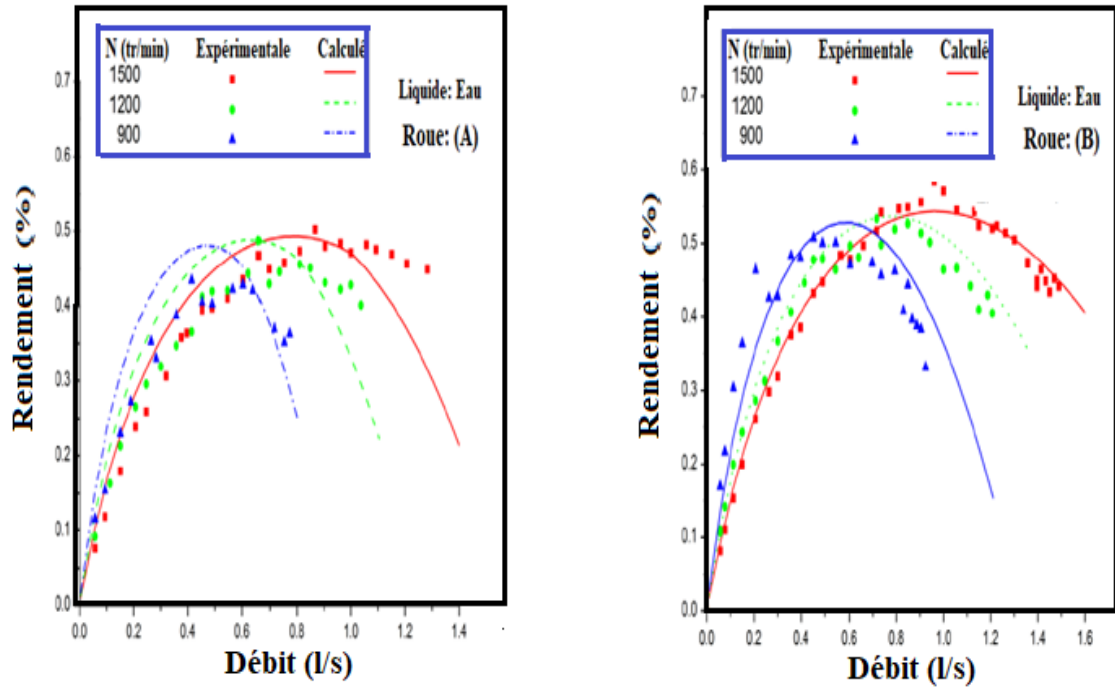


Figure 1.23 : Courbes du Rendement en fonction du débit pour la roue (A) et (B) [29].

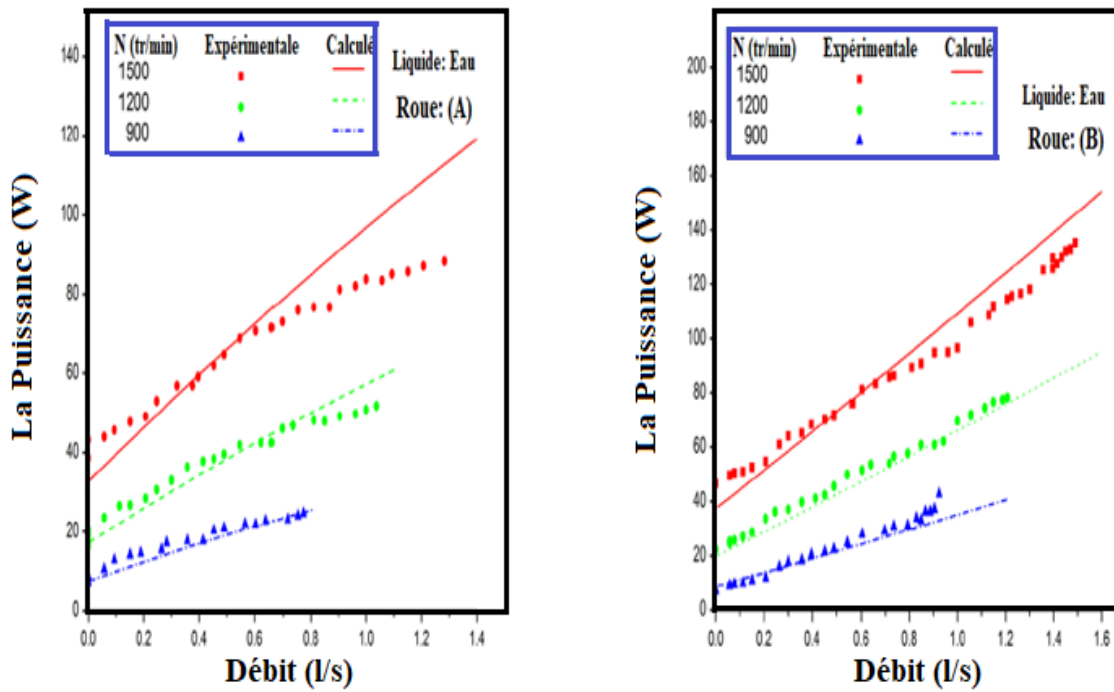
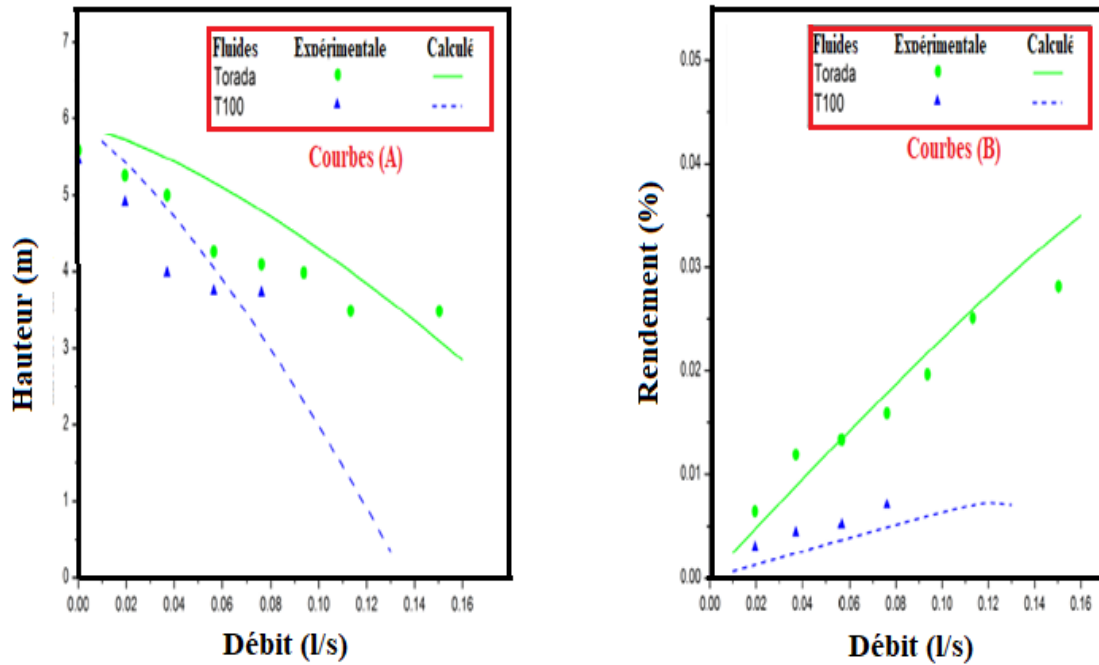


Figure 1.24 : Courbes de la Puissance en fonction du débit pour la roue (A) et (B) [29].



**Figure 1.25 :** 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 [29].

### 1.3. Conclusion

Cette recherche bibliographique montre que tous les travaux de recherche sur les performances des pompes centrifuges ont présenté l'influence de plusieurs paramètres sur l'évolution des performances telles que la viscosité des liquides, les paramètres géométriques des pompes centrifuges, etc....

La majorité des travaux ont montré que :

- l'augmentation de la viscosité provoque une augmentation des différentes pertes à l'intérieur de la pompe ce qui entraîne une chute des performances de la pompe centrifuge.
- la dégradation de différentes parties de la pompe centrifuge telle que la roue et la volute de la pompe sont causées par l'augmentation de la viscosité.
- L'utilisation des programmes développés par l'outil informatique afin de prédire les performances des pompes centrifuges a donné des résultats satisfaisants.

# *Chapitre 2*

## **Performances des pompes centrifuges.**

## 2.1. Introduction :

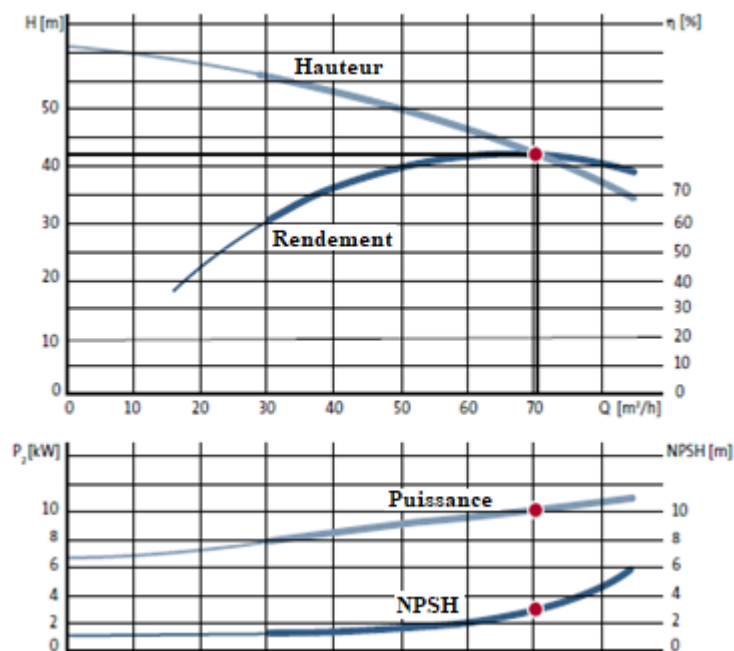
Les pompes centrifuges sont les types des pompes les plus utilisés au monde dans les systèmes et les réseaux de pompage des différents liquides à cause de leurs bons rendements, dans tous les domaines industriels tels que l'industrie de l'eau, l'industrie chimique ou l'industrie agro-alimentaire. Les performances de ces pompes représentent une part importante dans le calcul des coûts de transport des divers fluides. Lorsque le fluide transporté est très visqueux, les pompes centrifuges deviennent moins rentables, ce qui a été prouvé par des divers résultats de recherche [3].

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 [30].

## 2.2. Courbes caractéristiques standards d'une pompe centrifuge

Les courbes caractéristiques des pompes centrifuges sont exploitées lors du choix d'une pompe centrifuge en respectant les exigences pour une application donnée dans un système hydraulique.

La fiche technique contient des informations sur la hauteur (H) aux différents débits (Q) (Figure 2.1). Les exigences relatives à la hauteur et au débit déterminent les dimensions globales des pompes centrifuges.



**Figure 2.1:** Courbes de performances d'une pompe centrifuge [30].

La hauteur (H), la puissance consommée (P), le rendement ( $\eta$ ) et le NPSH sont indiqués en fonction du débit.

### 2.2.1. 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:

$$p_{\text{tot}} = p_{\text{stat}} + p_{\text{dyn}} \quad [\text{Pa}] \quad (2.1)$$

$p_{\text{tot}}$ : la pression totale [Pa]

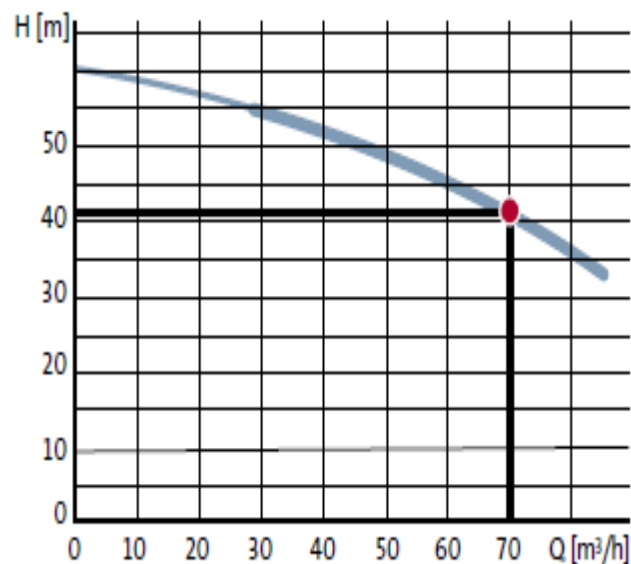
$p_{\text{stat}}$ : la pression statique [Pa]

$p_{\text{dyn}}$ : la pression dynamique [Pa]

### 2.2.2. La hauteur

Une courbe  $H f(Q)$  d'une pompe centrifuge montre la hauteur ( $H$ ) en fonction du débit ( $Q$ ). ( $Q$ ) est le débit de fluide traversant la pompe. Le débit est généralement indiqué en mètre cube par heure [ $\text{m}^3/\text{h}$ ], mais lors de l'insertion dans les formules, on utilise le mètre cube par seconde [ $\text{m}^3/\text{s}$ ].

La (Figure 2.2) montre une courbe typique de  $H f(Q)$ .



**Figure 2.2:** Courbe de la hauteur ( $H$ ) en fonction du débit ( $Q$ ) d'une pompe centrifuge [30].

La pompe est démarrée et fonctionne à vitesse constante.  $Q$  est égal à 0 et  $H$  atteint sa valeur la plus élevée lorsque la vanne est complètement fermée. La vanne est ouverte progressivement et à mesure que  $Q$  augmente,  $H$  diminue.  $H$  est la hauteur de la colonne de fluide dans le tuyau ouvert après la pompe. La courbe  $H f(Q)$  est une série de valeurs cohérentes de  $Q$  et  $H$  représentées par la courbe illustrée à la (Figure 2.2).

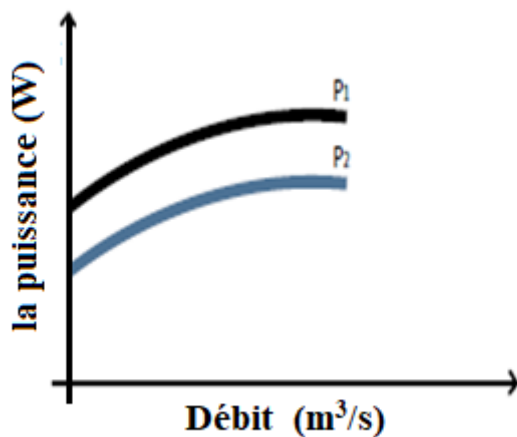
Dans la plupart des cas, la différence de pression  $\Delta P$  à travers la pompe testée est mesurée et la hauteur de refoulement  $H$  est calculée à l'aide de la formule suivante:

$$H = \frac{\Delta P_{\text{tot}}}{\rho \cdot g} \quad [\text{m}] \quad (2.2)$$

### 2.2.3. La Puissance :

Les courbes de puissance montrent le taux de transfert d'énergie en fonction du débit (Figure 2.3). La puissance est donnée en Watt [W] . Une distinction est faite entre trois types de puissance (Figure 2.4).

- Alimentation électrique fournie au moteur ( $P_1$ ) par une source d'électricité externe
- La puissance sur l'arbre du moteur ( $P_2$ )
- Puissance hydraulique transférée de la roue au fluide ( $P_{hyd}$ )



**Figure 2.3:** Courbes de puissance ( $P_1$ ) et ( $P_2$ ) d'une pompe centrifuge [30].



**Figure 2.4:** Transfert de puissance d'une pompe centrifuge [30].

La consommation d'énergie dépend de la densité du fluide. Les courbes de puissance sont généralement basées sur un fluide standard ayant une densité de  $1000 \text{ kg} / \text{m}^3$ , ce qui correspond à une eau à  $4^\circ\text{C}$ . Par conséquent, la puissance mesurée sur des fluides ayant une autre densité doit être convertie.

### 2.2.4. La Puissance hydraulique

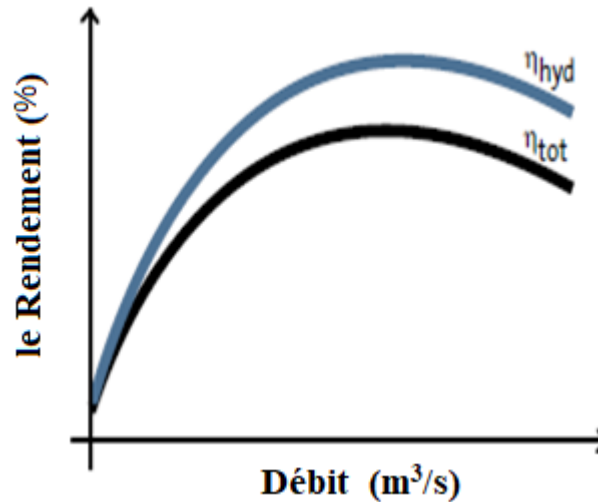
La puissance hydraulique ( $P_{hyd}$ ) est la puissance transférée de la pompe au fluide. Comme le montre la formule suivante, la puissance hydraulique est calculée en fonction du débit, de la hauteur et de la densité:

$$P_{hyd} = H \cdot g \cdot \rho \cdot Q = \Delta p_{tot} \cdot Q \quad [\text{W}] \quad (2.3)$$

Une courbe indépendante de la puissance hydraulique ne figure généralement pas dans les fiches techniques des pompes centrifuges mais fait partie du calcul du rendement de la pompe.

### 2.2.5. Le rendement de la pompe :

Le rendement total ( $\eta_{\text{tot}}$ ) est le rapport entre la puissance hydraulique et la puissance fournie. La (Figure 2.5) montre les courbes de rendement de la pompe tels que le rendement hydraulique ( $\eta_{\text{hyd}}$ ) et le rendement totale ( $\eta_{\text{tot}}$ ) d'un groupe motopompe.



**Figure 2.5** : Courbes de rendement hydraulique et du rendement total d'une pompe centrifuge [30].

Le rendement et le rendement total sont calculés à l'aide des deux formules suivantes :

$$\eta_{\text{hyd}} = \frac{P_{\text{hyd}}}{P_2} \quad [\%] \quad (2.4)$$

$$\eta_{\text{tot}} = \frac{P_{\text{hyd}}}{P_1} \quad [\%] \quad (2.5)$$

$$P_1 > P_2 > P_{\text{hyd}} \quad [\text{W}] \quad (2.6)$$

Le rendement est toujours inférieur à 100% car la puissance fournie est toujours supérieure à la puissance hydraulique en raison de pertes dans les composants du système moto-pompe.

Le rendement total de l'ensemble est le produit des rendements individuels:

$$\eta_{\text{tot}} = \eta_{\text{moteur}} \cdot \eta_{\text{pompe}} \quad [\%] \quad (2.7)$$

Le débit où la pompe a un rendement plus élevé s'appelle le point optimal ou le meilleur point du rendement.

### 2.2.6. 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 interne 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 2.6,A et B).

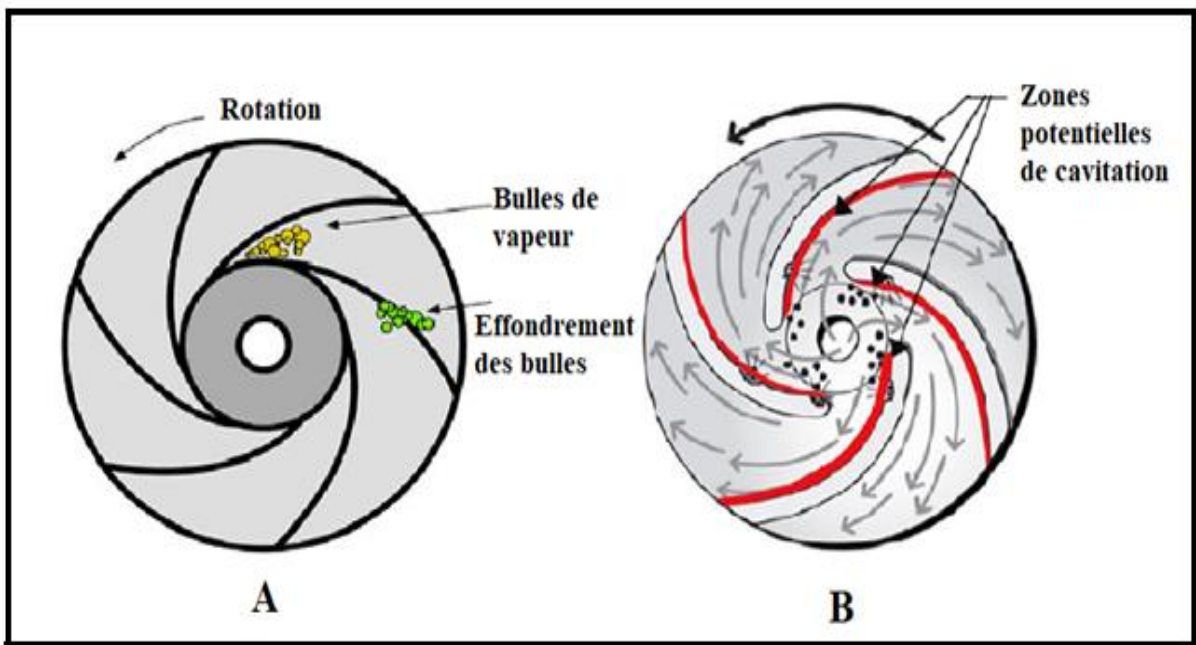


Figure 2.6: Cavitation pour les pompes centrifuges [30].

La valeur NPSH est absolue et toujours positive. NPSH est indiqué en mètres [m] comme la hauteur [30] (Figure 2.7).

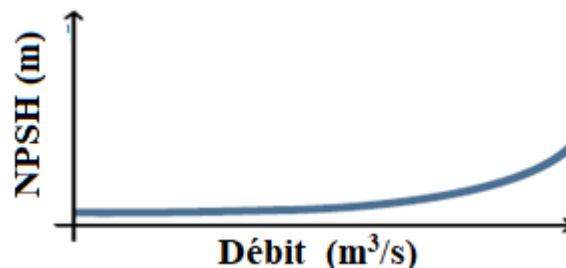


Figure 2.7: Courbe du NPSH d'une pompe centrifuge [30].

Pour but d'assurer de meilleures performances des pompes centrifuges, des vérifications de plusieurs paramètres doivent être examinés. L'un de ces paramètres est la hauteur nette absolue à l'aspiration (NPSH) du liquide à la roue de la pompe [31].

Deux valeurs de NPSH doivent être vérifiées : la hauteur nette à l'aspiration requise (**NPSH<sub>req</sub>**) et la hauteur nette à l'aspiration disponible (**NPSH<sub>disp</sub>**). Le NPSH<sub>req</sub> est déterminé par le fabricant de la pompe. Cette valeur dépend de:

- La géométrie de la roue,
- Le débit de la pompe,
- La vitesse de rotation,
- La nature du liquide, etc.

Pour obtenir un bon fonctionnement des pompes centrifuges, il faut que la valeur du NPSH<sub>disp</sub> soit supérieure à celle du NPSH<sub>req</sub> afin d'éviter la cavitation. [31].

$$\text{NPSH}_{\text{disp}} > \text{NPSH}_{\text{req}} \quad (2.8)$$

### 2.3. 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) [31]. Ces lois sont comme suite:

#### A diamètre constant

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 \quad (2.9)$$

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{N_2}{N_1} \quad (2.10)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 \quad (2.11)$$

Pour la plus part des machines hydrauliques, la puissance est proportionnelle au cube à la vitesse de rotation et le débit est proportionnel à cette vitesse.

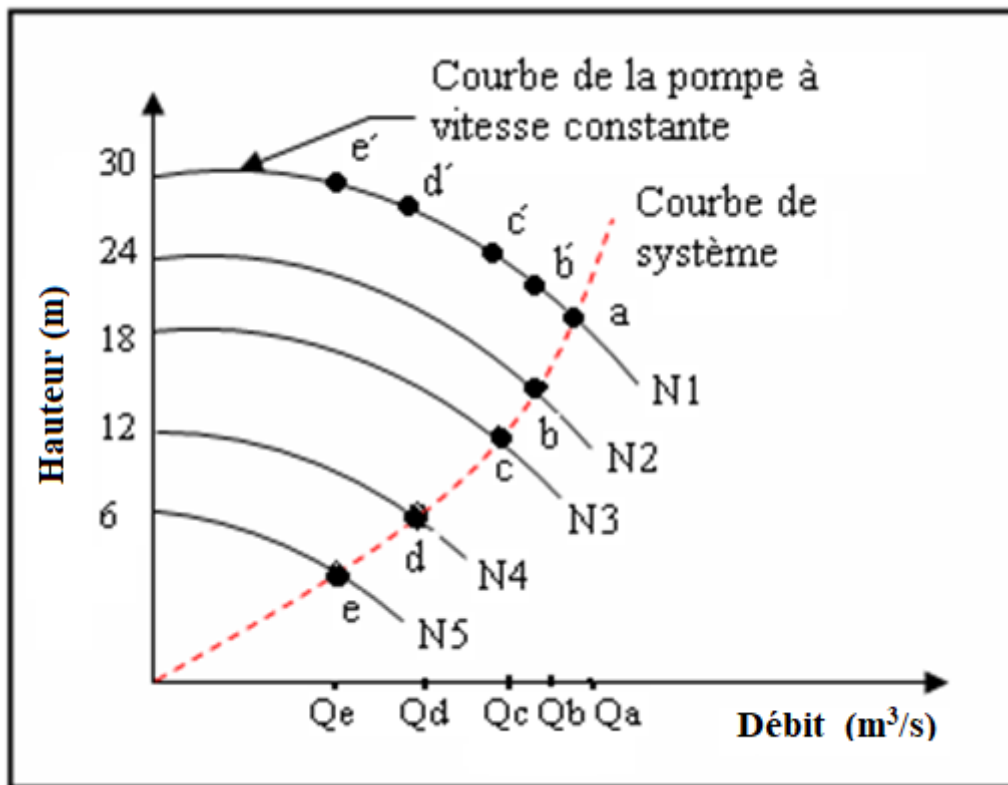
#### A vitesse constante :

$$\frac{H_1}{H_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \quad (2.12)$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \quad (2.13)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 \quad (2.14)$$

La (Figure 2.8) 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.



**Figure 2.8 :** Courbe à vitesse constante par rapport aux courbes à vitesse variable [31].

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

#### 2.4. Performances d'une pompe centrifuge testée :

Dans le présent chapitre, des essais expérimentaux ont été réalisés par (Ladouani .A) [3] 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.

Les (Figure 2.9, (A, B) et 2.10) montrent une représentation simple d'une pompe centrifuge et leur roue à aubes.

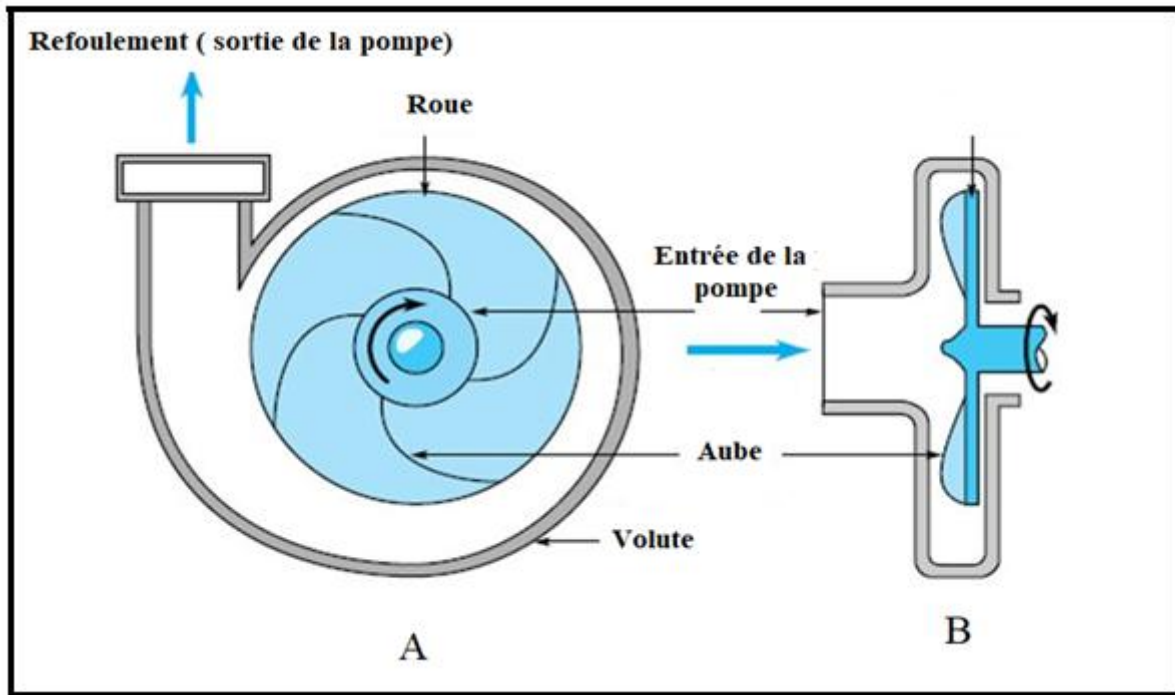


Figure 2.9 : Représentation d'une pompe centrifuge.

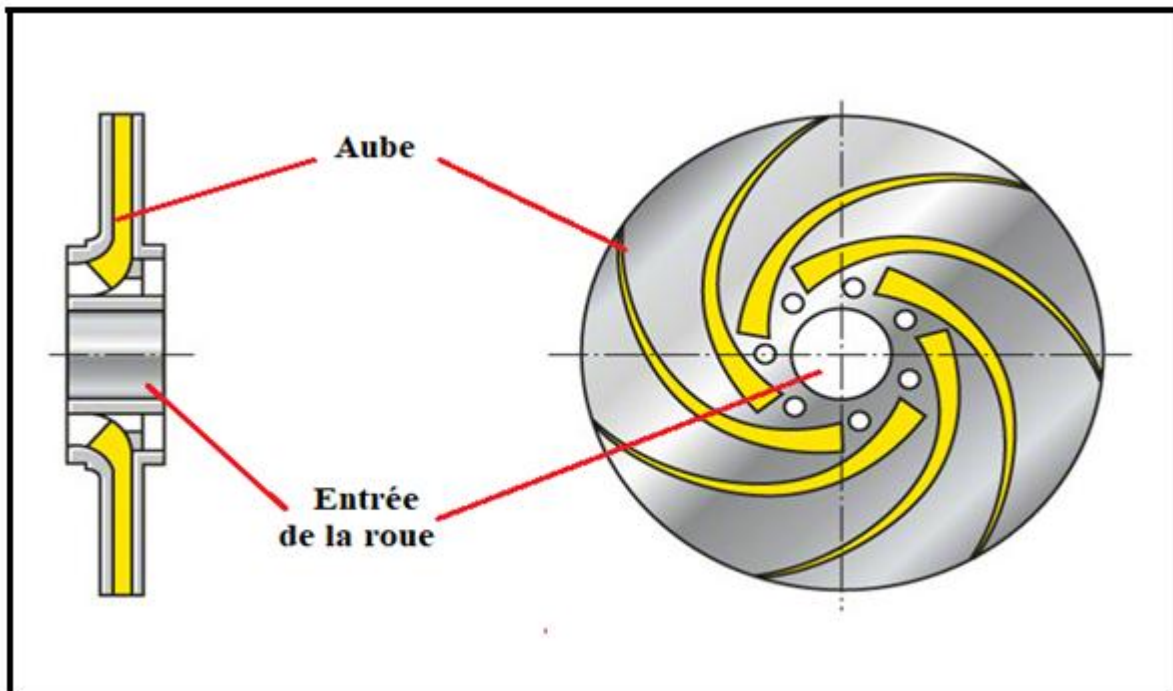


Figure 2.10: Roue d'une pompe centrifuge.

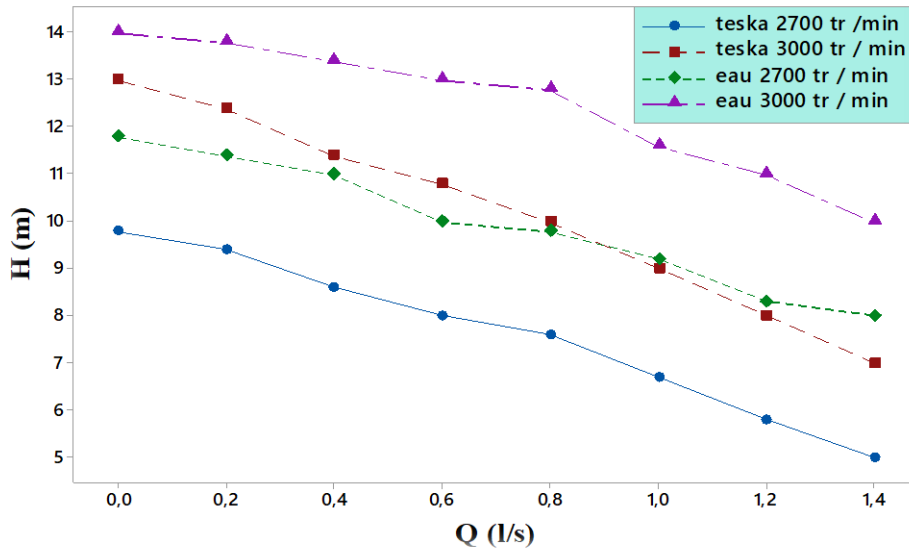
Les caractéristiques géométriques de la roue de la pompe testée sont rassemblées dans le (Tableau 2.1)

Tableau 2.1 : Caractéristiques géométriques de la roue de la pompe [3].

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

### 2.4.1. Caractéristiques Hauteur - Débit

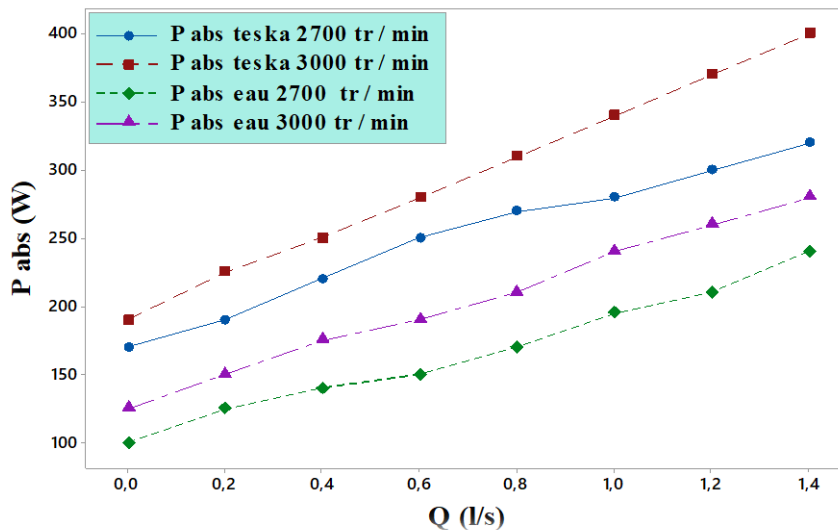
La (Figure 2.11) montre l'influence de la viscosité et la vitesse de rotation sur la caractéristique hauteur - débit ( $H-Q$ ) lors du pompage de l'eau ( $\nu = 1$  cSt) et huile Teska ( $\nu = 75$  cSt). La hauteur ( $H$ ) augmente proportionnellement avec la vitesse de rotation ( $N$ ) et elle diminue lorsque la viscosité ( $\nu$ ) augmente.



**Figure 2.11** : Influence de la viscosité et la vitesse de rotation sur les caractéristiques  $H-Q$  [3].

### 2.4.2. Caractéristiques Puissance – Débit

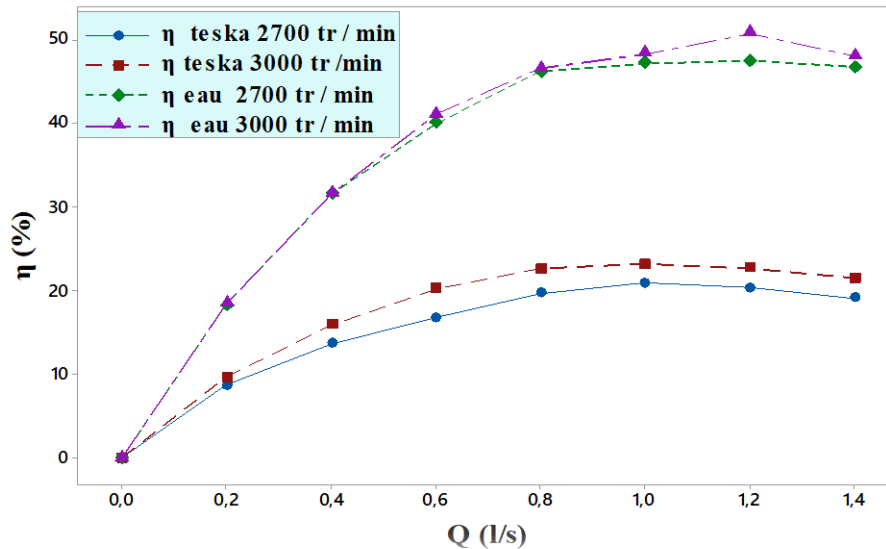
La (Figure 2.12) montre l'influence de la viscosité et la vitesse de rotation sur la caractéristique puissance - débit ( $P-Q$ ) lors du pompage de l'eau ( $\nu = 1$  cSt) et huile Teska ( $\nu = 75$  cSt). La puissance absorbée ( $P_{abs}$ ) augmente proportionnellement avec la vitesse de rotation ( $N$ ) et la viscosité ( $\nu$ ).



**Figure 2.12** : Influence de la viscosité et la vitesse de rotation sur les caractéristiques  $P-Q$  [3].

### 2.4.3. Caractéristiques Rendement - Débit

La (Figure 2.13) montre l'influence de la viscosité et la vitesse de rotation sur la caractéristique rendement - débit ( $\eta - Q$ ) lors du pompage de l'eau ( $\nu = 1 \text{ cSt}$ ) et huile Teska ( $\nu = 75 \text{ cSt}$ ). Le rendement de la pompe ( $\eta$ ) augmente proportionnellement avec la vitesse de rotation ( $N$ ) et il diminue lorsque la viscosité ( $\nu$ ) augmente.



**Figure 2.13** : Influence de la viscosité et la vitesse de rotation sur les caractéristiques  $\eta-Q$  [3].

## 2.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté les performances standards des pompes centrifuges et leurs courbes de performances [3], nous pouvons dire :

- La mesure des performances de la pompe centrifuge au pompage des fluides visqueux (exemple : Teska 75 cSt), montre des chutes de hauteur et de rendement de cette pompe.
- l'analyse des courbes de performance montre que :
  - Certaines performances telles que la hauteur, la puissance hydraulique et le rendement de la pompe sont inversement proportionnels à la viscosité par rapport à la puissance absorbée.
  - La vitesse de rotation à une influence remarquable sur les performances de la pompe élaborée, les courbes montrent que l'augmentation de la vitesse de rotation provoque un accroissement des performances de la pompe testée.

# *Chapitre 3*

## **Écoulement interne dans les pompes centrifuges.**

### 3.1. Introduction

L'étude de l'écoulement interne dans les pompes centrifuges présente un grand intérêt afin d'évaluer certains paramètres hydrauliques à l'intérieur de ces dernières tels que la vitesse de l'écoulement, la hauteur interne. La détermination de la taille de l'écoulement dans la roue à aubes peut être calculée au moyen des triangles des vitesses des pompes centrifuges et l'équation d'Euler [30]. Dans cette partie, nous présentons les modèles utilisées dans le calcul de différentes pertes de la pompe [3].

### 3.2. 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 [32] :

$$\vec{C} = \vec{W} + \vec{U} \quad (3.1)$$

$\vec{C}$  : La vitesse absolue correspond à la vitesse d'une particule de fluide à l'intérieur de la pompe.

$\vec{U}$  : la vitesse tangentielle de la roue (la vitesse d'entraînement) correspondant au mouvement du rotor de la pompe, est exprimée par :

$$\vec{U} = \vec{\Omega} \times \vec{r} \quad (3.2)$$

$\vec{W}$  : La vitesse relative d'une particule de fluide.

### 3.3. Triangles des vitesses et équation d'Euler pour les pompes centrifuges

#### 3.3.1. 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.

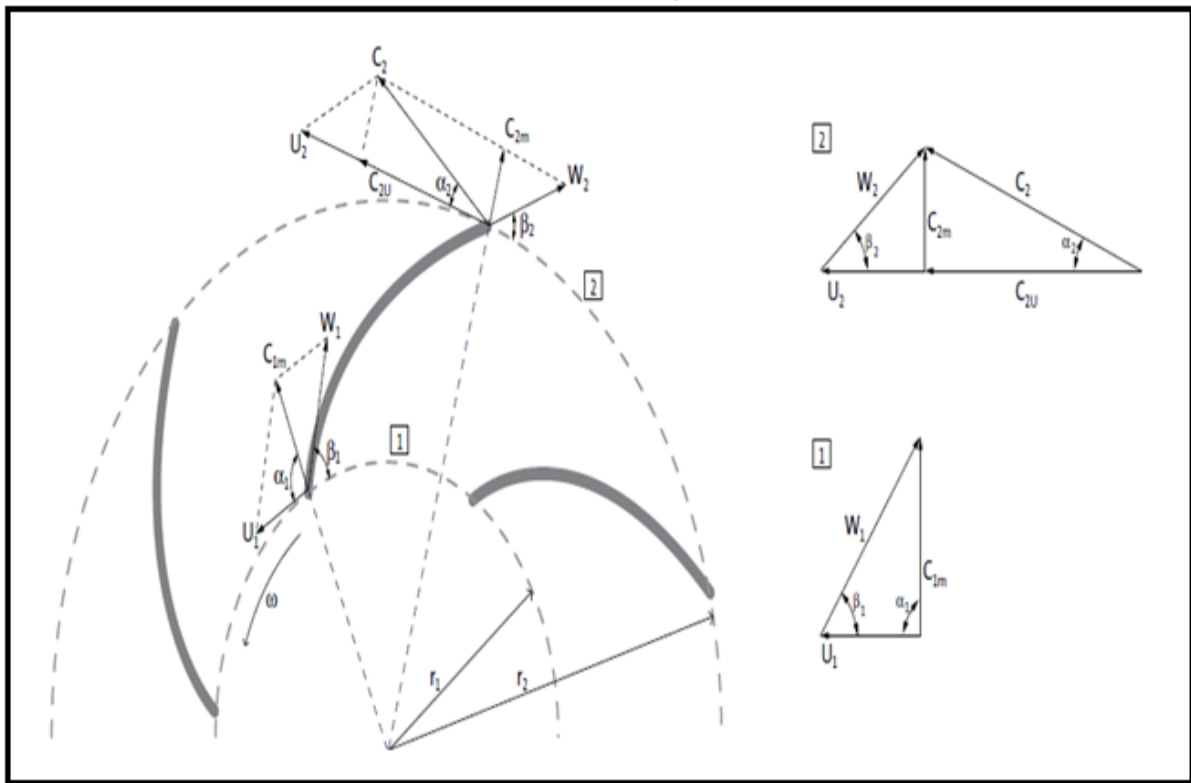
Le triangle de vitesse est illustré à la (Figure 3.1),

Où :

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

$\beta$  : l'angle d'écoulement relatif par rapport à la direction tangentielle d'une particule du fluide [30].

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



**Figure 3.1 :** Triangle des vitesses à l'entrée et à la sortie de la roue d'une pompe centrifuge [30].

**3.3.1.1 .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  $\alpha_1 = 90^\circ$ . Le triangle de vitesse est tracé comme indiqué à la (Figure 3.1 la position 1) [30].

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 3.2). Pour une roue radiale c'est:

$$A_1 = 2\pi \cdot r_1 \cdot b'_1 \quad [m^2] \tag{3.3}$$

Ou :

$r_1$  = 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:

$$C_{1m} = \frac{Q_{roue}}{A_1} \quad \left[ \frac{m}{s} \right] \tag{3.4}$$

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 [30]:

$$U_1 = 2\pi \cdot r_1 \cdot \frac{n}{60} = r_1 \cdot \omega \quad \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (3.5)$$

$\omega$  = fréquence angulaire [ $s^{-1}$ ]

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

Sur la base de  $\alpha_1$ ,  $C_{1m}$  et  $U_1$ , de la position 1 de la figure 3.1 l'angle de l'écoulement relatif  $\beta_1$  peut être calculé mais sans rotation de la roue ( $C_1 = C_{1m}$ ), donc on peut écrire:

$$\tan \beta_1 = \frac{C_{1m}}{U_1} \quad (3.6)$$

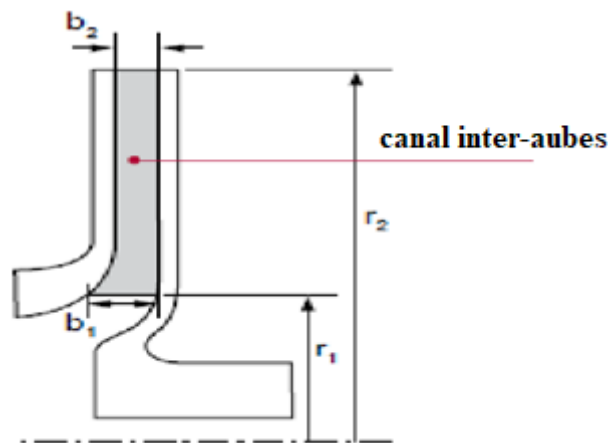


Figure 3.2 : Roue radiale d'une pompe centrifuge [30].

### 3.3.1.2. Sortie de la roue

le triangle de vitesse à la sortie est tracé comme indiqué sur la (Figure 3.1, position 2). Pour une roue à aubes radiales, la zone à la sortie de la roue est déterminé comme suit [30]:

$$A_2 = 2\pi \cdot r_2 \cdot b_2 \quad [m^2] \quad (3.7)$$

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

$$C_{2m} = \frac{Q_{roue}}{A_2} \quad \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (3.8)$$

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

$$U_2 = 2\pi \cdot r_2 \cdot \frac{n}{60} = r_2 \cdot \omega \quad \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (3.9)$$

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

$$W_2 = \frac{C_{2m}}{\sin \beta_2} \quad \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (3.10)$$

et  $C_{2u}$  peut être calculée comme suite :

$$C_{2u} = U_2 - \frac{C_{2m}}{\tan \beta_2} \quad \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (3.11)$$

### 3.3.2. 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 [30]. La hauteur théorique d'une roue à aube est donnée par la relation d'Euler [33] :

$$H_{th} = \frac{1}{g}(C_{2U} \cdot U_2 - C_{1U} \cdot U_1) \quad (3.12)$$

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

$$C_{1U} = 0 \rightarrow H_{th} = \frac{1}{g}(C_{2U} \cdot U_2) \quad (3.13)$$

Etant donné que :

$$C_{2U} = U_2 - \frac{C_{2m}}{\text{tg}\beta_2} \quad \text{et} \quad C_{2m} = \frac{Q}{\pi \cdot D_2 \cdot b_2} \quad (3.14)$$

On obtient par remplacement:

$$H_2 = H_{th} = \frac{U_2^2}{g} - \frac{U_2 \cdot Q}{\pi \cdot g \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \text{tg}\beta_2} \quad (3.15)$$

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  $\beta_2$  (Figures : 3.3 et 3.4).

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: [33].

$$H_1 = H_{th} = \frac{U_1^2}{g} - \frac{U_1 \cdot Q}{\pi \cdot g \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot \text{tg}\beta_1} \quad (3.16)$$

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

$$H_{th} = H_2 - H_1 \quad (3.17)$$

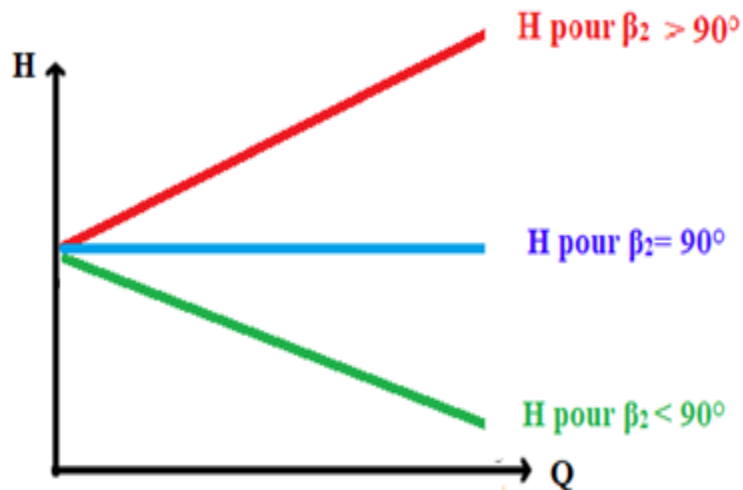


Figure 3.3 Courbes théoriques de la pompe centrifuge [30].

### 3.3.3. 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 [30, 33].

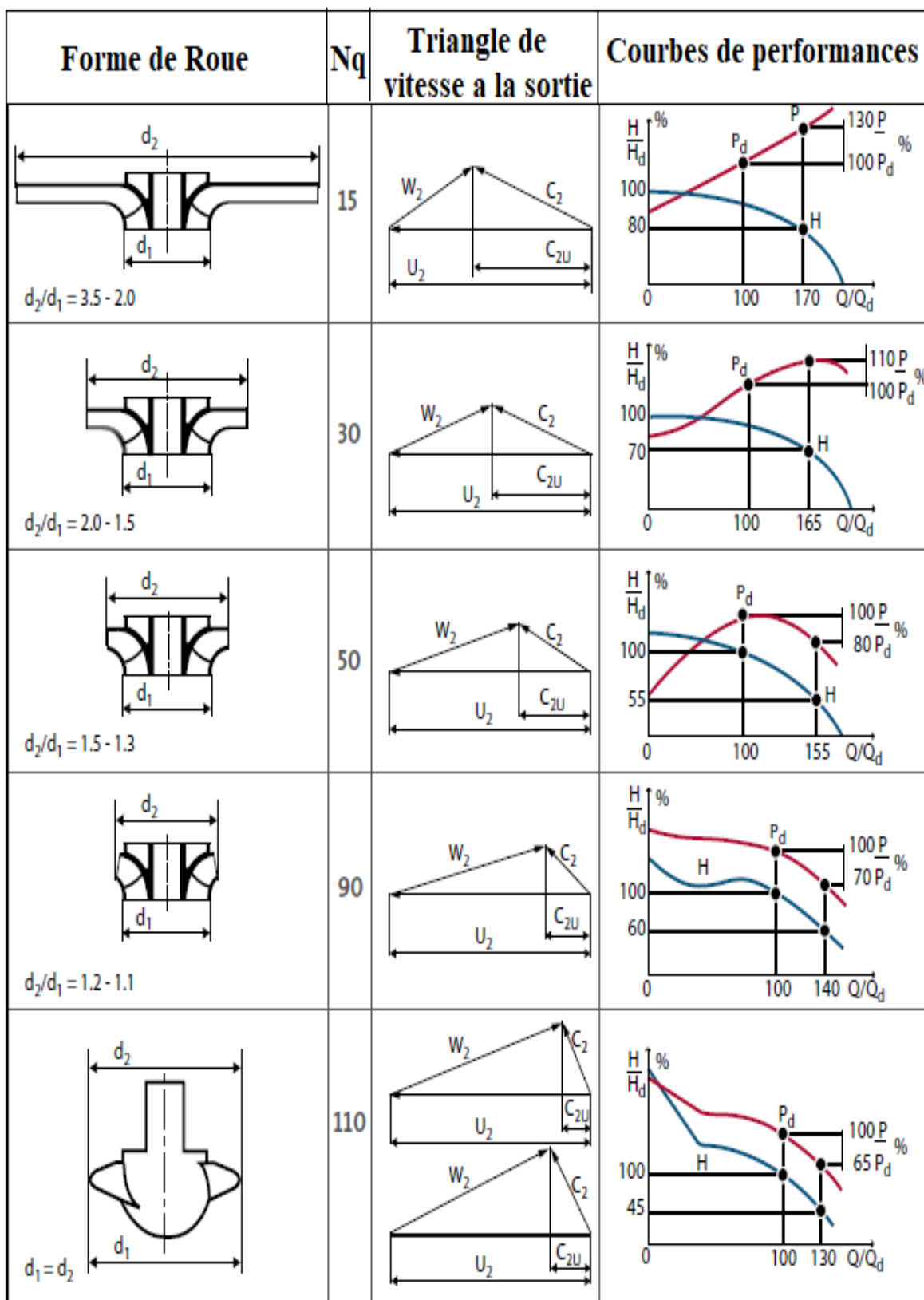
$$N_q = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (3.18)$$

$n$  : la vitesse de rotation en : tr/min,

$Q$  : le débit de pompe en;  $m^3/s$

$H$  : la hauteur de refoulement en; mètres

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 la valeur 30 et 150 de  $N_q$ , se trouvent tous les types de pompes intermédiaires [27,30]. (Figure.3.5).

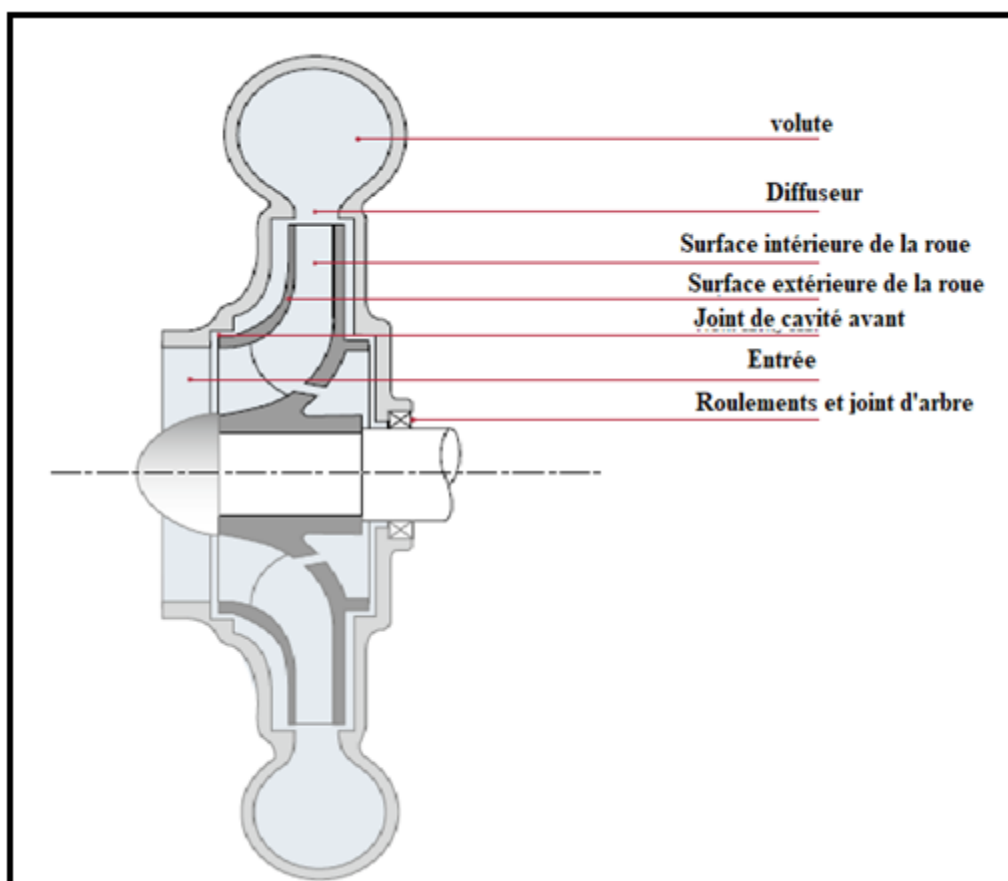


**Figure 3.4:** Forme de la roue, triangle de vitesse à la sortie et courbe de performance en fonction de la vitesse spécifique Nq [30]

### 3.4. Pertes de charge des pompes centrifuges

L'équation d'Euler montre une représentation simple et sans perte des performances des pompes centrifuges au niveau de la roue. Mais en raison de certains types de pertes hydrauliques et mécaniques dans la roue à aubes et dans les différentes parties de la pompe, les performances de la pompe sont inférieures aux prévisions de l'équation d'Euler [30].

Les différents types de pertes dans les pompes centrifuges peuvent être distingués en pertes internes et pertes externes (mécaniques). Les pertes internes sont des pertes hydrauliques ou des pertes par frottement de la roue à aube, des pertes d'étanchéité entre la roue et le corps de la pompe au niveau des joints d'arbre. Les pertes externes (mécaniques) représentent les pertes due au frottement des roulements ou de s joints d'étanchéité (Figure 3.6) [34].



**Figure 3.5:** Composants causant des pertes de charge des pompes centrifuges.[30]

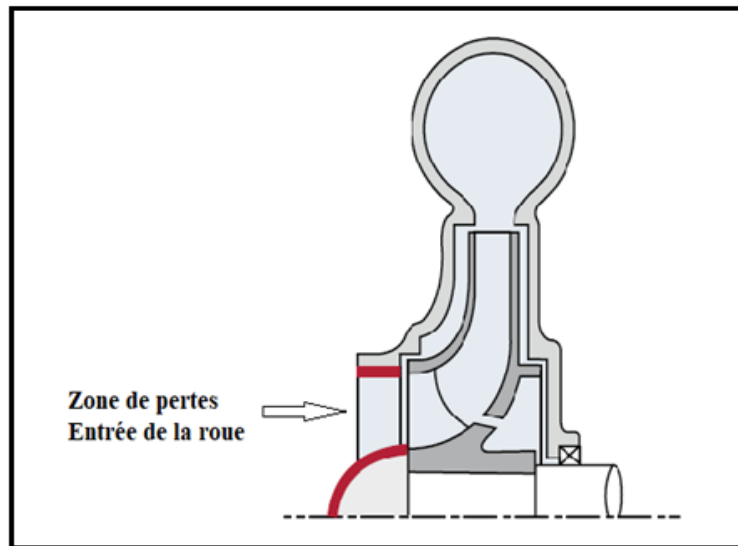
Dans cette partie, nous décrivons les différents types de pertes et introduisons des modèles simples afin de calculer et déterminer ces pertes, ce calcul nous permet de connaître l'impacte de chaque type de perte sur les performances de la pompe. Cette détermination est basée sur les résultats expérimentaux,

les paramètres de la géométrie de la pompe élaborée et les propriétés des liquides testées [3].

### 3.4.1. Pertes hydrauliques

#### 3.4.1.1. Perte par choc

Les pertes par choc sont les plus importantes par rapport aux autres pertes hydrauliques, ce type des pertes se trouve à l'entrée de la roue et causé par le décalage de liquide avec les angles métalliques de la pompe (inadéquation de l'angle de fluide avec les angles métalliques) (Figure 3.7). Ces pertes existent partout dans la gamme du débit de la pompe [34]. Une augmentation de la la différence de vitesse de l'écoulement entre les deux cotés de l'aube de la roue provoque des pertes par choc [35].



**Figure 3.6 :** Zone des pertes par choc - pompe centrifuge radiale [30].

Ces pertes sont calculées par l'équation suivante :

$$h'_1 = K(Q_i - Q_s)^2 \quad (3.19)$$

Ou :

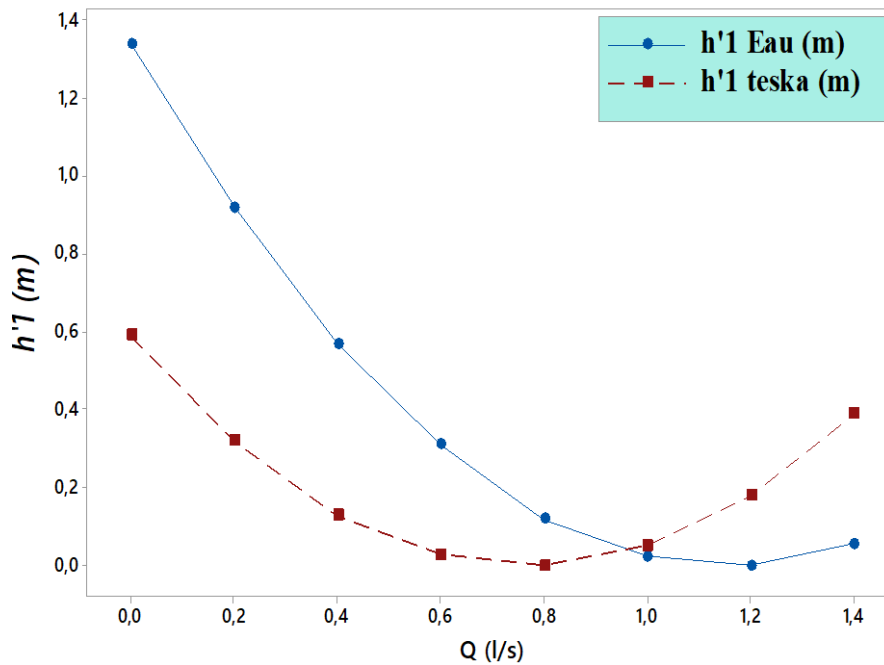
$$Q_i = Q + Q_{fuit} \quad (3.20)$$

$$Q_{fuit} = \frac{4.1Q_s}{n_s^{1.6}} \quad (3.21)$$

$$n_s = \frac{N \times Q^{0.5}}{H^{0.75}} \quad (3.22)$$

$K$  : le coefficient de perte par choc [34] est égal à  $10^6$  .

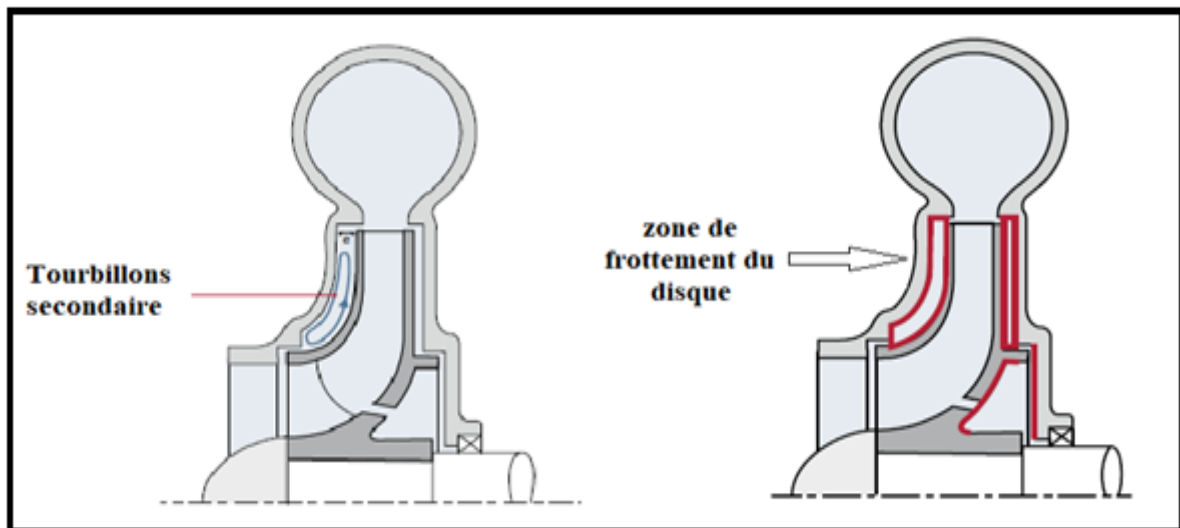
Au démarrage de la pompe et aux faibles débits, les pertes par choc sont importantes, puis nous remarquons qu'il ya une diminution aux débits optimaux et elles sont de plus en plus importantes si le débit est écarté de la valeur optimale. Les pertes sont importantes pour l'eau par rapport a l'huile teska jusqu'aux valeurs des débits optimaux puis on retrouve le contraire si le débit est écarté de ces valeurs de débit (Figure 3.8).



**Figure 3.7:** Pertes par choc - pompe centrifuge radiale à  $N = 3000$  tr/min.

### 3.4.1.2. Perte par frottement a l'extérieur de disque

En général l'extérieur de la roue à aube d'une pompe centrifuge est environné par un débit d'écoulement. lorsque la roue tourne, un frottement de disque est généré entre le milieu ambiant et l'extérieur du disque, ce qui provoque une perte de charge par frottement du disque [36]. Un mouvement tourbillonnaire est crée par la force centrifuge en raison de la différence de vitesse d'écoulement à la surface de la roue et l'écoulement sur le corps de la pompe (Figure 3.9) [30].



**Figure 3.8:** Frottement du disque dans la pompe - pompe centrifuge radiale [30].

On peut calculer ces pertes par le modèle suivant [34]:

$$h'_2 = f_1 \times \rho \times \omega^3 \times \left(\frac{D}{2}\right)^5 \times \frac{1}{10^9 \times Q_i} \quad (3.23)$$

$f_1$ : Coefficient de Perte par frottement du disque [36].

Ou :

$$f_1 = \frac{2.67}{Re^{0.5}} \quad \text{si} \quad Re < 3 \times 10^5 \quad (3.24)$$

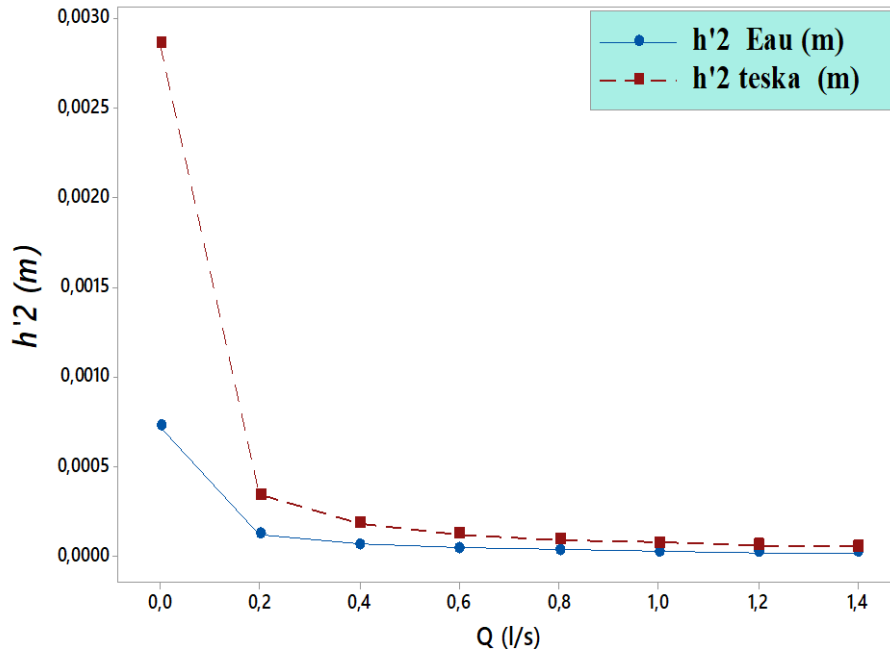
$$f_1 = \frac{0.0627}{Re^{0.2}} \quad \text{si} \quad Re \geq 3 \times 10^5 \quad (3.25)$$

Ou :

$$Re = \frac{u_2 \times D_2}{\nu} \quad (3.26)$$

$$u_2 = \frac{\pi \times D \times N}{60} \quad (3.27)$$

Les pertes par frottement a l'extérieur de disque sont importantes au démarrage de la pompe au la hauteur est maximale, ces pertes sont importantes au pompage de huile teska par rapport à l'eau, la différence des pertes entre les liquides testés sont presque nulles si le débit dépasse la valeur de démarrage (Figure 3.10).



**Figure 3.9** : Perte par frottement a l'extérieur de disque - pompe centrifuge radiale à N = 3000 tr/min.

### 3.4.1.3. Perte par frottement a l'intérieur de disque

Les pertes par frottement à l'intérieur de la roue due au contact du fluide au passage radial sur le plan de la roue avec les limites solides telles que les aubes, roue, boîtier et diffuseur [34].

On peut calculer ces pertes par le modèle suivant :

$$h'_3 = b_2 \times (D_2 - D_1) \times (V_{r1} + V_{r2})^2 \times \frac{1}{2 \sin \beta_2 \times H_r \times 4g} \quad (3.28)$$

$$H_r = \frac{b_2 \times \left(\frac{\pi \times D_2}{Z}\right) \times \sin \beta_2}{b_2 + \left(\frac{\pi \times D_2}{Z}\right) \times \sin \beta_2} \quad (3.29)$$

$$V_{r1} = \frac{V_{m1}}{\sin \beta_1} \quad (3.30)$$

$$V_{r2} = \frac{V_{m2}}{\sin \beta_2} \quad (3.31)$$

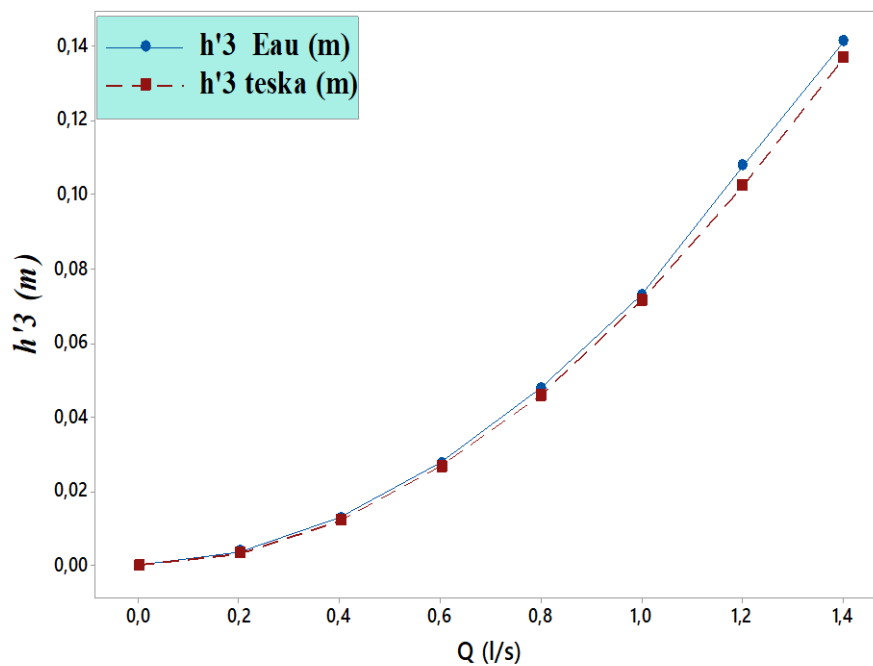
En peut déterminer la vitesse moyenne par la relation suivante [30] :

$$V_{m1} = \frac{Q_i}{A_1} \quad (3.32)$$

$$V_{m2} = \frac{Q_i}{A_2} \quad (3.33)$$

$$A_1 = 2\pi r_1 b_1 \quad (3.34)$$

Les pertes par frottement a l'intérieur de disque augmentent quand le débit augmente, les courbes montrent que pour les mêmes valeurs de débit pompé, les valeurs des pertes sont presque identiques pour l'eau et huile teska (Figure 3.11).



**Figure 3.10:** Perte par frottement a l'intérieur de disque - pompe centrifuge radiale à N = 3000 tr/min.

### 3.4.1.4. Pertes d'aspiration

Les pertes d'aspiration causées par le changement de direction de fluide à l'entrée de la roue, le liquide est dirigé par un angle presque de Zéro degré avant l'entrée de l'aube. Ces pertes dépendent de la vitesse d'écoulement  $V_1$  [36].

La détermination de ces pertes est comme suit :

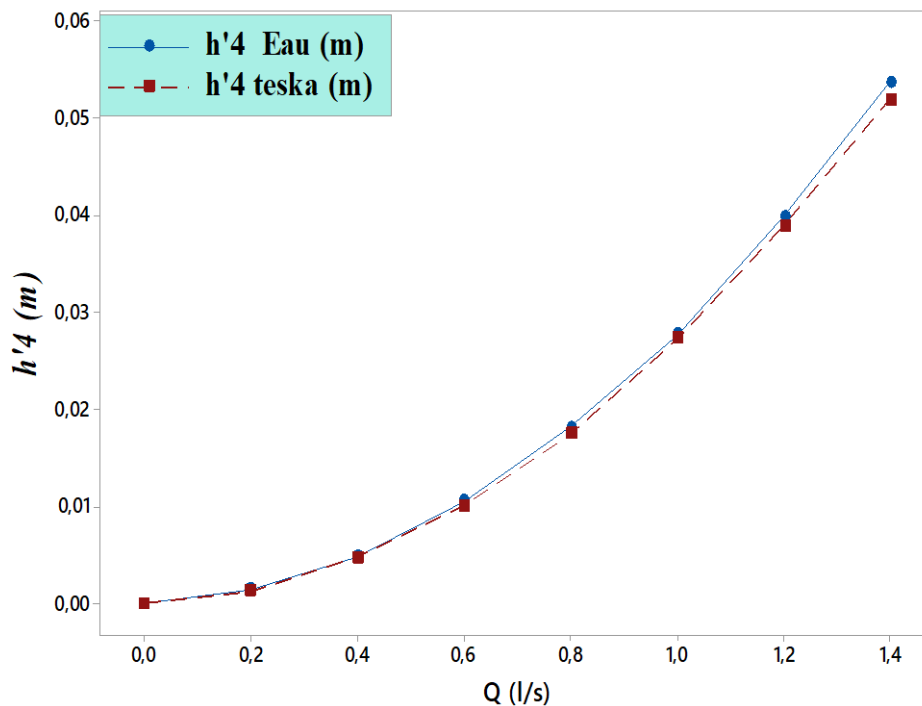
$$h'_4 = f_2 \times V_1^2 \times \frac{1}{2g} \quad (3.35)$$

$f_2$  : Le coefficient de frottement de l'écoulement est égale à : 0,2 à 0,3.

Ou :

$$V_1 = V_{m1} \quad (3.36)$$

Les courbes de la (Figure 3.12) montrent que les pertes d'aspiration augmentent quand le débit d'écoulement augmente, nous pouvons remarquer que pour les mêmes valeurs de débit, les valeurs des pertes d'aspiration sont presque identiques pour l'eau et huile teska.



**Figure 3.11:** Pertes d'aspiration - pompe centrifuge radiale à  $N = 3000$  tr/min.

### 3.4.1.5. Pertes volute

En général, le rôle de la volute est de collecter le fluide venant de la roue de la pompe centrifuge [37]. Ce type des pertes est causé par l'inadéquation de la vitesse du fluide à la sortie de la roue et de la vitesse d'écoulement dans la gorge volute [34].

En détermine les pertes volute par la relation suivante :

$$h'_5 = C_v \times V_3^2 \times \frac{1}{2g} \quad (3.37)$$

Ou :

La vitesse à la gorge volute :

$$V_3 = \frac{Q}{A_3} \quad (3.38)$$

Le coefficient de débit volute :

$$C_v = 1 + \left(0.02 \times \frac{L_{vm}}{D_{vm}}\right) \quad (3.39)$$

La longueur circonférentielle volute :

$$L_{vm} = \frac{\pi \times D_2}{8} \quad (3.40)$$

Le diamètre circonférentiel volute:

$$D_{vm} = \frac{D_2}{8} \quad (3.41)$$

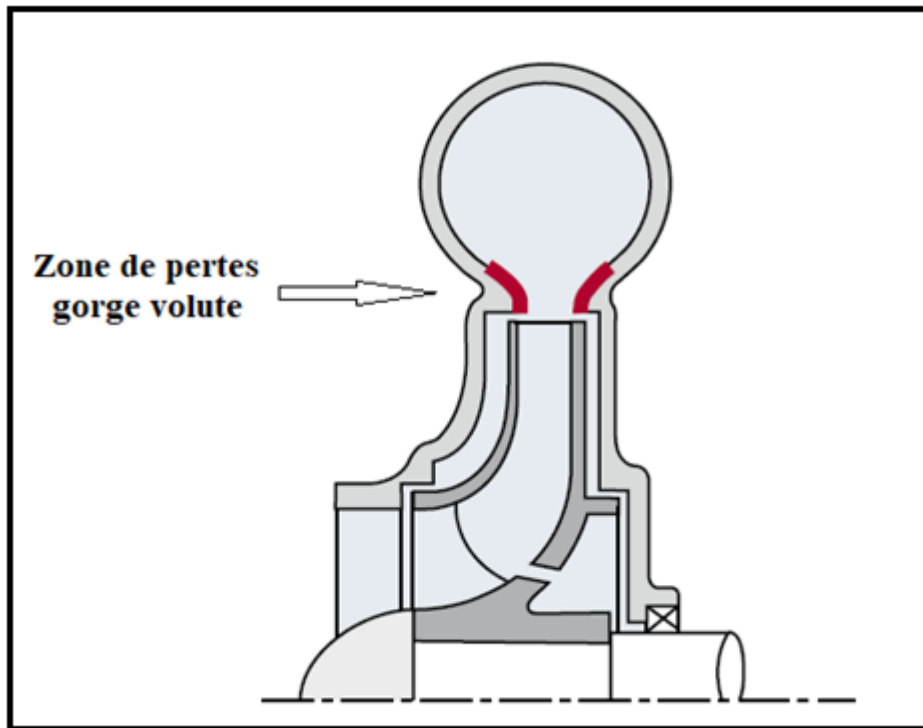
$A_3$ : est la zone à la gorge volute (Figure 3.13) [36].

$$A_3 = 2\pi r_3 b_3 \quad (3.42)$$

$$D_3 = 1.1 \rightarrow 1.2 D_2 \quad (3.43)$$

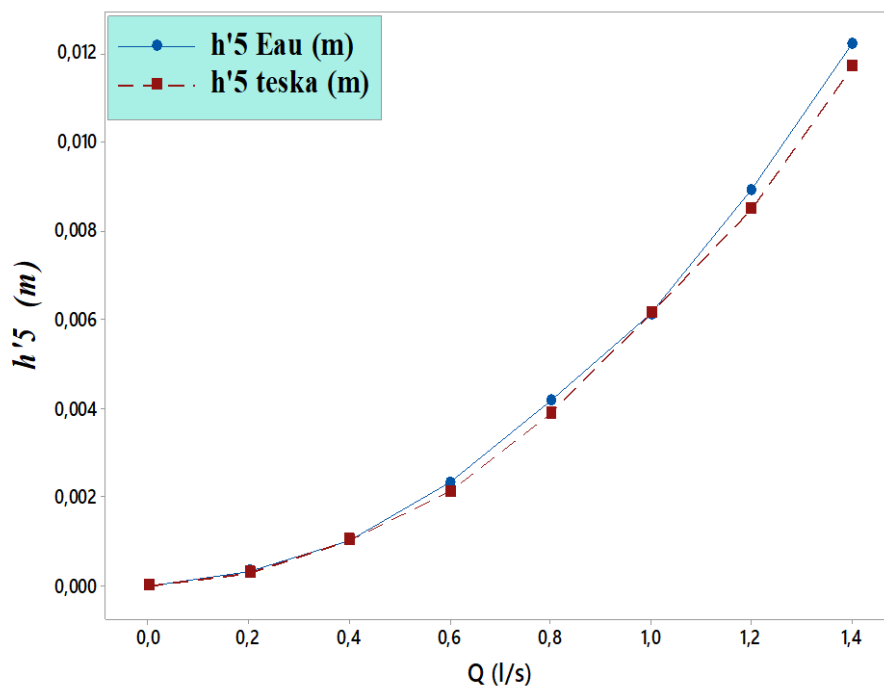
$$\frac{b_3}{b_2} = 1.4 \rightarrow 1.8 \text{ pour les hautes } n_s. \quad (3.44)$$

$$\frac{b_3}{b_2} = 2 \text{ pour les faibles } n_s \quad (3.45)$$



**Figure 3.12** : Zone de perte a la gorge volute - pompe centrifuge radiale [30].

L'analyse de la (Figure 3.14) montre que les pertes volute augmentent quand le débit augmente, nous pouvons dire aussi que pour les mêmes valeurs de débit, les valeurs des pertes sont presque identiques pour l'eau et huile teska.



**Figure 3.13**: Pertes volute - pompe centrifuge radiale à  $N = 3000$  tr/min.

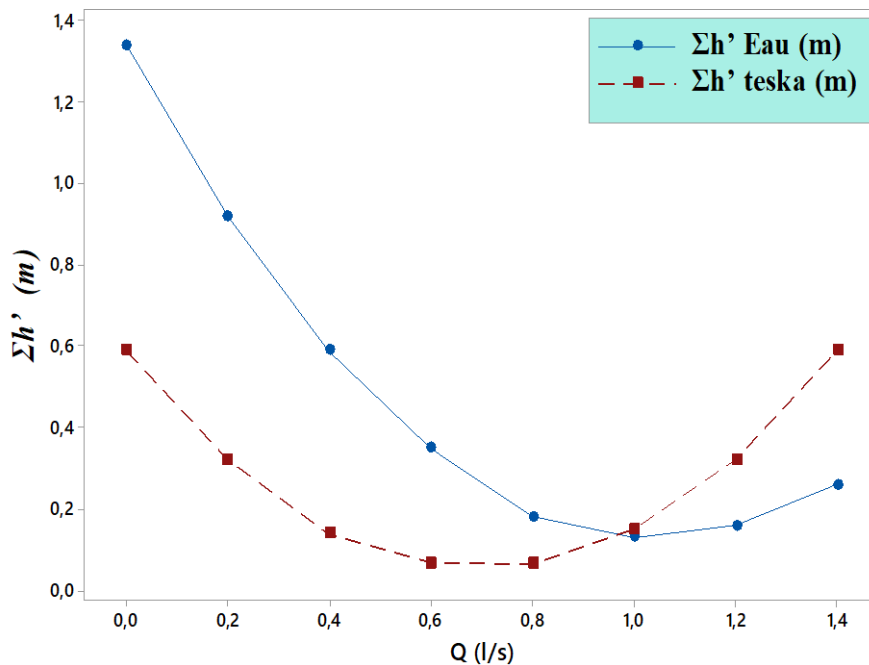
### 3.4.1.6. Somme des pertes de la hauteur

On peut déterminer la somme des pertes de la hauteur par la relation suivante :

$$\sum h' = h'_1 + h'_2 + h'_3 + h'_4 + h'_5 \quad (3.46)$$

Au démarrage de la pompe, la somme des pertes est importante, puis nous remarquons qu'il ya une diminution aux valeurs de débits optimaux et elles sont de plus en plus importantes si le débit est écarté de la valeur optimale.

Les pertes sont importantes pour l'eau par rapport a huile teska jusqu'aux valeurs de débit optimaux puis on retrouve le contraire si le débit est écarté aux ces valeurs de débit (Figure 3.15).

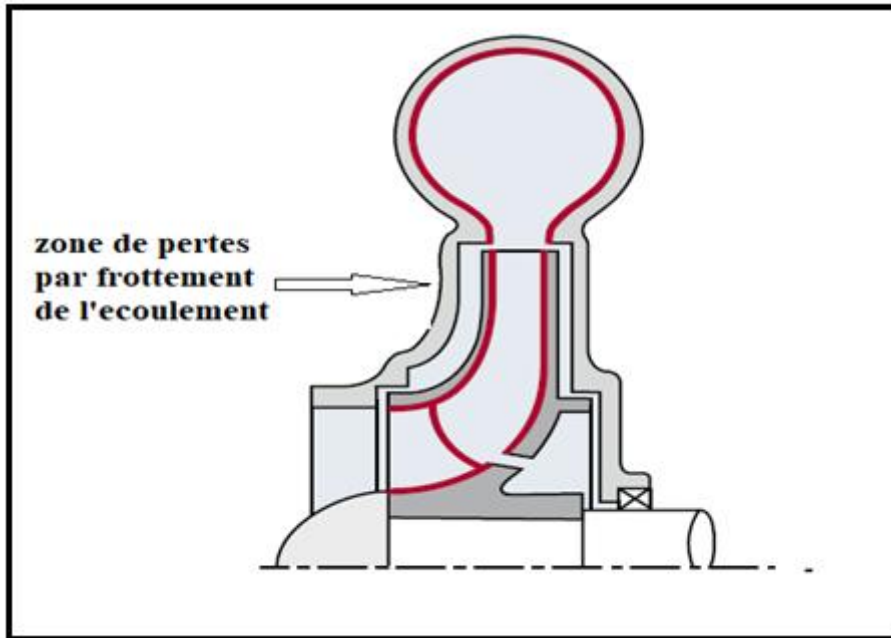


**Figure 3.14:** La somme des pertes de la hauteur - pompe centrifuge radiale à N = 3000 tr/min.

## 3.4.2. pertes de puissance

### 3.4.2.1. Pertes de puissance hydraulique

Le frottement de l'écoulement des fluides à l'intérieur de la pompe centrifuge entraîne une chute de la hauteur manométrique. Cette réduction de la hauteur provoque une perte de puissance hydraulique, la taille de ce type des pertes dépend de la rugosité de la surface interne de la pompe et la vitesse de l'écoulement par rapport à cette surface (Figure 3.16) [30].



**Figure 3.15** : Frottement de l'écoulement - pompe centrifuge radiale [30].

Afin de calculer les pertes de puissance hydraulique on doit trouver la valeur de la puissance interne ainsi que la valeur de la puissance utile [31].

On peut utiliser la relation suivante pour calculer ces pertes :

$$P'_1 = P_i - P \quad (3.47)$$

La puissance utile :

$$P = Q \cdot \rho \cdot g \cdot H \quad (3.48)$$

La puissance interne :

$$P_i = Q_i \cdot \rho \cdot g \cdot H_i \quad (3.49)$$

La hauteur interne :

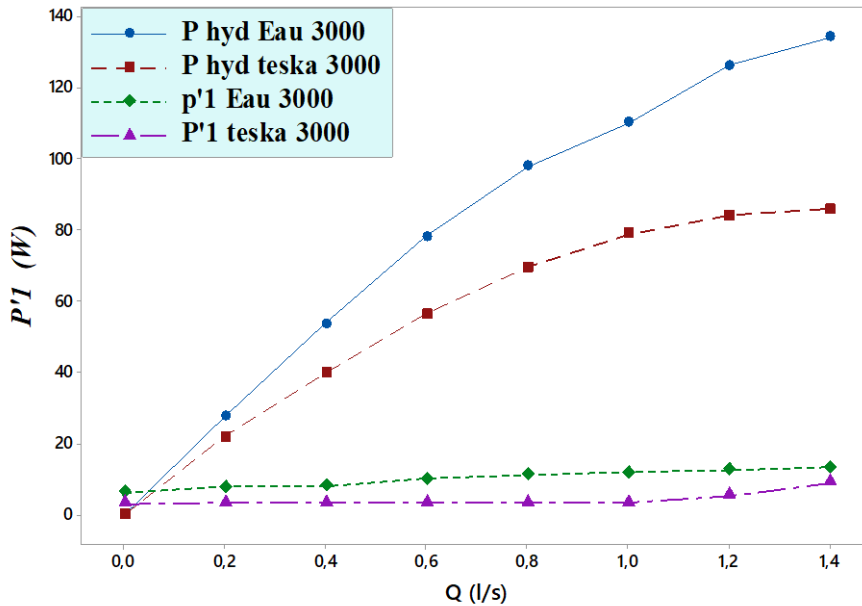
$$H_i = H + h'_h + h'_2 \quad (3.50)$$

Les pertes hydrauliques :

$$h'_h = h'_1 + h'_3 + h'_4 + h'_5 \quad (3.51)$$

L'analyse de la (Figure 3.17) montre que les pertes de puissance hydraulique pour l'eau sont importantes par rapport à l'huile teska.

L'augmentation de la viscosité provoque une diminution des pertes de puissance hydraulique, mais d'une façon générale les valeurs de ces pertes sont presque négligeables.



**Figure 3.16:** Pertes de puissance hydraulique pour l’eau et teska - pompe centrifuge radiale à N = 3000 tr/min.

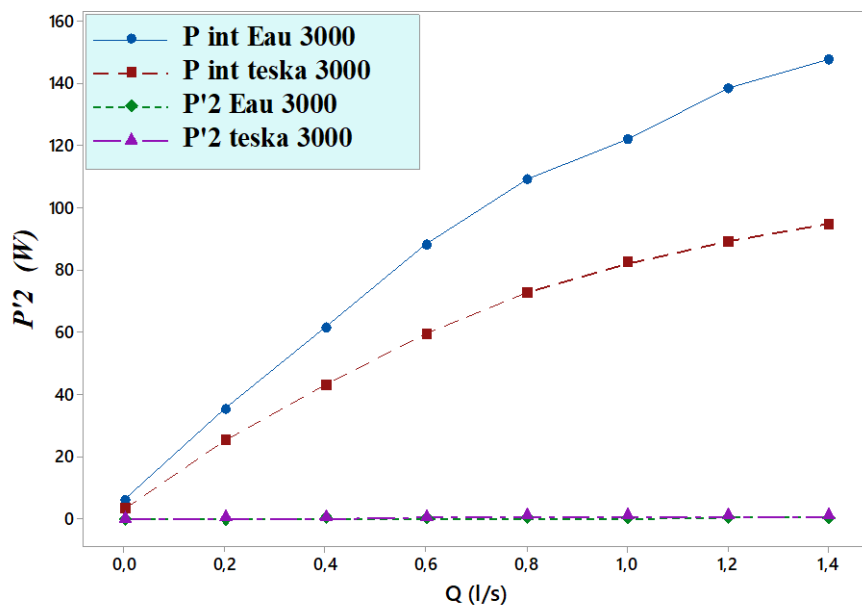
### 3.4.2.2. Pertes de puissance par frottement de disque

Les faces externes de la roue frottent sur le fluide environnant et absorbent une certaine puissance appelée pertes de puissance par frottement de disque [35].

On détermine les pertes de puissance par frottement du disque par la relation suivante [35] :

$$P'_2 = f_1 \times P_1 \tag{3.52}$$

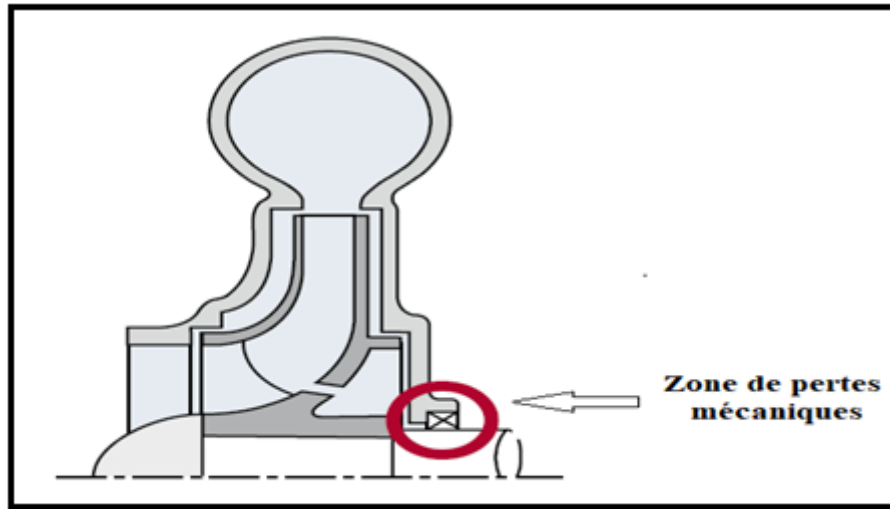
L’analyse de la (Figure 3.18) montre que les pertes de puissance par frottement de disque pour l’eau et huile teska sont nulles presque.



**Figure 3.17:** Pertes de puissance par frottement de disque pour l’eau et teska - pompe centrifuge radiale à N = 3000 tr/min.

**3.4.2.3. Pertes de puissance mécanique**

pour faire le couplage des pompes centrifuges, il est nécessaire d'utiliser des composants mécaniques tels que les roulements, joints d'arbre. Tous ces composants causent des pertes mécaniques, la valeur de ces pertes peut varier avec la pression et la vitesse de rotation (Figure 3.19) [30].



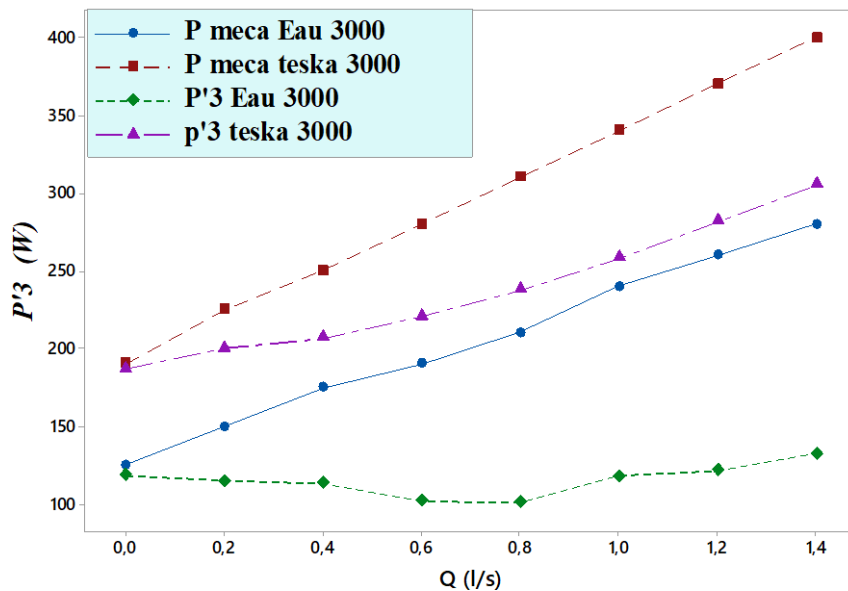
**Figure 3.18** : Frottement mécanique - pompe centrifuge radiale [30].

On peut déterminer ce type des pertes [35] par la relation suivante :

$$P'_3 = P_{mec} - P_i \tag{3.53}$$

L'analyse de la (Figure 3.20) montre que les pertes de puissance mécanique sont importantes pour l'huile Teska par rapport à l'eau.

Donc l'augmentation de la viscosité provoque une perte de puissance mécanique importante.



**Figure 3.19** : Pertes de puissance mécanique pour l'eau et teska - pompe centrifuge radiale à N = 3000 tr/min.

### 3.5. Conclusion :

Dans ce chapitre, l'étude de l'écoulement interne dans les pompes centrifuges nous a 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.

Le calcul de certains types de pertes dans la pompe centrifuge testée [3] montre que :

- Les pertes par choc sont importantes par rapport aux autres pertes de la hauteur telles que les pertes par frottement de la roue, d'aspiration, etc.....
- L'effet de la viscosité est non remarquable pour certains modèles tels que le modèle des pertes par frottement de la roue, pertes d'aspiration et pertes volute, donc on peut dire que le changement de la viscosité pour ces modèles n'influe pas sur les pertes.
- La géométrie de la pompe a une influence remarquable sur la majorité des modèles des pertes de hauteur.
- Le facteur de la viscosité n'est pas le seul paramètre qui provoque une variation des performances de la pompe, la géométrie de la pompe influe aussi sur ces caractéristiques.

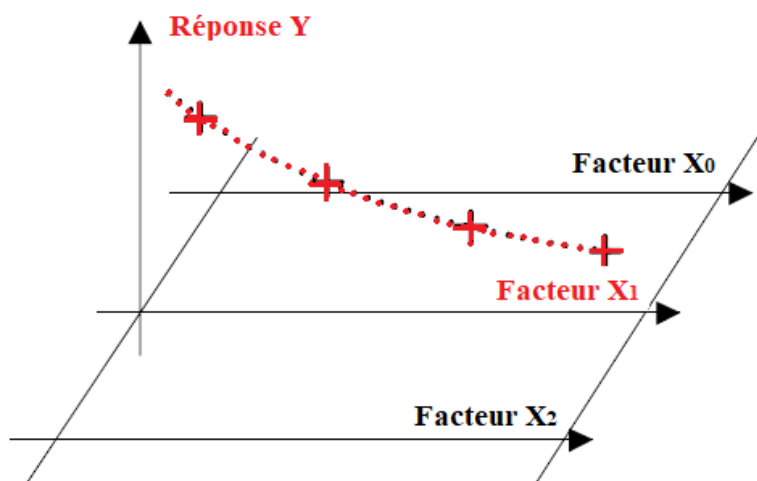
# *Chapitre 4*

## **Plans d'expériences.**

## 4.1. Introduction

Dans ce chapitre, nous allons présenter la méthode des plans d'expérience. Cette partie montre l'intérêt et les fondements de base de cette méthode afin de faciliter la compréhension de son utilisation dans le prochain chapitre.

Dans tous les domaines, il est habituel d'étudier les phénomènes qui dépendent de plusieurs facteurs influents. Cette méthode traditionnelle n'est pas toujours la bonne solution puisqu'elle a pour but de fixer le niveau de tous les facteurs et de mesurer la valeur de la réponse pour plusieurs valeurs du facteur mobile [38] (Figure 4.1).



**Figure 4.1** : Méthode traditionnelle d'expérimentation [38].

Le facteur  $X_1$  prend des différents niveaux, les autres facteurs sont fixés.

Si on va étudier plusieurs facteurs, on doit répéter cette méthode pour chaque facteur. Par exemple, une étude de sept (07) facteurs à quatre (04) niveaux, on doit réaliser ( $4^7$ ) essais soit 16384 expériences. Ce nombre important d'expériences présente un travail qui prend beaucoup de temps et généralement irréalisable. Deux solutions sont alors possibles :

- Réduire le nombre de niveaux des facteurs étudiés.
- Réduire le nombre des facteurs étudiés.

Mais si on réduit le nombre de facteurs, un doute peut être présenté sur la valeur de la réponse obtenu. Pour une résolution efficace de ce problème, on doit poursuivre une méthodologie rigoureuse afin d'obtenir des bons résultats dans la réalisation des expériences. La méthode des plans d'expériences repose sur des bases statistiques. La différence principale avec la méthode intuitive vient du fait que l'on peut varier tous les niveaux à la fois à chaque expérience. Cette méthode conduit à développer des plans avec un minimum d'expériences et un maximum de précision des résultats obtenus [38].

## 4.2. Aperçu historique

La découverte de la méthode des plans d'expériences n'est pas récente. Un aperçu historique présenté dans la (Figure4.2) montre l'évolution de cette méthode avec le temps [39].

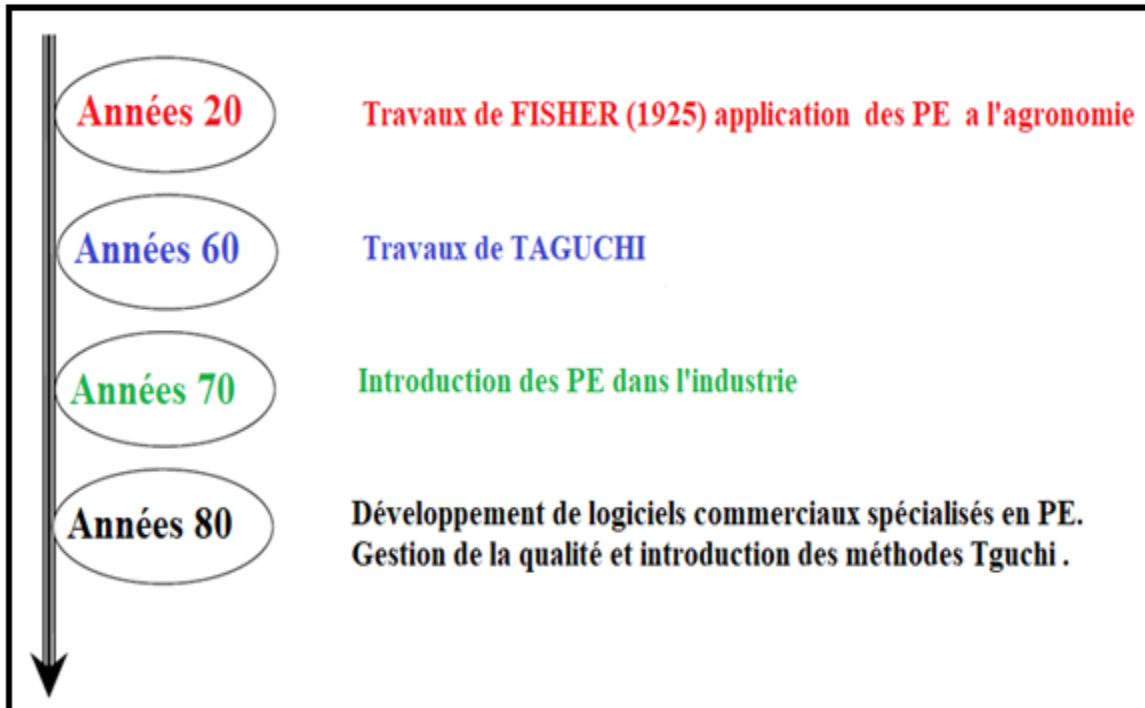


Figure 4.2: Aperçu historique [39].

## 4.3. Contexte et objectifs des plans d'expériences

Un chercheur ou un scientifique est toujours à la recherche des réponses comment un système réagi en fonction des facteurs d'influence. Pour voir cette relation entre les facteurs et les reponses , il est important de mesurer une réponse et d'établir des relations de cause à effet entre les deux ( facteur et reponse) (Figure 4.3) [40].

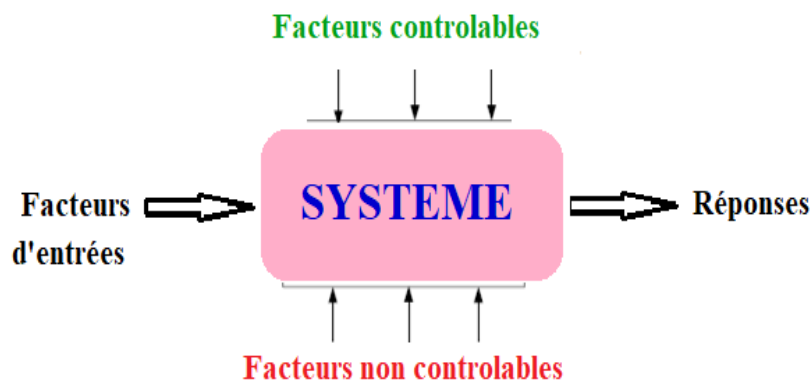


Figure 4.3: Représentation graphique d'un système [40].

Parmi les facteurs, on retrouve :

- Les **facteurs contrôlables** : ce type de facteurs dépend directement du paramètre qu'on peut contrôler (pression, température, ..).
- les **facteurs non contrôlables** : ce type de facteurs n'a aucune relation avec le choix des facteurs contrôlables (environnement des essais, conditions climatiques ...).
- les **facteurs d'entrés** : les facteurs à analyser (pression, vitesse, température,...).

Les facteurs étudiés dans un plan d'expériences sont bien entendu les facteurs d'entrée. Il existe deux types des facteurs d'entrés :

➤ **Facteurs quantitatifs** :

Ce type de facteurs présentent des valeurs mesurable, généralement une variation continue dans le temps, par exemple le volume de l'eau la hauteur manométrique, masse de liquide etc.

➤ **Facteurs qualitatifs** :

Ce type de facteurs montre des valeur non mesurables, comme la qualité, le type, la marque, ou d'autre caractéristiques non quantifiables, ex : le type de huile (minirale, organique,..) [40].

#### 4.4. Principe des plans d'expériences

La méthode des plans d'expériences est capable de répondre à nos besoins. Le principe de cette technique consiste à faire varier les niveaux des facteurs étudiés à la fois à chaque expérience. Cette méthodologie va permettre de réduire fortement le nombre des essais à réaliser et d'autre part, à présenter les interactions possible entre les facteurs étudiés. Le point important dans l'application des plans d'expériences sera donc de réduire le nombre des essais au maximum on gardon la bonne précision sur les résultats. Aujourd'hui il existe plusieurs plans différents [41,42].

Pour obtenir des résultats corrects et justes, une méthodologie des plans d'expériences doit être suivie :

- Définition des objectifs;
- Définition des facteurs en relation avec l'étude;
- Définition du domaine expérimental;
- Création du plan d'expériences;
- Réalisation des experiences;
- Analyse des résultats obtenus;
- Validation des resultants;
- Conclusions;

### 4.5. Démarche méthodologique

La (Figure 4.4) présente un organigramme général de traitement des plans d'expériences [43] :

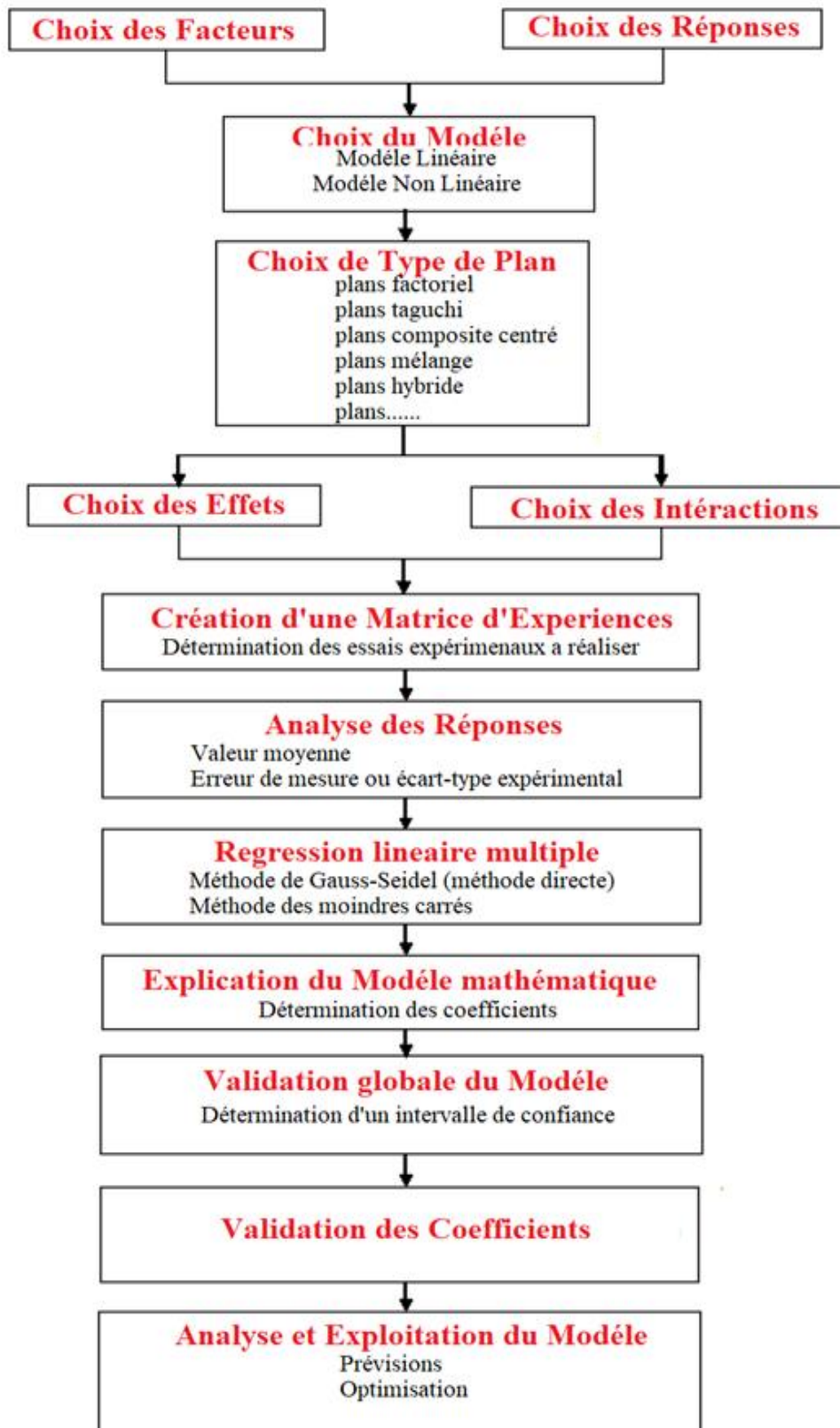


Figure 4.4 : Organigramme général de traitement des plans d'expériences [43].

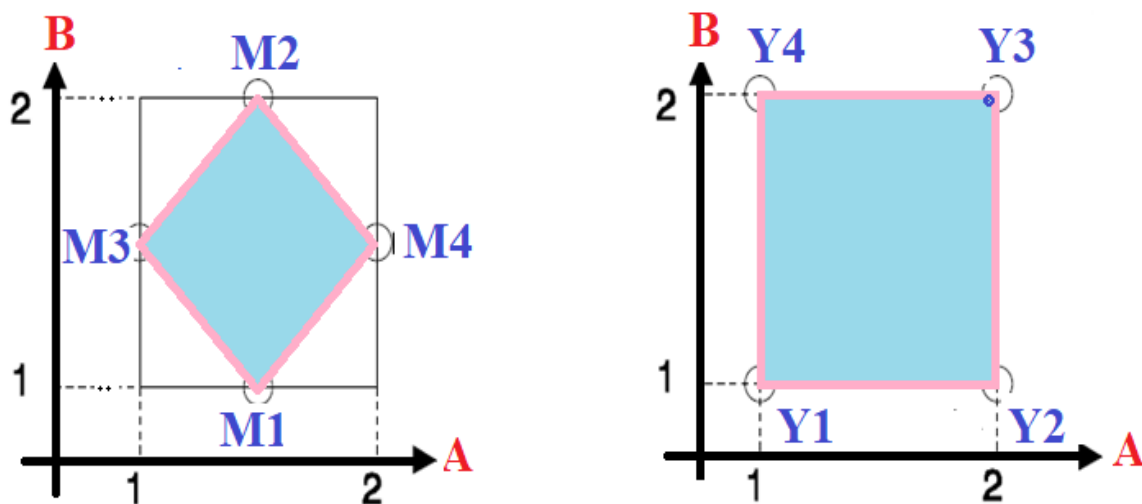
#### 4.5.1. Choix de la méthode d'expérimentation

la méthodologie des plans d'expériences a pour but de réduire le maximum d'expériences et d'obtenir le maximum d'informations. Cette technique consiste à développer un modèle de prédiction qui apporte des informations à l'expérimentateur.

pour cela, le choix de la méthode d'expérimentation est nécessaire pour faciliter l'explication des résultats obtenus [44].

#### 4.5.2. Choix des points expérimentaux

L'étude de 2 facteurs à 2 niveaux (**A** et **B**) présente un domaine d'étude symbolisé sur la (Figure 4.5).



À droite, l'emplacement des points expérimentaux représente un bon choix,

À gauche, l'emplacement des points expérimentaux représente un mauvais choix.

**Cas du mauvais choix** : L'effet du facteur (**A**) sera calculé à partir de (**M3**) et (**M4**), l'effet du facteur **B** sera calculé à partir de **M1** et **M2**. Si  $\sigma$  représente l'erreur type d'une mesure, donc l'erreur type sur l'effet de **A** ou de **B** est de l'ordre de  $\sigma/\sqrt{2}$ .

**Cas du bon choix** : La technique des plans d'expériences consiste à faire des mesures aux extrémités des domaines expérimentaux (**Y1**, **Y2**, **Y3**, **Y4**). L'effet du facteur **A** est calculé à partir des 4 mesures. En réalité, l'effet du facteur **A** est la différence entre la moyenne de (**Y1**, **Y4**) et la moyenne de (**Y2**, **Y3**). De cette façon tous les points de mesure sont utilisés afin d'envoyer l'effet du facteur **A** avec une meilleure précision du calcul. L'utilisation de 4 mesures montre une erreur type de l'ordre de  $\sigma/2$  sur l'effet de **A** ou de **B**.

La surface passant par les points de mesure est plus petite dans le premier cas (mauvais choix) par rapport au deuxième cas (bon choix) (Figure 4.5) [38].

## 4.6. Principaux avantages des plans d'expériences

Les avantages importants de cette méthodologie sont comme suit:

- Réduction le nombre d'expériences.
- Possibilité de faire une étude sur un grand nombre de facteurs.
- Possibilité de trouver des interactions entre les facteurs étudiés.
- Développement des modèles pour les réponses étudiées

L'application de la méthode des plans d'expériences permet d'obtenir une interprétation rapide et précise du système étudié en développons des modèles expérimentaux efficaces [38].

## 4.7. Terminologie de base des plans d'expériences

### 4.7.1. Variables naturelles (réelles) ou facteurs

En générale ces facteurs sont notés  $Z_j$  ( $j = 1$  à  $k$ ),  $k$  est le nombre de facteurs). Lorsque le facteur  $Z_j$  prend deux niveaux dans une expérience, on note le :

Par  $Z_j$  (**min**) et son niveau est inférieur et Par  $Z_j$  (**max**) est son niveau est supérieur [39].

### 4.7.2. Niveau d'un facteur :

C'est la valeur du facteur au cours des exériences, ce facteur présente au moins deux niveaux : le niveau supérieur (**max**) et le niveau inférieur (**min**).

Pour les facteurs quantitatifs on retrouve que la valeur est algébrique.

Pour les facteurs qualitatifs les valeurs des facteurs étudiés ne sont pas mesurables, alors que le classement de ces facteurs est de mettre une borne inférieure et une borne supérieure (+1 et -1) [40].

### 4.7.3. Variables codées

Le traitement des données de la méthode des plans d'expériences, nous a poussés à utiliser des « variables codées », à la place des « variables réelles ».

Pour cela, on ajoute à chaque facteur ( $Z_j$ ) une variable codée  $x_j$ , qui prend le niveau (-1) pour le niveau  $Z_j$  (**min**) et le niveau (+ 1) pour le niveau  $Z_j$  (**max**).voir (Figure 4.6) [39].

**4.7.4. Domaine d'étude**

Est appelé aussi le domaine expérimental. Il est limité par des niveaux supérieurs et inférieurs des facteurs étudiés [45] .

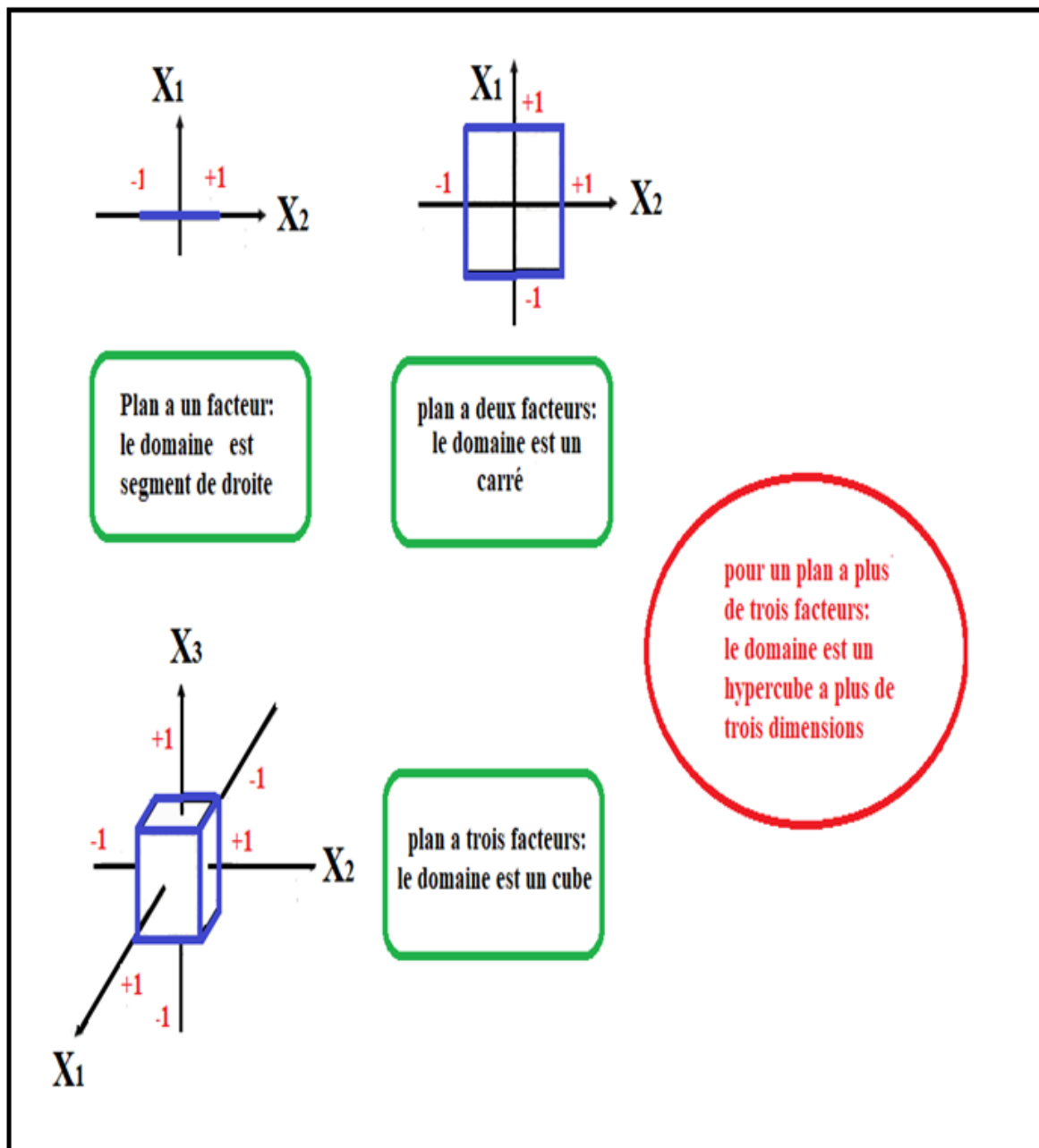


Figure 4.6: Domaine expérimental [45].

#### 4.7.5. Plan d'expérimentation

C'est une matrice a pour but de présenter l'ensemble des conditions expérimentales imposées aux facteurs étudiés afin de réaliser les étapes de la méthode des plan d'expériences [39].

#### 4.7.6. Formules de codage

Pour but d'établir des modèles exprimant la réponse en fonction des facteurs étudiés, une transformation de ces derniers en facteurs codés est nécessaire.

Pour un passage du facteur réel aux facteurs codés, en utilisant la formule suivante [39]:

$$X_j = \frac{Z_j - Z_j^0}{\Delta Z_j}, \quad j = 1, 2, \dots, k \quad (4.1)$$

Avec :

$$Z_j^0 = \frac{Z_{j \max} + Z_{j \min}}{2} \quad (4.2)$$

$$\Delta Z_j = \frac{Z_{j \max} - Z_{j \min}}{2} \quad (4.3)$$

ou :

$X_1, X_2, \dots, X_k$  :Facteur codés.

$Z_1, Z_2, \dots, Z_k$  :Facteurs controlables ( facteurs réels).

$Z_1^0, Z_2^0, \dots, Z_k^0$  : facteur réelles au centre du plan.

$\Delta Z_j$ : intervalle de variation suivant l'axes des  $Z_j$ .

$Z_{\min}$  : Valeur minimale du facteur réel.

$Z_{\max}$  : Vleur maximale du facteur réel.

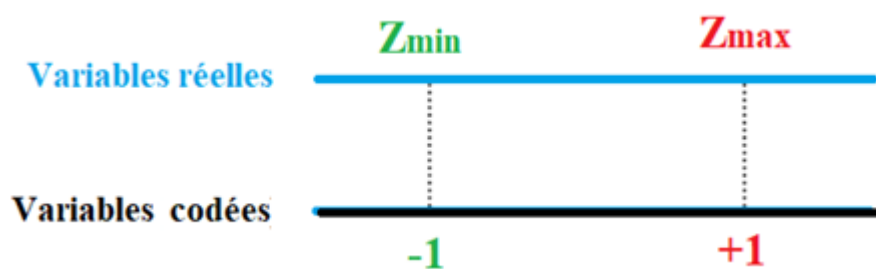


Figure 4.7: Variables centrées réduites (variables codées) [39].

#### 4.7.7. Effet d'un facteur étudié

L'effet d'un facteur étudié [ $X_i$ ] est la comparaison entre la valeur de la réponse obtenue [ $Y$ ] quand ce dernier (facteur) passe d'un niveau (-1) à un niveau (+1) [46].

Il est symbolisé par le terme «  $A_i$  » qui sera :

- **Positive** si la variation du facteur favorise l'augmentation de la réponse étudiée (Figure 4.7.a).
- **Négative** si la variation du facteur favorise la réduction de la réponse étudiée (Figure 4.7.b).
- **Nul** si la variation du facteur sans influence sur le système étudié (Figure 4.7.c).

Ce terme intervient dans le modèle mathématique suivant :

$$Y = A_0 + \sum_{i=1}^k A_i X_i \quad (4.4)$$

Ou :

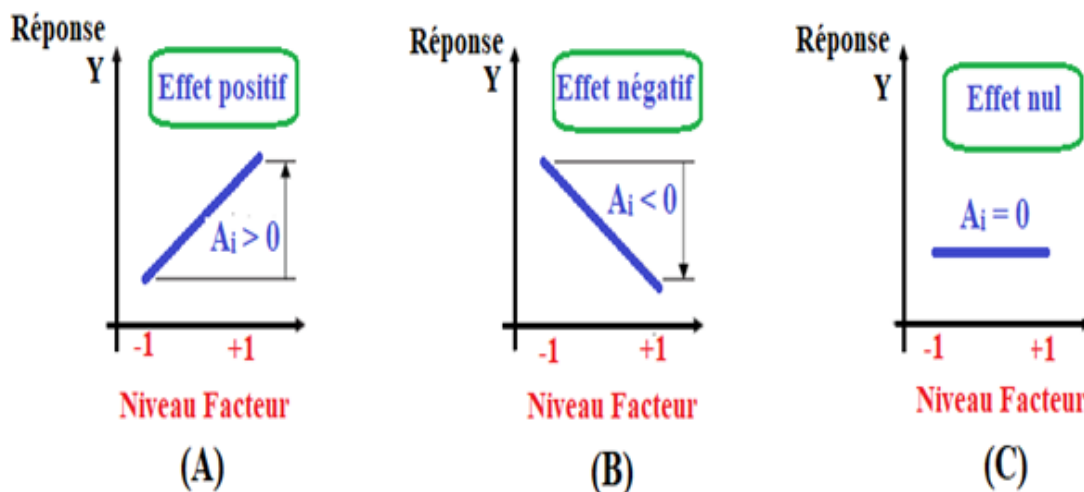
$Y$  : La réponse prédite par le modèle développée.

$A_0$  : La constante du modèle.

$X_i$ : Le facteur «  $i$  ».

$A_i$ : L'effet du facteur «  $i$  ».

$k$ : Le nombre des facteurs étudiés.



**Figure 4.8:** Effet d'un facteur étudié [46].

#### 4.7.8. Notion d'interaction

La notion d'interaction est importante pour la méthode des plans d'expériences, elle présente l'interaction entre les facteurs étudiés, l'interaction entre deux facteurs d'entrées **A** et **B** lorsque l'influence du facteur **A** sur la réponse obtenue va dépendre du facteur **B** [45].

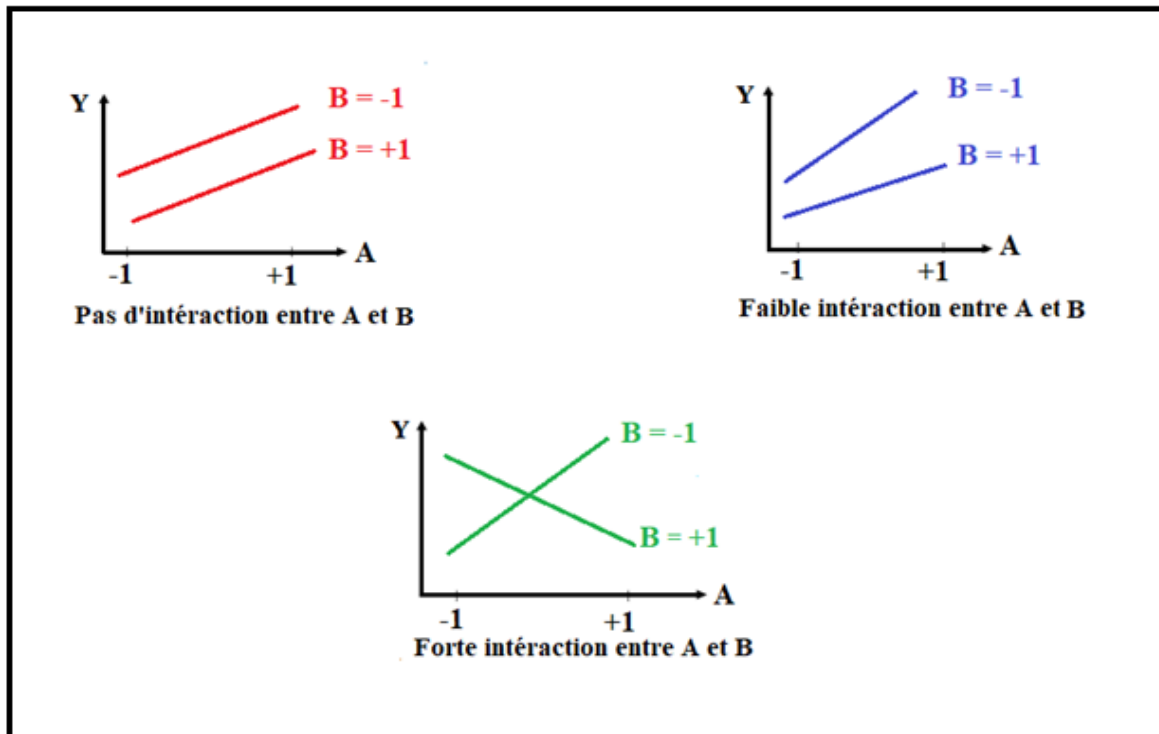


Figure 4.9 : Courbes d'interactions des facteurs [39].

#### 4.8. Modélisation par les plans d'expériences

La modélisation représente le même objet de la méthode des plans d'expériences [39], Elle permet :

- D'identifier les facteurs influents.
- De trouver le modèle qui présente bien les variations des réponses obtenus en relation avec les facteurs d'entrés.

Les réponses obtenues peuvent être présentés avec la formule suivante :

$$Y = f ( Z_1, Z_2, \dots, \dots, Z_k ) + \varepsilon \quad (4.5)$$

Ou :

Y : réponse expérimentale.

Z : facteurs contrôlés.

$\varepsilon$  : erreur expérimental.

### 4.8.1. Matrice d'expériences

C'est la matrice qui présente les niveaux des facteurs codés pour les différentes expériences à réaliser [39]. Il est possible d'utiliser la matrice d'expérience qui présente les niveaux des facteurs pour chaque essai. Le (Tableau 4.1) montre une matrice d'expériences de trois facteurs à deux niveaux [39].

**Tableau 4.1** : Matrice d'expériences [39].

	<b>Facteur A</b>	<b>Facteur B</b>	<b>Facteur C</b>	<b>Réponses</b>
<b>N° Essais</b>	<b>X<sub>1</sub></b>	<b>X<sub>2</sub></b>	<b>X<sub>3</sub></b>	<b>Y</b>
<b>1</b>	-1	-1	-1	Y1
<b>2</b>	1	-1	-1	Y2
<b>3</b>	-1	1	-1	Y3
<b>4</b>	1	1	-1	Y4
<b>5</b>	-1	-1	1	Y5
<b>6</b>	1	-1	1	Y6
<b>7</b>	-1	1	1	Y7
<b>8</b>	1	1	1	Y8

**A, B, C**, sont les facteurs d'entrés qui correspondent respectivement aux facteurs codés **X<sub>1</sub>**, **X<sub>2</sub>**, **X<sub>3</sub>**.

**Y** : est la réponse étudiée.

### 4.8.2. Matrice des effets

La matrice des effets notée [**X**] (Tableau 4.2) a pour but de calculer la valeur des coefficients du modèle obtenu. Cette matrice contient [39]:

- Une colonne à gauche présente que des (**1**), correspondant à la variable fictive **X<sub>0</sub>**.
- Des colonnes présentent les interactions entre les facteurs.

**Tableau 4.2** : Matrice des effets [39].

N° Essais	X <sub>0</sub>	Facteur A	Facteur B	Facteur C	Intéractions entre A,B et C				Réponses
		X <sub>1</sub>	X <sub>2</sub>	X <sub>3</sub>	X <sub>1</sub> X <sub>2</sub>	X <sub>1</sub> X <sub>3</sub>	X <sub>2</sub> X <sub>3</sub>	X <sub>1</sub> X <sub>2</sub> X <sub>3</sub>	Y
1	1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	Y1
2	1	1	-1	-1	-1	-1	1	-1	Y2
3	1	-1	1	-1	-1	1	-1	1	Y3
4	1	1	1	-1	1	-1	-1	-1	Y4
5	1	-1	-1	1	1	-1	-1	1	Y5
6	1	1	-1	1	-1	1	-1	-1	Y6
7	1	-1	1	1	-1	-1	1	-1	Y7
8	1	1	1	1	1	1	1	1	Y8

**4.8.3. Calcul des coefficients du modèle**

Grace aux outils informatiques, l'analyse de régression sous forme matricielle est facile pour trouver les coefficients de l'équation de régression suivante:[39].

$$\hat{Y} = b_0X_0 + b_1X_1 + b_2X_2 + \dots + b_kX_k \tag{4.6}$$

Où :

X<sub>0</sub> est une variable fictive égale à 1.

La présentons sous forme matricielle est comme suite:

$$[X] = \begin{bmatrix} X_{01} & X_{11} & X_{21} & \dots & X_{k1} \\ X_{02} & X_{12} & X_{22} & \dots & X_{k2} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ X_{0N} & X_{1N} & X_{2N} & \dots & X_{kN} \end{bmatrix}$$

Cette matrice est appelée : la matrice des facteurs indépendants.

Soit Y le vecteur des observations :

$$Y = \begin{bmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ \vdots \\ Y_N \end{bmatrix}$$

La matrice colonne des coefficients **B**.

$$B = \begin{bmatrix} b_0 \\ b_1 \\ \vdots \\ b_K \end{bmatrix}$$

La matrice transposée de **[X]** est comme suite :

$$[X]^T = \begin{bmatrix} X_{01} & X_{02} & \cdots & X_{0N} \\ X_{11} & X_{12} & \cdots & X_{12N} \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ X_{k1} & X_{k2} & \cdots & X_{kN} \end{bmatrix}$$

Le système d'équations suivant est utilisé à déterminer :  $b_0, b_1, b_2, \dots, b_K$

$$[X^T \cdot X]B = [X]^T Y$$

Avec :

$$[X^T \cdot X] = \begin{bmatrix} \sum X_{0i}^2 & \sum X_{0i}X_{1i} & \cdots & \sum X_{0i}X_{ki} \\ \sum X_{1i}X_{0i} & \sum X_{1i}^2 & \cdots & \sum X_{1i}X_{ki} \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots \\ \sum X_{ki}X_{0i} & \sum X_{ki}X_{1i} & \cdots & \sum X_{ki}^2 \end{bmatrix}$$

$$[X]^T \cdot Y = \begin{bmatrix} \sum X_{0i} Y_i \\ \sum X_{1i} Y_i \\ \cdots \\ \sum X_{ki} Y_i \end{bmatrix}$$

On peut obtenir les coefficients **B** à partir de la relation suivante :

$$B = [X^T \cdot X]^{-1} \cdot [X]^T \cdot Y$$

Ou :

$[X^T \cdot X]^{-1}$ : La matrice inverse de la matrice  $[X^T \cdot X]$ .

## 4.9. Plans factoriels

On peut obtenir les plans factoriels lorsqu'au moins un essai pour chaque combinaison de facteur est réalisé [38].

### 4.9.1. Plan factoriel à 2 niveaux

Un plan factoriel à 2 niveaux est le plus simple par rapport aux autres plans, ce type du plan permet de bien connaître le principe de la méthode des plans d'expériences [38].

La relation du calcul du nombre d'expériences à réaliser est comme suit :

$$\text{Le nombre d'expériences} = 2^P \quad (4.7)$$

Avec :

**P** : nombre de niveau du facteur

### 4.9.2. Notation de YATE

La notation du chercheur YATE permet de trouver une représentation simple des niveaux des facteurs étudiés et d'obtenir un calcul facile des effets et des interactions (Figure 4.10). Ces niveaux des facteurs sont représentés par les signes (+) et (-).

Grâce à cette représentation, les différents facteurs étudiés se transforment en facteurs codés, l'équation qui permet de voir un passage des facteurs réels aux facteurs codés est la suivante

$$a = \frac{A - \bar{A}}{\text{pas}} \quad (4.8)$$

Avec :

**a** : est la variable codée.

**A** : est la variable réelle.

$\bar{A}$  : est la valeur moyenne de la variables réelle.

**Pas** : est la variation entre la position moyenne du facteur réel et la valeur max du facteur (à l'extrémité du domaine expérimental) [38].

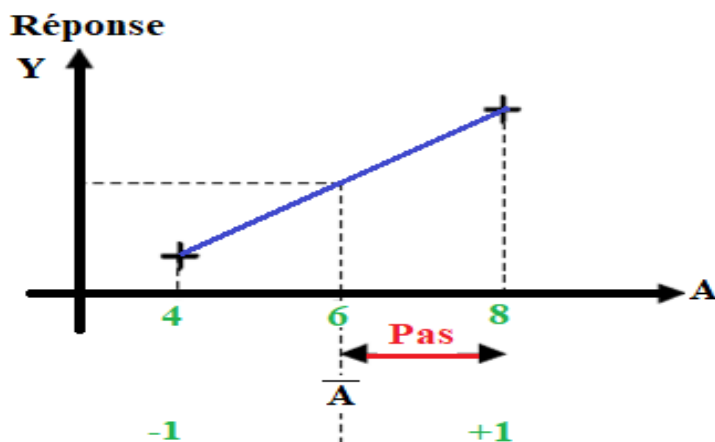


Figure 4.10 : Notation de YATE sur la variable A [38].

Par cette représentation des niveaux des facteurs, le domaine expérimental est discrète, ce qui permet d'utiliser des facteurs quantitatifs (ou réels) et des facteurs qualitatives (ou catégoriels).

Maintenant Il est facile de créer la matrice d'expériences afin de développée les équations de régression. Le (Tableau 4.3) présente une matrice d'expériences d'un plan factoriel pour 3 facteurs à 2 niveaux [38].

Tableau 4.3: Matrice d'expériences d'un plan factoriel à 3 facteurs à 2 niveaux [38].

	Facteur 1	Facteur 2	Facteur 3	Réponses
N <sup>0</sup> Essais	A	B	C	Y
1	-	-	-	Y1
2	+	-	-	Y2
3	-	+	-	Y3
4	+	+	-	Y4
5	-	-	+	Y5
6	+	-	+	Y6
7	-	+	+	Y7
8	+	+	+	Y8

Niveau (-)	4	Petit	1.000
Niveau (+)	10	Grand	100.000

Le domaine expérimental de la matrice d'expérience précédente présente un cube de 8 sommets et 6 faces (Figure 4.10)

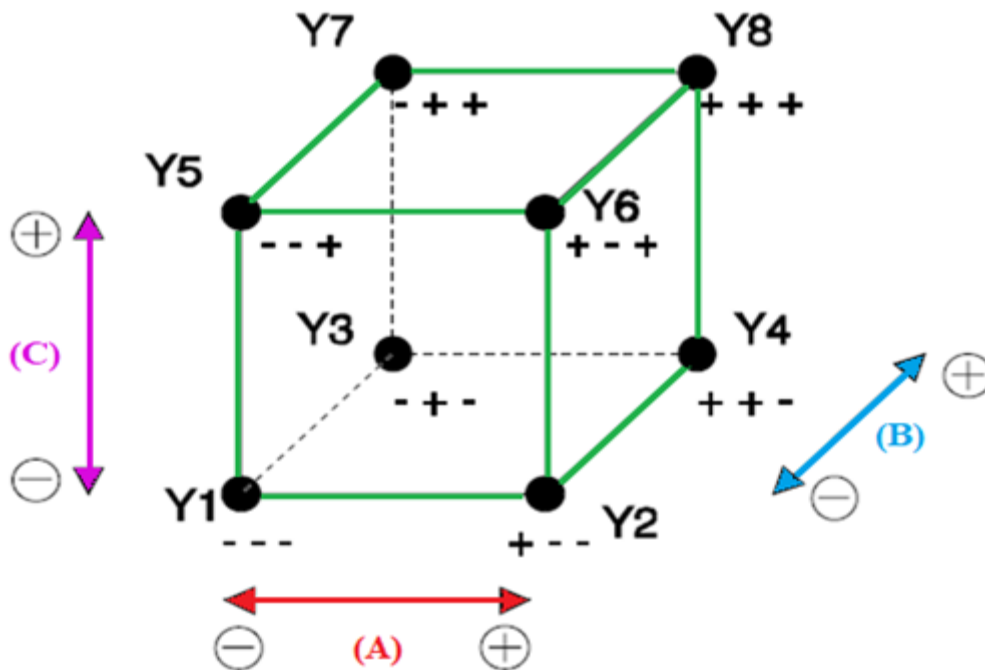


Figure 4.11 : Domaine expérimental du plan  $2^3$  [38].

Il est très simple maintenant d'évaluer les facteurs étudiés à partir de la matrice d'expériences, il suffit d'établir le (Tableau 4.4):

Tableau 4.4 : Matrice d'expériences et vecteur des effets [38].

N° Essais	Moyenne	A	B	C	AB	AC	BC	ABC	Réponses
1	+	-	-	-	+	+	+	-	Y1
2	+	+	-	-	-	-	+	+	Y2
3	+	-	+	-	-	+	-	+	Y3
4	+	+	+	-	+	-	-	-	Y4
5	+	-	-	+	+	-	-	+	Y5
6	+	+	-	+	-	+	-	-	Y6
7	+	-	+	+	-	-	-	-	Y7
8	+	+	+	+	+	+	+	+	Y8

Diviseur	8	8	8	8	8	8	8	8
Effets	I	$E_A$	$E_B$	$E_C$	$I_{AB}$	$I_{AC}$	$I_{BC}$	$I_{ABC}$

On remplit les colonnes des facteurs étudiés par les signes «+» et «-», les colonnes des interactions de ces facteurs (**AB**, **AC**, **BC** et **ABC**) sont remplies en se basant sur la règle des signes suivante :

+ Par + = +

- par - = +

+ Par - = -

- par + = -

La colonne (**I**) est remplie de signes « + ».

On doit faire la somme des réponses pour les **8** essais affectés aux signes indiqués dans le tableau précédent (Tableau 4.4) et on divisera par le nombre d'essais.

**(I)** représente la moyenne générale,

**E<sub>x</sub>** l'effet du facteur (**x**),

**I<sub>xy</sub>** l'interaction du facteur (**x**) sur le facteur (**y**).

Pour simplifier les notations, l'effet du facteur **A** est simplement représenté par **A** [38].

$$\mathbf{E}_A \equiv A$$

$$\mathbf{I}_{AB} \equiv AB$$

Donc l'effet du facteur (**A**) est calculé par la relation suivante :

$$E_A = \frac{1}{8} \times [-Y_1 + Y_2 - Y_3 + Y_4 - Y_5 + Y_6 - Y_7 + Y_8] \quad (4.9)$$

Le calcul de l'interaction entre les facteurs (**A**, **B**) est comme suite :

$$I_{AB} = \frac{1}{8} \times [+Y_1 - Y_2 - Y_3 + Y_4 + Y_5 - Y_6 - Y_7 + Y_8] \quad (4.10)$$

L'effet de chaque facteur étudié est calculé par rapport à la moyenne générale de la réponse, voir (dernière ligne du Tableau 4.4).

### 4.9.3. Le modèle

Un important avantage de la technique des plans d'expériences quand un modèle mathématique est développé à partir de l'effet des facteurs et de leurs interactions [38].

$$\hat{Y} = I + A + B + C + AB + AC + BC + ABC \quad (4.11)$$

$\hat{Y}$ : Représente la réponse évaluée par le modèle obtenu.

Si le modèle obtenu est complet équation 4.11. Cette formule peut se présenter sous la forme suivante :

$$\hat{Y} =$$

$$I +$$

$$E_A \cdot a + E_B \cdot b + E_C \cdot c +$$

$$I_{AB} \cdot a \cdot b + I_{AC} \cdot a \cdot c + I_{BC} \cdot b \cdot c +$$

$$I_{ABC} \cdot a \cdot b \cdot c$$





Ou :

(a, b, c) : indique la valeur du niveau des facteurs.

#### 4.10. méthode de Taguchi

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 4.5) [38].

**Tableau 4.5** : Représentation de difficulté des facteurs [38].

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

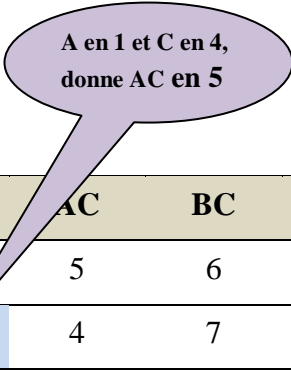
Les interactions sont symbolisées par un trait entre les facteurs étudiés.

L'utilisation de la table  $L_8$  ( $2^7$ ) comme exemple d'étude montre que cette table comporte 8 essais (Tableau 4.6).

**Tableau 4.6** : Présentation de la Table  $L_8$  [38].

$L_8$	Colonnes						
$N^0$	1	2	3	4	5	6	7
1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	2	2	2	2
3	1	2	2	1	1	2	2
4	1	2	2	2	2	1	1
5	2	1	2	1	2	1	2
6	2	1	2	2	1	2	1
7	2	2	1	1	2	2	1
8	2	2	1	2	1	1	2
<b>Exemple</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>AB</b>	<b>C</b>	<b>AC</b>	<b>BC</b>	<b>ABC</b>
<b>Groupe</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>3</b>	<b>3</b>	<b>3</b>

Taguchi propose une autre méthode pour localiser les facteurs et pour déduire la position des interactions obtenues, il crée un tableau très important appelé Le triangle des interactions. Ce tableau est présenté sur la figure suivante : (Figure 4.11) [38].



		A	B	AB	C	AC	BC	ABC
Colonne		1	2	3	4	5	6	7
A	1	(1)	3	2	5	4	7	6
B	2		(2)	1	6	7	4	5
AB	3			(3)	7	6	5	4
C	4				(4)	1	2	3
AC	5					(5)	3	2
BC	6						(6)	1

Figure 4.12 : Triangle des interactions du plan  $L_8$  [38].

L'utilisation du tableau de la (figure 4.11) et de la façon suivante :

Si on met (A) dans la colonne numéro (1) et (B) dans la colonne numéro (2), donc l'interaction (AB) doit être dans la colonne numéro (3).

La colonne numéro (4) n'étant pas encore affectée, donc on choisit de mettre le facteur (C) dans cette colonne. A partir de ça, l'interaction (AC) représentée par l'intersection de la ligne numéro (1) (A) et de la colonne numéro (4) (C), donc (AC) se trouve dans la colonne numéro (5). De la même façon, (B) en (2) et (C) en (4) donne (BC) en (6). aussi, (AB) en (3) et (C) en (4) donne (ABC) en (7) [38].

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

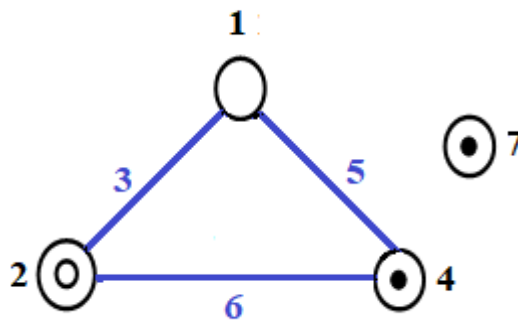


Figure 4.13 : 1<sup>er</sup> graphe linéaire de la table L<sub>8</sub> [38].

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

$$\hat{Y} = I + A + B + C + D + AB + BC + AC \quad (4.12)$$

Taguchi propose un autre montage des facteurs et des interactions, voir (Figure 4.13):

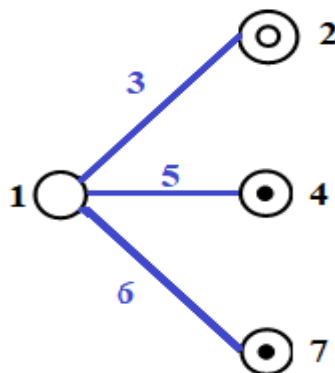


Figure 4.14 : 2<sup>ème</sup> graphe linéaire de table L<sub>8</sub> [38].

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

$$\hat{Y} = I + A + B + C + D + AB + AC + AD \quad (4.13)$$

### 4.10.1. 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 4.6) [38].

**Tableau 4.7 :** Classement des tables standard de Taguchi [38].

	<b>Plan a 2 niveaux</b>	<b>Plan a 3 niveaux</b>	<b>Plan a 2 et a 3 niveaux</b>	<b>Plan plus de 3 niveaux</b>
<b>Etude des interactions impossibles</b>	$L_{12} (2^{11})$		$L_{36} (2^{11} \times 3^{11})$	
<b>Etude des interactions limités</b>			$L_{18} (2^1 \times 3^7)$	$L_{32} (2^1 \times 4^9)$ $L_{50} (2^1 \times 5^{11})$
<b>Etude des interactions possibles</b>	$L_4 (2^3)$ $L_8 (2^7)$ $L_{16} (2^{15})$ $L_{32} (2^{31})$ $L_{64} (2^{63})$	$L_9 (3^4)$ $L_{27} (3^{13})$ $L_{81} (3^{40})$	$L_{36} (2^3 \times 3^{13})$ $L_{54} (2^1 \times 3^{25})$	$L_{36} (4^3)$ $L_{64} (4^{21})$ $L_{25} (5^6)$

### 4.11. 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 5*

## **Modélisation des performances des pompes centrifuges.**

## 5.1. Introduction

Dans cette partie, des méthodes statistiques basées sur deux types de plans d'expériences (Taguchi et Factoriel) ont été utilisées 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) [3]. Le paramètre de la viscosité des liquides testés à été utilisé dans ces méthodes de prédiction statistiques 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 comparant 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 nous permet d'évaluer les deux méthodes (Factorielle et Taguchi).

## 5.2. Méthodologie de prédiction

Dans le but de réaliser la procédure de prédiction par la méthode des plans d'expériences [47] 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 à 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 [47]. La méthode de Taguchi est l'une des méthodes ou des techniques des plans d'expériences développées par Taguchi et Konishi [48]. Cette technique à 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

[49 a 55]. 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 [4,56].

la méthode Factorielle présente de nombreux avantages [48]:

- Les plans factoriels sont simples et faciles à construire.
- Les tests sont faciles à contrôler et le risque d'erreurs est minimisé.
- Le calcul des effets et des interactions est très simple.
- L'interprétation des résultats est à la portée de tous les expérimentateurs et chercheurs.
- La modélisation mathématique est immédiate.

### 5.2.1. Banc d'essai de la Pompe Centrifuge

Le banc d'essai de la pompe centrifuge à été présenté dans [3].

Les caractéristiques géométriques de la roue ont été présentée sur le (Tableau 2.1).

### 5.2.2. Base de données expérimentale

Les (Tableaux 5.1 et 5.2) présentent les résultats expérimentaux de l'installation expérimentale au pompage de l'eau et de l'huile Teska [3]:

**Tableau 5.1:** Résultats expérimentaux pour l'eau.

Q(l/s)	Eau							
	N=2700 tr/min				N=3000 tr/min			
	H(m)	P <sub>abs</sub> (W)	P <sub>hyd</sub> (W)	η (%)	H(m)	P <sub>abs</sub> (W)	P <sub>hyd</sub> (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 5.2:** Résultats expérimentaux pour Tiska.

Q(l/s)	huile Teska							
	N=2700 tr/min				N=3000 tr/min			
	H(m)	P <sub>abs</sub> (W)	P <sub>hyd</sub> (W)	η (%)	H(m)	P <sub>abs</sub> (W)	P <sub>hyd</sub> (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

### 5.2.3. Valeurs des Facteurs utilisés

Le (Tableau 5.3) presente les valeurs des facteurs utilisés pour la méthode de Taguchi (plan complet a divers niveaux L16). Le (Tableau 5.4) presente les valeurs des facteurs utilisés pour la méthode Factorielle (plan complet en parcelles divisées).

Pour la méthode Taguchi, les facteurs sont à divers niveaux dans le domaine expérimental. Dans la méthode Factrielle,chaque facteur a deux niveaux ,le minumum et le maximum en concordance avec ce domaine expérimental. En relation avec les (Tableau 5.2 et 5.3), la hauteur manométrique et la puissance absorbée par la pompe ont été déterminées.

**Tableau 5.3:** 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

**Tableau 5.4:** Les valeurs des facteurs pour la méthode **Factorielle**.

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

## 5.3. Résultats et discussions

### 5.3.1. Résultats obtenus pour la Hauteur (H).

#### 5.3.1.1. Matrice du plan expérimental pour Taguchi

Le (Tableau 5.5) presente la matrice d' expérience de la hauteur par la méthode de Taguchi.

**Tableau 5.5:** Résultats de la matrice d'expérience pour ( $H_{\text{Tagu}}$ ).

Num	Q (l/s)	v (cSt)	N (tr/min)	$H_{\text{Exp}}$ (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

### 5.3.1.2. Analyse de la variance pour la Hauteur ( $H_{\text{tagu}}$ )

Pour déterminer l'influence des facteurs étudiés (Q,  $\nu$  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 5.6) en utilisant le logiciel Minitab 17.

**Tableau 5.6:** L'analyse de la variance pour ( $H_{\text{tagu}}$ ).

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

**Tableau 5.7:** Le récapitulatif du modèle ( $H_{\text{Tagu}}$ )

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

**Tableau 5.8:** Les coefficients du modèle ( $H_{\text{Tagu}}$ )

Terme	Coefficients
<b>Constante</b>	<b>-14.35</b>
<b>Q</b>	<b>-3.463</b>
<b><math>\nu</math></b>	<b>-0.02905</b>
<b>N</b>	<b>0.009833</b>

Le (Tableau 5.9) 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 5.9:** La contribution des facteurs pour ( $H_{\text{tagu}}$ )

Source	Degré de liberté	Contribution (%)	Observation
<b>Regression</b>	3	<b>98.77</b>	Significatif
<b>Débit (Q)</b>	1	<b>48.45</b>	Significatif
<b>Viscosité (<math>\nu</math>)</b>	1	<b>17.45</b>	Significatif
<b>Vitesse (N)</b>	1	<b>32.86</b>	Significatif
<b>Erreur</b>	12	<b>1.23</b>	
<b>Total</b>	15	<b>100</b>	

### 5.3.1.3. Mesure des erreurs relatives de la Hauteur ( $H_{\text{tagu}}$ )

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

La mesure de cette erreur relative est comme suite (Tableau.5.10) :

$$X = \left| \frac{H_{\text{EXP}} - H_{\text{Tagu}}}{H_{\text{EXP}}} \right| \times 100 \quad (\%) \quad (5.1)$$

**Tableau 5.10:** Les erreurs relatives pour ( $H_{\text{tagu}}$ )

Num d'expérience	Q (l/s)	v (cSt)	N (tr/min)	$H_{\text{expé}}$ (m)	$H_{\text{Tagu}}$ (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%**

### 5.3.1.4. Matrice du plan expérimental pour la méthode Factorielle

Le (Tableau 5.11) présente la matrice d'expérience de la hauteur par la méthode Factorielle .

**Tableau 5.11:** Résultats de la matrice d'expérience pour ( $H_{\text{Fact}}$ ).

Num	Q (l/s)	v (cSt)	N (tr/min)	H <sub>EXP</sub> (m)
1	0,0	1	2700	11,8
2	0,0	75	2700	9,8
3	0,0	1	3000	14,0
4	0,0	75	3000	13,0
5	1,4	75	2700	5,0
6	1,4	1	2700	8,0
7	1,4	75	3000	7,0
8	1,4	1	3000	10,0
9	1,4	75	3000	7,0
10	1,4	75	2700	5,0
11	1,4	1	3000	10,0
12	1,4	1	2700	8,0
13	0,0	75	2700	9,8
14	0,0	75	3000	13,0
15	0,0	1	3000	14,0
16	0,0	1	2700	11,8

### 5.3.1.5. Analyse de la variance pour la Hauteur (H<sub>fac</sub>)

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 la variance présentées dans le (Tableau 5.12) en utilisant le logiciel Minitab 17..

**Tableau 5.12:** L'analyse de la variance pour (H<sub>fac</sub>)

Source	DL	Som Car ajust	CM ajust	Valeur F	Valeur P
Régression	3	128.830	42.9433	159.05	< 0.0001
Q	1	86.490	86.4900	320.33	< 0.0001
v	1	20.250	20.2500	75.00	< 0.0001
N	1	22.090	22.0900	81.81	< 0.0001
Erreur	12	3.240	0.2700		
Inadéquation de l'ajust	4	3.240	0.8100		
Erreur pure	8	0.000	0.0000		
Total	15	132.070			

**Tableau 5.13:** Le récapitulatif du modèle (H<sub>Fac</sub>)

S	R carré	R carré (ajust)	R carré ( prév)
0.519615	97.55 %	96.93 %	95.64 %

**Tableau 5.14:** Les coefficients du modèle (H<sub>fac</sub>)

Terme	Coefficients
Constante	-9.02
Q	-3.321
v	-0.03041
N	0.007833

Le (Tableau 5.15) 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 Factorielle.

**Tableau 5.15:** La contribution des facteurs pour ( $H_{Fact}$ )

Source	Degré de liberté	Contribution (%)	Observation
Regression	3	<b>97.54</b>	Significatif
Débit (Q)	1	<b>65.48</b>	Significatif
Viscosité (v)	1	<b>15.33</b>	Significatif
Vitesse (N)	1	<b>16.72</b>	Significatif
Erreur	12	<b>2.45</b>	
<b>Total</b>	<b>15</b>	<b>100</b>	

### 5.3.1.6. Mesure des erreurs relatives de la Hauteur ( $H_{Fact}$ )

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

La mesure de cette erreur relative est comme suite (Tableau.5.16) :

$$X = \left| \frac{H_{EXP} - H_{Fact}}{H_{EXP}} \right| \times 100 \quad (\%) \quad (5.2)$$

**Tableau 5.16:** Les erreurs relatives pour ( $H_{Fact}$ )

Num d'expérience	Q (l/s)	v (cSt)	N (tr/min)	$H_{exp}$ (m)	$H_{Fact}$ (m)	(X)Erreur relative en (%)
1	0,0	1	2700	11,8	12,0987	2.45
2	0,0	75	2700	9,8	9,8484	0.40
3	0,0	1	3000	14,0	14,4486	3.14
4	0,0	75	3000	13,0	12,1983	6.23
5	1,4	75	2700	5,0	5,1990	3.8
6	1,4	1	2700	8,0	7,4493	7.00
7	1,4	75	3000	7,0	7,5488	7.17
8	1,4	1	3000	10,0	9,7992	2.1
9	1,4	75	3000	7,0	7,5488	7.17
10	1,4	75	2700	5,0	5,1990	3.8
11	1,4	1	3000	10,0	9,7992	2.1
12	1,4	1	2700	8,0	7,4493	7.00
13	0,0	75	2700	9,8	9,8484	0.40
14	0,0	75	3000	13,0	12,1983	6.23
15	0,0	1	3000	14,0	14,4486	3.14
16	0,0	1	2700	11,8	12,0987	2.45
L'erreur relative moyenne est de l'ordre de <b>4.03%</b>						

### 5.3.2. Résultats obtenus pour la puissance absorbée ( $P_{abs}$ )

#### 5.3.2.1. Matrice du plan expérimental pour Taguchi

Le (Tableau 5.17) présente la matrice d'expérience de la puissance absorbée par la méthode de Taguchi.

**Tableau 5.17:** 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

#### 5.3.2.2. 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 5.18) en utilisant le logiciel Minitab 17.

**Tableau 5.18:** L'analyse de la variance pour ( $P_{abs,Tagu}$ )

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

**Tableau 5.19:** 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 5.20:** Les coefficients du modèle ( $P_{abs,Tagu}$ )

Terme	Coefficients
Constante	-127.7
Q	110.28
v	1.0135
N	0.0833

Le (Tableau 5.21) 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 5.21:** La contribution des facteurs pour ( $P_{abs,Tagu}$ )

Source	Degré de liberté	Contribution (%)	Observation
Regression	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	

### 5.3.2.3. 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.5.22) :

$$X = \left| \frac{P_{abs,EXP} - P_{abs,Tagu}}{P_{abs,EXP}} \right| \times 100 \quad (\%) \quad (5.3)$$

**Tableau 5.22:** Les erreurs relatives pour ( $P_{abs,Tagu}$ )

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

#### 5.3.2.4. Matrice du plan expérimental pour la méthode Factorielle

Le (Tableau 5.23) présente la matrice d'expérience de la puissance absorbée par la méthode Factorielle

**Tableau 5.23:** Résultats de la matrice d'expérience pour ( $P_{abs, facto}$ )

Num	Q (l/s)	v (cSt)	N (tr/min)	( $P_{abs, EXP}$ ). (W)
1	0,0	1	2700	100
2	0,0	75	2700	170
3	0,0	1	3000	125
4	0,0	75	3000	190
5	1,4	75	2700	320
6	1,4	1	2700	240
7	1,4	75	3000	400
8	1,4	1	3000	280
9	1,4	75	3000	400
10	1,4	75	2700	320
11	1,4	1	3000	280
12	1,4	1	2700	240
13	0,0	75	2700	170
14	0,0	75	3000	190
15	0,0	1	3000	125
16	0,0	1	2700	100

### 5.3.2.5. Analyse de la variance pour ( $P_{abs, facto}$ )

Pour déterminer l'influence des facteurs étudiés (Q,  $\nu$  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 5.24) en utilisant le logiciel Minitab 17.

**Tableau 5.24:** L'analyse de la variance pour ( $P_{abs, facto}$ )

Source	DL	Som Car ajust	CM ajust	Valeur F	Valeur P
<b>Régression</b>	3	342119	47373	173.58	< 0.0001
<b>Q</b>	1	107256	107256	393.00	< 0.0001
<b><math>\nu</math></b>	1	28056	28056	102.00	< 0.0001
<b>N</b>	1	6806	6806	24.94	< 0.0001
<b>Erreur</b>	12	3275	273		
<b>Inadéquation de l'ajust</b>	4	3275	819		
<b>Erreur pure</b>	8	0.000	0		
<b>Total</b>	15	145394			

**Tableau 5.25:** Le récapitulatif du modèle ( $P_{abs, facto}$ )

S	R carré	R carré (ajust)	R carré (prév)
16.5202	97.75 %	97.18 %	96.00 %

**Tableau 5.26:** Les coefficients du modèle ( $P_{abs, facto}$ )

Terme	Coefficients
<b>Constante</b>	<b>-288.6</b>
<b>Q</b>	<b>116.96</b>
<b><math>\nu</math></b>	<b>1.132</b>
<b>N</b>	<b>0.1375</b>

Le (Tableau 5.27) 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 Factorielle..

**Tableau 5.27:** La contribution des facteurs pour ( $P_{abs, facto}$ )

Source	Degré de liberté	Contribution (%)	Observation
<b>Regression</b>	3	<b>97.74</b>	Significatif
<b>Débit (Q)</b>	1	<b>73.76</b>	Significatif
<b>Viscosité (<math>\nu</math>)</b>	1	<b>19.29</b>	Significatif
<b>Vitesse (N)</b>	1	<b>4.68</b>	Significatif
<b>Erreur</b>	12	<b>2.26</b>	
<b>Total</b>	15	<b>100</b>	

### 5.3.2.6. Mesure des erreurs relatives de la Puissance absorbée ( $P_{abs,Fact}$ )

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

La mesure de cette erreur relative est comme suite (Tableau.5.28):

$$X = \left| \frac{P_{abs,EXP} - P_{abs,Fact}}{P_{abs,EXP}} \right| \times 100 \quad (\%) \quad (5.4)$$

**Tableau 5.28:** Les erreurs relatives pour ( $P_{abs,Fact}$ )

Num d'expérience	Q (l/s)	v (cSt)	N (tr/min)	$P_{abs, exp}$ (W)	$P_{abs,Fact}$ (W)	Erreur relative en (%)
1	0,0	1	2700	100	83,782	16.22
2	0,0	75	2700	170	167,550	1.44
3	0,0	1	3000	125	125,032	0.024
4	0,0	75	3000	190	208,800	9.89
5	1,4	75	2700	320	331,294	3.52
6	1,4	1	2700	240	247,526	3.13
7	1,4	75	3000	400	372,544	6.86
8	1,4	1	3000	280	288,776	3.13
9	1,4	75	3000	400	372,544	6.86
10	1,4	75	2700	320	331,294	3.52
11	1,4	1	3000	280	288,776	3.13
12	1,4	1	2700	240	247,526	3.13
13	0,0	75	2700	170	167,550	1.44
14	0,0	75	3000	190	208,800	9.89
15	0,0	1	3000	125	125,032	0.024
16	0,0	1	2700	100	83,782	16.22
L'erreur relative moyenne est de l'ordre de <b>4.90%</b>						

### 5.3.2.7. 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.5.29) :

$$X = \left| \frac{P_{hyd,EXP} - P_{hyd,Tagu}}{P_{hyd,EXP}} \right| \times 100 \quad (\%) \quad (5.5)$$

**Tableau 5.29:** Les erreurs relatives pour ( $P_{hyd,Tagu}$ )

Num d'expérience	Q (l/s)	v (cSt)	N (tr/min)	$P_{hyd, expé}$ (W)	$P_{hyd, Tagu}$ (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 <b>2.45%</b>						

**5.3.2.8. Mesure des erreurs relatives de la Puissance hydraulique ( $P_{hyd,Fact}$ )**

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

La mesure de cette erreur relative est comme suite (Tableau.5.30):

$$X = \left| \frac{P_{hyd,EXP} - P_{hyd,Fact}}{P_{hyd,EXP}} \right| \times 100 \quad (\%) \quad (5.6)$$

**Tableau 5.30:** Les erreurs relatives pour ( $P_{hyd,Fact}$ )

Num d'expérience	Q (l/s)	v (cSt)	N (tr/min)	P <sub>hyd, expé</sub> (W)	P <sub>hyd,Fact</sub> (W)	Erreur relative en (%)
1	0,0	1	2700	0,00	0,000	0
2	0,0	75	2700	0,00	0,000	0
3	0,0	1	3000	0,00	0,000	0
4	0,0	75	3000	0,00	0,000	0
5	1,4	75	2700	61,25	63,687	3.96
6	1,4	1	2700	112,00	104,290	6.88
7	1,4	75	3000	85,75	92,473	7.83
8	1,4	1	3000	134,40	137,189	2.06
9	1,4	75	3000	85,75	92,473	7.83
10	1,4	75	2700	61,25	63,687	3.96
11	1,4	1	3000	134,40	137,189	2.06
12	1,4	1	2700	112,00	104,290	6.88
13	0,0	75	2700	0,00	0,000	0
14	0,0	75	3000	0,00	0,000	0
15	0,0	1	3000	0,00	0,000	0
16	0,0	1	2700	0,00	0,000	0
L'erreur relative moyenne est de l'ordre de <b>2.59%</b>						

### 5.3.2.9. Mesure des erreurs relatives du Rendement ( $\eta_{\text{Tagu}}$ )

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

La mesure de cette erreur relative est comme suite (Tableau.5.31) :

$$X = \left| \frac{\eta_{\text{EXP}} - \eta_{\text{Tagu}}}{\eta_{\text{EXP}}} \right| \times 100 \quad (\%) \quad (5.7)$$

**Tableau 5.31:** Les erreurs relatives pour ( $\eta_{\text{Tagu}}$ )

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%**

### 5.3.2.10. Mesure des erreurs relatives pour ( $\eta_{\text{Fact}}$ )

Pour connaître la précision de l'équation de prédiction du Rendement obtenue par la méthode Factorielle ( $\eta_{\text{Fact}}$ ), un calcul de l'erreur relative du Rendement mesuré ( $\eta_{\text{expé}}$ ) et du rendement prévu par la méthode Factorielle ( $\eta_{\text{Fact}}$ ) est important.

La mesure de cette erreur relative est comme suite (Tableau. 5.32):

$$X = \left| \frac{\eta_{\text{EXP}} - \eta_{\text{Fact}}}{\eta_{\text{EXP}}} \right| \times 100 \quad (\%) \quad (5.8)$$

**Tableau 5.32:** Les erreurs relatives pour ( $\eta_{\text{Fact}}$ )

Num d'expérience	Q (l/s)	v (cSt)	N (tr/min)	$\eta_{\text{expé}} (\%)$	$\eta_{\text{Fact}} (\%)$	(X)Erreur relative en (%)
1	0,0	1	2700	0,00	0,0000	0
2	0,0	75	2700	0,00	0,0000	0
3	0,0	1	3000	0,00	0,0000	0
4	0,0	75	3000	0,00	0,0000	0
5	1,4	75	2700	19,14	19,2238	0.41
6	1,4	1	2700	46,66	42,1330	9.70
7	1,4	75	3000	21,43	24,8221	15.81
8	1,4	1	3000	48,00	47,5069	1.04
9	1,4	75	3000	21,43	24,8221	15.81
10	1,4	75	2700	19,14	19,2238	0.41
11	1,4	1	3000	48,00	47,5069	1.04
12	1,4	1	2700	46,66	42,1330	9.70
13	0,0	75	2700	0,00	0,0000	0
14	0,0	75	3000	0,00	0,0000	0
15	0,0	1	3000	0,00	0,0000	0
16	0,0	1	2700	0,00	0,0000	0
L'erreur relative moyenne est de l'ordre de <b>3.37%</b>						

### 5.3.3. Modèles de prédiction et courbes de performances

l'application de la méthode des plans d'expériences nous permet d'obtenir des modèles de prédictions de performances de la pompe centrifuge testée.

#### 5.3.3.1. Modèle de la Hauteur manométrique

En utilisant Minitab 17 pour déterminer le modèle de la Hauteur manométrique pour les deux méthodes (Taguchi et Factoriel).

$$H_{\text{Tagu}} = -14.35 - 3.463Q - 0.02905v + 0.009833N \quad (5.9)$$

$$H_{\text{Fact}} = -9.02 - 3.321Q - 0.03041v + 0.007833N \quad (5.10)$$

Afin de comparer la précision des modèles obtenues par la méthode de Taguchi et Factoriel, une représentation graphique des résultats obtenues par ces modèles est comme suit (Figures 5.1 et 5.2) :

L'analyse des (Figures 5.1 et 5.2) 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

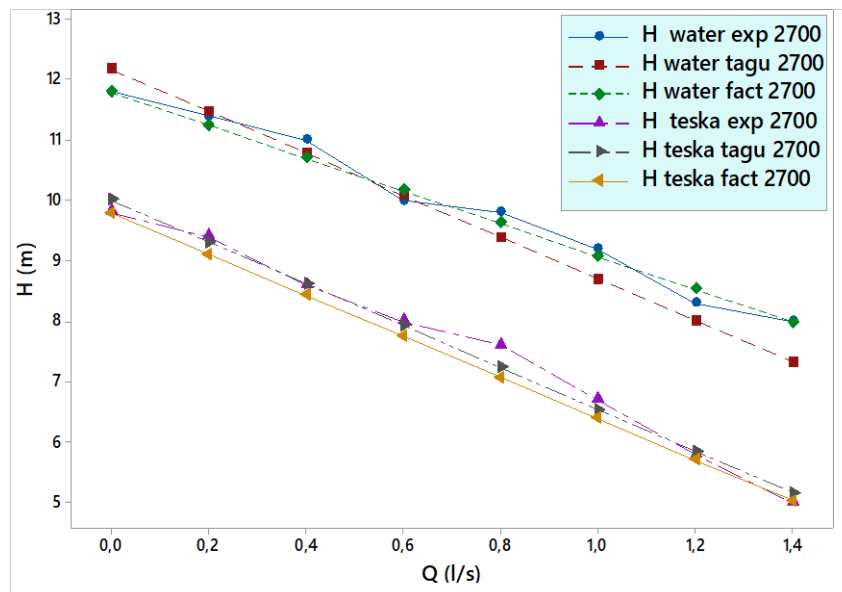
pour les deux liquides ( exemple :  $Q=0$ ,  $H_{\text{eau}}=11.8\text{m}$  pour  $N=2700$  tr/min et  $H_{\text{eau}}=14\text{m}$  pour  $N=3000$  tr/min).

Donc l'effet de la viscosité et la vitesse de rotation sur la hauteur manométrique sont notables.

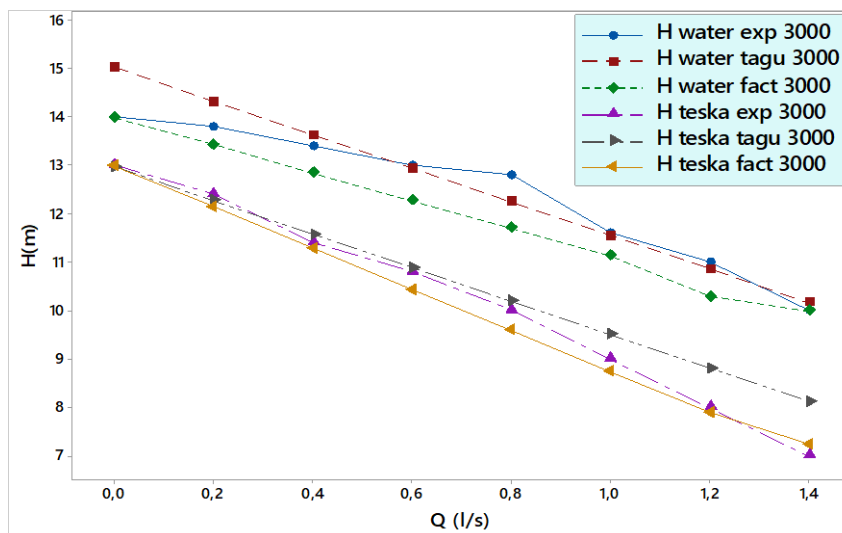
Le modèle de la hauteur manométrique par Taguchi ( $H_{\text{tagu}}$ ) respecte les tendances de la courbe expérimental ( $H_{\text{exp}}$ ) avec un coefficient de corrélation très appréciable ( $R^2 = 98,78\%$ ) et une erreur relative moyenne de l'ordre de **2.66%**

Le modèle de la Hauteur manométrique Factoriel ( $H_{\text{fact}}$ ) respecte aussi les mêmes tendances que celui de Taguchi mais avec un coefficient de corrélation très appréciable ( $R^2 = 97.55\%$ ) et une erreur relative moyenne de l'ordre de **4.03%**

On peut dire que le modèle Factoriel présente une erreur relative moyenne inférieure par rapport a Taguchi ( $X_{\text{fact}} = 4.03\%$  et  $X_{\text{tagu}} = 2.66\%$ ).



**Figure 5.1:** Courbe de la hauteur (H) en fonction du débit (Q) a  $N= 2700$  tr/min.



**Figure 5.2:** Courbe de la hauteur (H) en fonction du débit (Q) a  $N= 3000$  tr/min.

### 5.3.3.2. 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 les deux méthodes (Taguchi et Factoriel).

$$P_{\text{abs,Tagu}} = -127.7 + 110.28Q + 1.0135v + 0.0833N \quad (5.11)$$

$$P_{\text{abs,Fact}} = -288.6 + 116.96Q + 1.132v + 0.1375N \quad (5.12)$$

Pour comparer la précision des modèles obtenus par la méthode de Taguchi et Factoriel, une représentation graphique des résultats obtenues par ces modèles est comme suit (Figures 5.3 et 5.4) :

L'analyse des (Figures 5.3 et 5.4) 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 importante par rapport a 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 et Factoriel ( $P_{\text{abs, tagu}}$  et  $P_{\text{abs, fact}}$ ) respectent les tendances affichées par la courbe expérimental ( $P_{\text{abs, exp}}$ ) avec une bonne corrélation pour les deux cas en présence des deux liquides (Eau et huile Teska).

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

Le modèle de la Puissance absorbée Factoriel ( $P_{\text{abs, fact}}$ ) présente un coefficient de corrélation très appréciable ( $R^2 = 97.75\%$ ) et une erreur relative moyenne de l'ordre de **4.90%**.

On peut dire que le modèle Factoriel présente une erreur relative moyenne inférieur par rapport a Taguchi ( $X_{\text{fact}}= 4.90\%$  et  $X_{\text{tagu}}=2.23$ ).

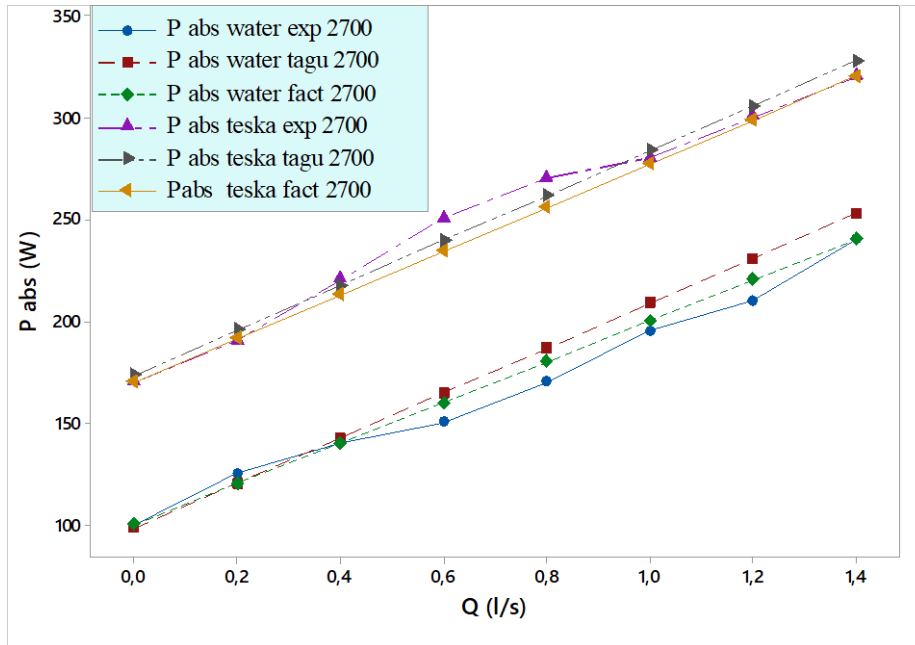


Figure 5.3: Courbe de la puissance absorbée ( $P_{abs}$ ) en fonction du débit ( $Q$ ) a  $N= 2700$  tr/min.

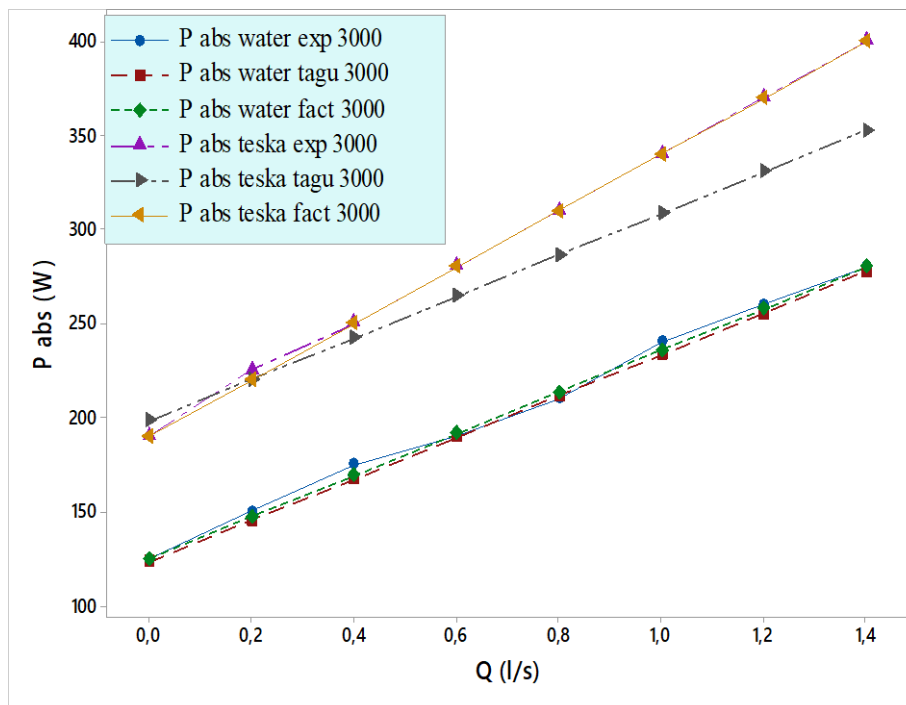


Figure 5.4: Courbe de la puissance absorbée ( $P_{abs}$ ) en fonction du débit ( $Q$ ) a  $N= 3000$  tr/min.

### 5.3.3.3. Modèle de la Puissance hydraulique de la pompe

En utilisant l'équation expérimentale de la puissance hydraulique ( $P_{hyd, exp}$ ) et les résultats des modèles de la hauteur ( $H_{tagu}$  et  $H_{fact}$ ) pour déterminer les modèles de prédiction de la puissance hydraulique pour les deux méthodes (Taguchi et Factoriel).

C'est-a- dire : en doit remplacer les valeurs de la hauteur expérimentale ( $H_{exp}$ ) par les valeurs prédites de ( $H_{tagu}$  et  $H_{fact}$ ).

Maintenant nous pouvons écrire les modèles suivantes :

$$P_{\text{Hyd,Exp}} = \rho \times g \times H_{\text{Exp}} \times Q \quad (\text{Modèle Expérimentale}) \quad (5.13)$$

$$P_{\text{Hyd,Tagu}} = \rho \times g \times H_{\text{Tagu}} \times Q \quad (\text{Modèle de Taguchi}) \quad (5.14)$$

$$P_{\text{Hyd,Fact}} = \rho \times g \times H_{\text{Fact}} \times Q \quad (\text{Modèle Factoriel}) \quad (5.15)$$

D'après les courbes des (Figures 5.5 et 5.6) en 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 a N=2700 tr/min)
- Palier stationnaire ou constant pour l'eau et Teska (exemple : de 1 à 1.2 l/s pour huile Tska a 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 et Factoriel ( $P_{\text{hyd,tagu}}$  et  $P_{\text{hyd,fact}}$ ) respectent la tendance de la courbe expérimentale ( $P_{\text{hyd,exp}}$ ) avec une bonne corrélation pour les deux cas en présence des deux liquides (Eau et huile Teska).

Le modèle de Taguchi présente une erreur relative moyenne légèrement meilleure par rapport au modèle Factoriel ( $X_{\text{fact}} = 2.59\%$  et  $X_{\text{tagu}} = 2.45\%$ ).

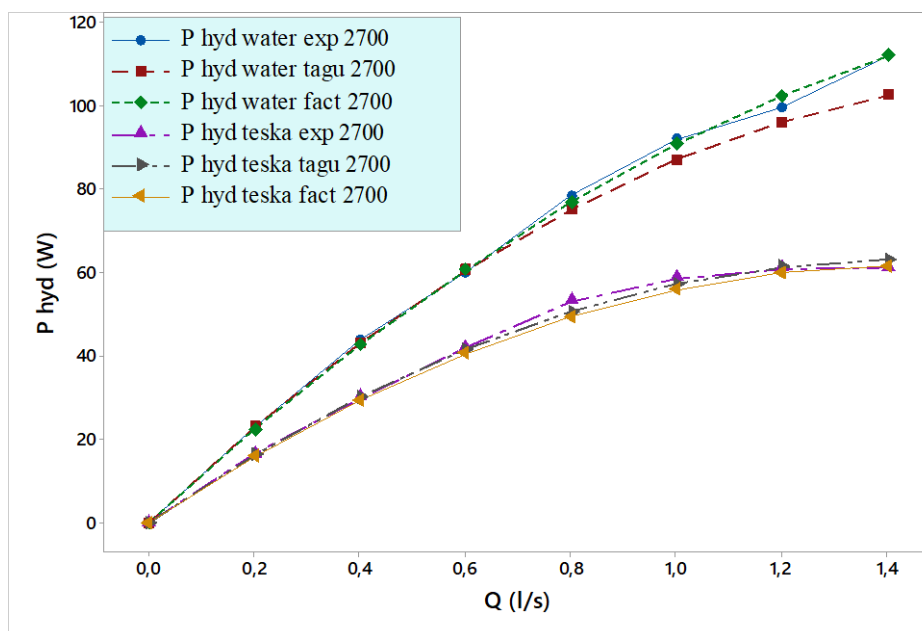


Figure 5.5: Courbe de la puissance hydraulique ( $P_{\text{hyd}}$ ) en fonction du débit ( $Q$ ) à  $N = 2700$  tr/min.

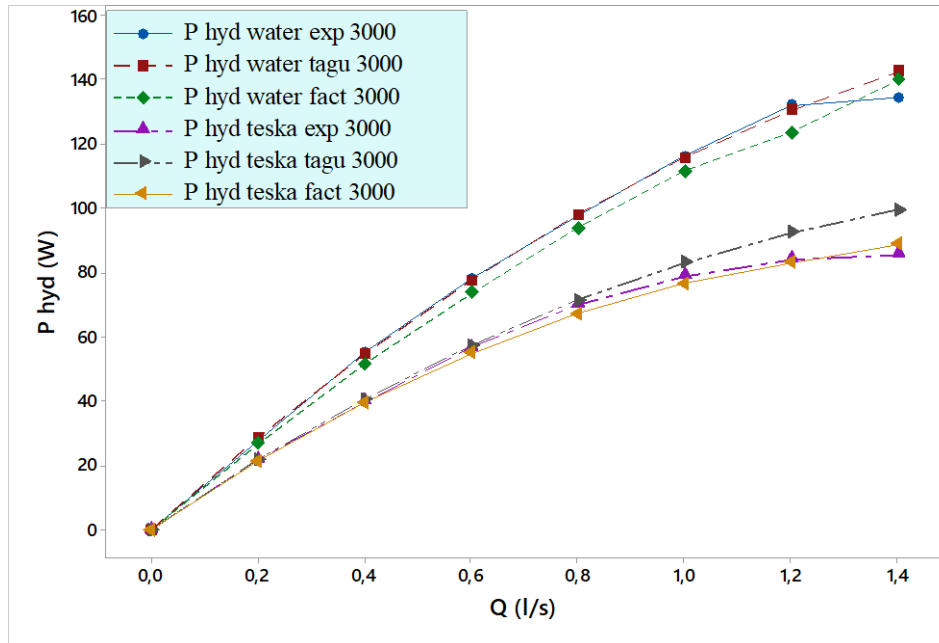


Figure 5.6: Courbe de la puissance hydraulique ( $P_{hyd}$ ) en fonction du débit ( $Q$ ) a  $N= 3000$  tr/min.

### 5.3.3.4. 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 et Factoriel ( $\eta_{Tagu}$  et  $\eta_{Fact}$ ) a partir de l'équation expérimentale ( $\eta_{Exp}$ ) et les résultats des modèles de prédiction de la puissance hydraulique et la puissance absorbée ( $P_{hyd,Tagu}$ ,  $P_{hyd,Fact}$ ,  $P_{abs,Tagu}$  et  $P_{abs,Fact}$ ).

Maintenant nous pouvons écrire les modèles suivants :

$$\eta_{Exp} = P_{Hyd,Exp} / P_{abs,Exp} \quad (\text{Modèle Expérimentale}) \quad (5.16)$$

$$\eta_{Tagu} = P_{Hyd,Tagu} / P_{abs,Tagu} \quad (\text{Modèle de Taguchi}) \quad (5.17)$$

$$\eta_{Fact} = P_{Hyd,Fact} / P_{abs,Fact} \quad (\text{Modèle Factoriel}) \quad (5.18)$$

D'après les courbes des (Figures 5.7 et 5.8) en peut faire une analyse en trois paliers :

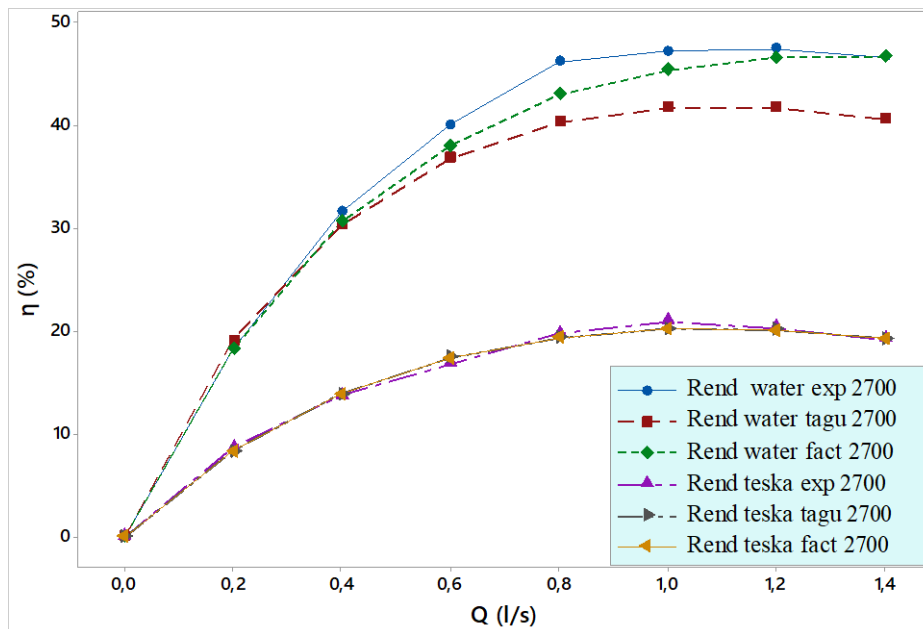
- Palier **ascendant** avec augmentation du rendement en fonction du débit pour les deux liquides (exemple : de 0 a 1 l/s pour huile Teska a  $N=2700$  tr/min)
- Palier **stationnaire** qui représente le point optimal (  $Q=1$  l/s pour huile Teska et  $Q=1.2$  l/s pour l'eau a  $N=2700$  tr/min).
- Palier **descendant** avec diminution du rendement en fonction du débit pour les deux liquides (exemple : de 1 a 1.4 l/s pour huile Teska a  $N=2700$  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 a l'huile teska (exemple :  $Q= 0.8$  l/s,  $\eta_{Eau} = 46.15\%$  et  $\eta_{Teska} =19.7\%$ ).

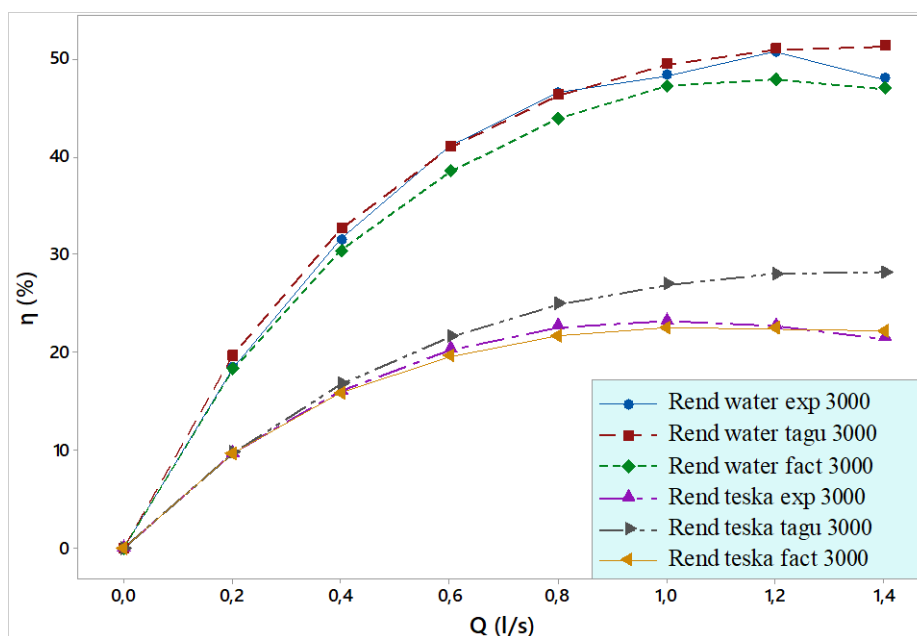
L'influence de la vitesse de rotation sur l'évolution du rendement est presque négligeable (exemple :  $Q = 0.8$  l/s,  $\eta_{\text{Eau}} = 46.15\%$  pour  $N=2700$  tr/min et  $\eta_{\text{Eau}} = 46.54\%$  pour  $N=3000$  tr/min). Donc la viscosité présente une influence remarquable sur le Rendement.

Le modèle de Taguchi et Factoriel ( $\eta_{\text{Tagu}}$  et  $\eta_{\text{Fact}}$ ) respectent la tendance de la courbes expérimental ( $\eta_{\text{exp}}$ ) avec une bonne corrélation pour les deux cas en présence des deux liquides (Eau et huile Teska).

Le modèle Taguchi présente aussi une erreur relative moyenne meilleure par rapport au modèle Factoriel ( $X_{\text{fact}} = 3.37\%$  et  $X_{\text{tagu}} = 2.43\%$ ).



**Figure 5.7:** Courbe du rendement de la pompe ( $\eta$ ) en fonction du débit ( $Q$ ) à  $N=2700$  tr/min.



**Figure 5.8:** Courbe du rendement de la pompe ( $\eta$ ) en fonction du débit ( $Q$ ) à  $N=3000$  tr/min.

### 5.4. Validation des modèles de prédiction

La fiabilité des modèles mathématiques développés par la méthode de Taguchi et Factoriel ont été testées en réalisant autre nouveaux essais. Les conditions des essais de confirmation ont été choisies de façon qu'ils soient dans les gammes (définies auparavant) de la variation des facteurs étudiés. 8 essais ont été choisies pour la validation des modèles développés. Les (Tableaux 5.33 à 5.36) présentent les valeurs de l'erreur relative entre les valeurs expérimentales et prédites obtenues à partir de leurs équations de prédiction (équations 90 à 99). La valeur de l'erreur relative est calculée de la façon suivante :

$$(X) \text{ Erreur} = \left| \frac{\text{Valeur Expérimentale} - \text{Valeur Prédite}}{\text{Valeur Expérimentale}} \right| \times 100 \quad (\%) \quad (5.19)$$

**Tableau 5.33:** Comparaison des valeurs expérimentales et prévues de la Hauteur.

Essais	Q (l/s)	v (cSt)	N (tr/min)	Reponse	Expérimental	Taguchi	Erreur %	Factoriel	Erreur %
1	0,2	1	2700	<b>La Hauteur (m)</b>	11,4	11,4774	0.67	11,4345	0.30
2	0,6	1	3000		13,0	13,0421	0.32	12,4560	4.18
3	1,0	1	3000		11,6	11,6569	0.49	11,1276	4.07
4	1,2	1	3000		11,0	10,9643	0.32	10,4634	4.87
5	0,6	75	2700		8,0	7,9426	0.71	7,8558	1.80
6	1,0	75	2700		6,7	6,5573	2.12	6,5274	2.57
7	1,2	75	2700		5,8	5,8647	1.11	5,8632	1.08
8	0,2	75	3000		12,4	12,2776	0.98	11,5340	6.98
L'erreur relative moyenne-TAGUCHI :					<b>0.84%</b>	avec un <b>R<sup>2</sup> = 99.2%</b>			
L'erreur relative moyenne - FACTORIEL :					<b>3.23%</b>	avec un <b>R<sup>2</sup> = 97.6%</b>			

**Tableau 5.34:** Comparaison des valeurs expérimentales et prévues de la Puissance absorbée.

Essais	Q (l/s)	v (cSt)	N (tr/min)	Reponse	Expérimental	Taguchi	Erreur %	Factoriel	Erreur %
1	0,2	1	2700	<b>La Puissance absorbée (W)</b>	125	120,27	3.77	107,17	14.26
2	0,6	1	3000		190	189,38	0.32	195,20	2.74
3	1,0	1	3000		240	233,49	2.71	241,99	0.83
4	1,2	1	3000		260	255,54	1.71	265,38	2.07
5	0,6	75	2700		250	239,39	4.24	237,72	4.90
6	1,0	75	2700		280	283,50	1.25	284,51	1.61
7	1,2	75	2700		300	305,55	1.85	307,90	2.63
8	0,2	75	3000		225	220,26	2.10	232,19	3.19
L'erreur relative moyenne-TAGUCHI :					<b>2,24 %</b>	avec un <b>R<sup>2</sup> = 99.2%</b>			
L'erreur relative moyenne - FACTORIEL :					<b>4,02%</b>	avec un <b>R<sup>2</sup> = 97.7%</b>			

**Tableau 5.35:** Comparaison des valeurs expérimentales et prévues de la Puissance hydraulique.

Essais	Q (l/s)	v (cSt)	N (tr/min)	Reponse	Expérimental	Taguchi	Erreur %	Factoriel	Erreur %
1	0,2	1	2700	<b>La Puissance hydraulique (W)</b>	22,80	22,95	0.67	22,86	0.30
2	0,6	1	3000		77,99	78,25	0.33	74,73	4.17
3	1,0	1	3000		116,00	116,56	0.49	111,27	4.07
4	1,2	1	3000		132,00	131,57	0.32	125,56	4.87
5	0,6	75	2700		42,00	41,69	0.71	41,24	1.80
6	1,0	75	2700		58,62	57,37	2.12	57,11	2.56
7	1,2	75	2700		60,90	61,58	1.11	61,56	1.08
8	0,2	75	3000		21,70	21,48	0.98	20,18	6.98
L'erreur relative moyenne-TAGUCHI :					<b>0,84 %</b>	avec un <b>R<sup>2</sup> = 99.7%</b>			
L'erreur relative moyenne - FACTORIEL :					<b>3,22 %</b>	avec un <b>R<sup>2</sup> = 99.5%</b>			

**Tableau 5.36:** Comparaison des valeurs expérimentales et prévues du Rendement.

Essais	Q (l/s)	v (cSt)	N (tr/min)	Reponse	Expérimental	Taguchi	Erreur %	Factoriel	Erreur %
1	0,2	1	2700	<b>Le Rendement (%)</b>	18,24	19,08	4.63	21,33	16.98
2	0,6	1	3000		41,05	41,32	0.65	38,28	6.73
3	1,0	1	3000		48,33	49,92	3.29	45,98	4.85
4	1,2	1	3000		50,76	51,48	1.43	47,31	6.79
5	0,6	75	2700		16,80	17,41	3.68	17,34	3.26
6	1,0	75	2700		20,93	20,23	3.30	20,07	4.08
7	1,2	75	2700		20,30	20,15	0.72	19,99	1.50
8	0,2	75	3000		9,64	9,75	1.18	8,693	9.82
L'erreur relative moyenne-TAGUCHI :					<b>2,36%</b>	avec un <b>R<sup>2</sup> = 99.6%</b>			
L'erreur relative moyenne - FACTORIEL :					<b>6,75%</b>	avec un <b>R<sup>2</sup> = 99.1%</b>			

Les corrélations entre les valeurs prédites et les valeurs expérimentales de la hauteur ,la puissance absorbée,la puissance hydraulique et le rendement de la pompe sont également illustrées dans les (Figures 5.9 à 5.16). La valeur du coefficient de corrélation ( $R^2$ ) et l'erreur relative moyenne entre la hauteur expérimentale et celle prédite par le modèle de Taguchi sont égales à 99.2% et 0.84%, respectivement. Inversement, le coefficient de corrélation ( $R^2$ ) et l'erreur relative moyenne entre la hauteur expérimentale et celle prédite par le modèle Factoriel sont égales à 97.6% et 3.23%, respectivement. Le modèle mathématique Factoriel a montré un coefficient de corrélation légèrement inférieur et une erreur relative moyenne plus élevée par rapport au modèle de Taguchi .les memes résultats sont obtenues aux analyses des autres performances de la pompe telle que la puissance absorbée, la puissance hydraulique et le rendement de la pompe ou les valeurs des erreurs relatives et les coefficients de corrélations présentent de meilleures performances de prédiction pour les modèles de Taguchi par rapport aux modèles mathématiques Factoriels.

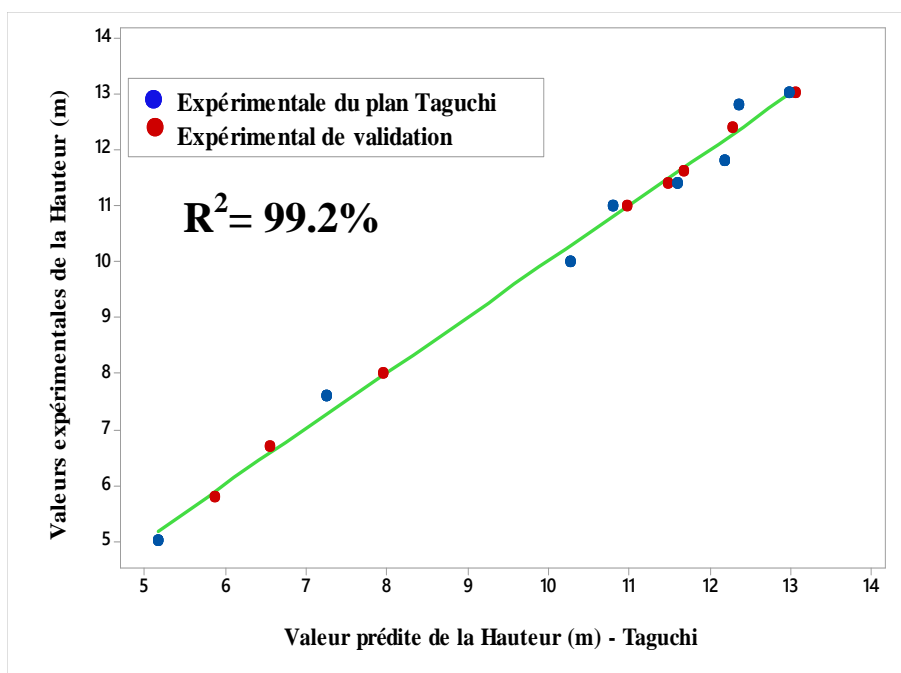


Figure 5.9 :Corrélation entre les valeurs réelles et prévues de la Hateur par le modèle de Taguchi.

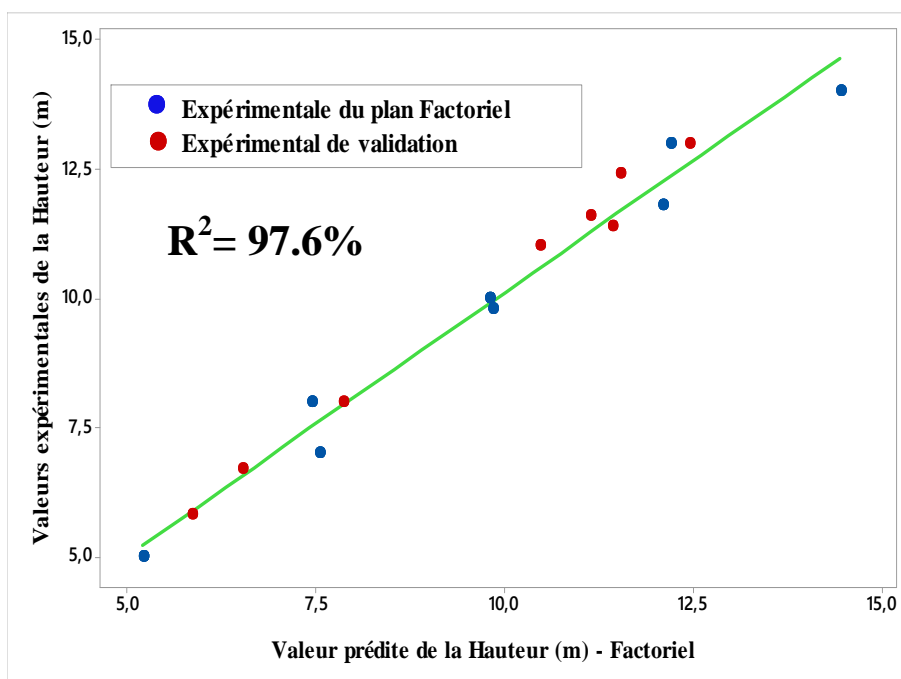


Figure 5.10 :Corrélation entre les valeurs réelles et prévues de la Hateur par le modèle Factoriel

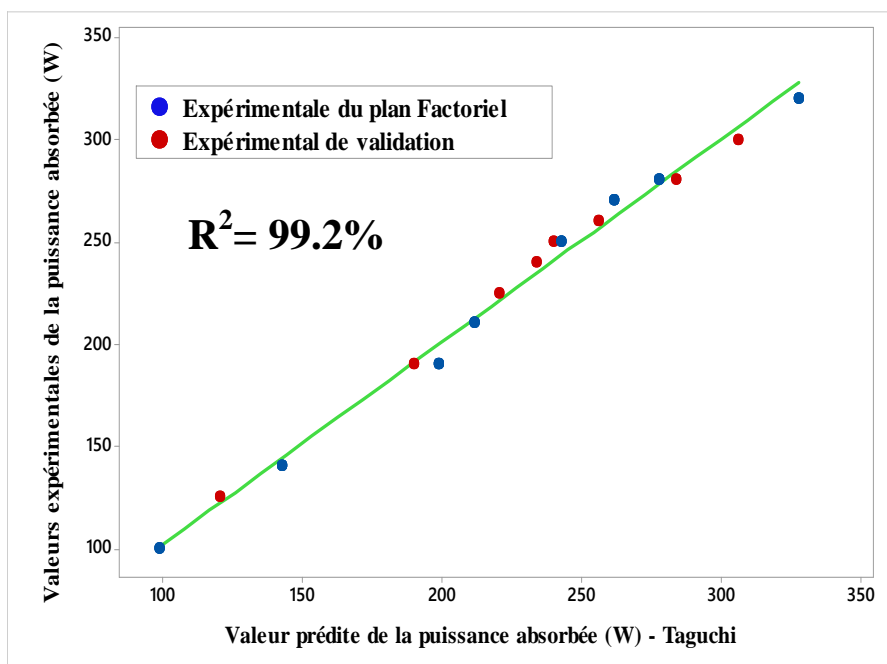


Figure 5.11 :Corrélation entre les valeurs réelles et prévues de la Puissance absorbée par le modèle de Taguchi.

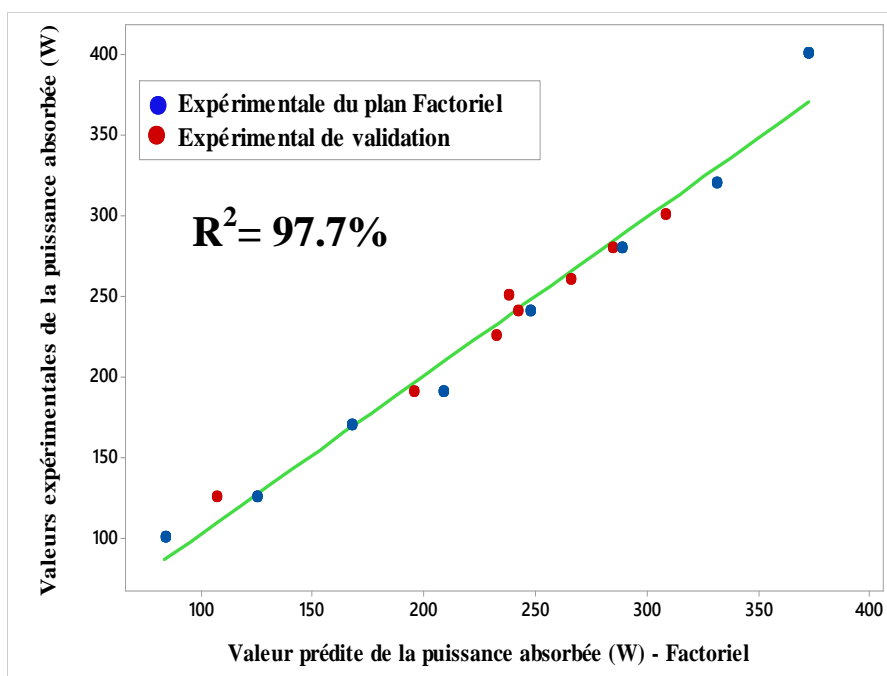


Figure 5.12 :Corrélation entre les valeurs réelles et prévues de la Puissance absorbée par le modèle Factoriel.

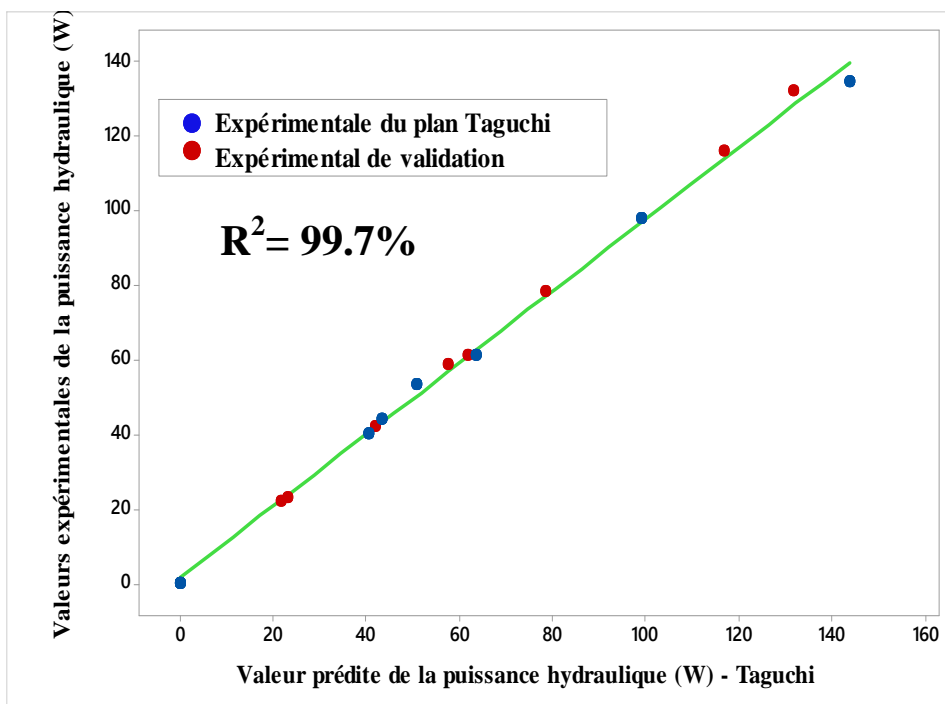


Figure 5.13 :Corrélation entre les valeurs réelles et prévues de la Puissance hydraulique par le modèle de Taguchi.

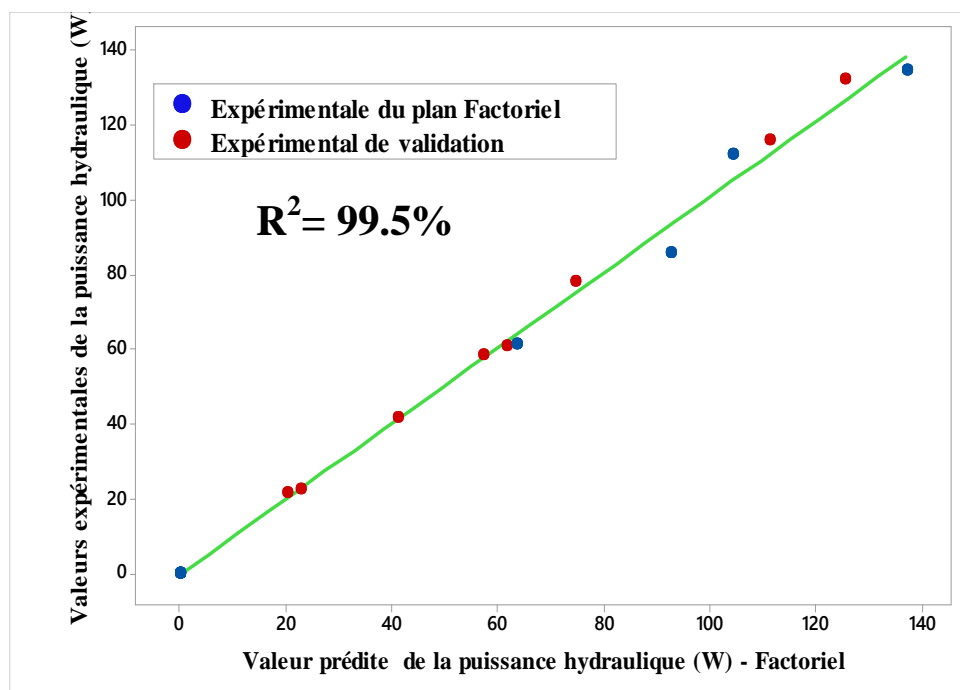


Figure 5.14 :Corrélation entre les valeurs réelles et prévues de la Puissance hydraulique par le modèle Factoriel.

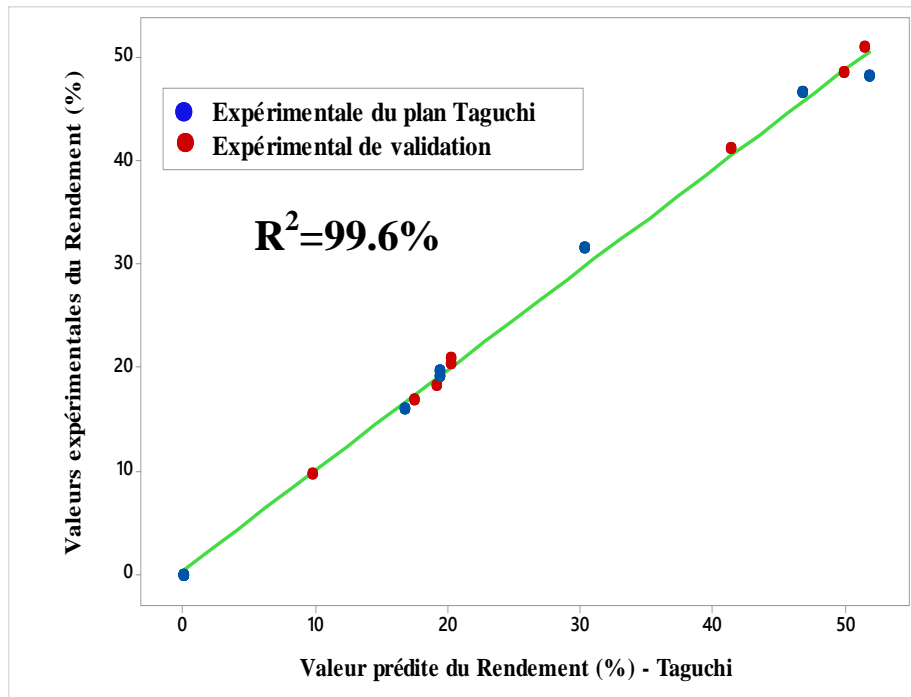


Figure 5.15 :Corrélation entre les valeurs réelles et prévues du Rendement par le modèle de Taguchi.

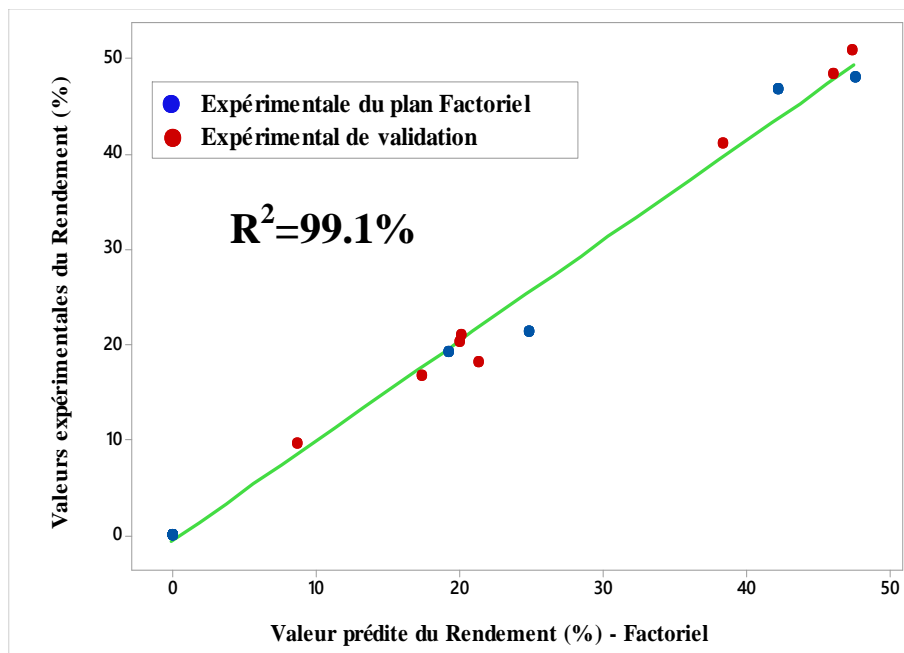


Figure 5.16 :Corrélation entre les valeurs réelles et prévues du Rendement par le modèle Factoriel.

## 5.5. Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons appliqué la méthode des plans d'expériences afin d'obtenir les équations de prédictions de la pompe testée. Cette partie nous a permis de conclure les points suivants :

- L'analyse de la variance des deux méthodes (Taguchi et Factorielle) montre que les paramètres principaux tels que le débit, la viscosité et la vitesse de rotation ont une contribution significative sur la hauteur et la puissance absorbée.
- Les interactions entre ces facteurs ont une contribution nulle pour la méthode de Taguchi et Factorielle.
- Les performances de la pompe centrifuge tels que la hauteur, la puissance hydraulique et le rendement de la pompe sont inversement proportionnels avec la viscosité par contre la puissance absorbée à une proportionnalité avec cette dernière (viscosité).
- La vitesse de rotation a une influence aussi sur les performances de la pompe élaborée.
- Les modèles de Taguchi et Factoriel présentent de bons résultats avec de bonnes corrélations avec les résultats expérimentaux.
- D'après les résultats de ces modèles (Taguchi et Factoriel), nous pouvons conclure que les modèles obtenus par la méthode de Taguchi sont légèrement mieux par rapport aux modèles obtenus par la méthode Factorielle car ils présentent des corrélations beaucoup plus meilleures et des erreurs relatives moyennes inférieures.

# Conclusion générale et perspectives

### 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.
- ❖ la détermination des différentes pertes de la hauteur montre que les pertes par choc sont importantes par rapport aux autres pertes telles que les pertes par frottement de la roue, d'aspiration, etc.....
- ❖ L'effet de la viscosité est non observable pour certaines modèles tel que le modèle des pertes par flottement de la roue, pertes d'aspiration et pertes volute, donc nous pouvons dire que le changement de la viscosité pour ces modèles ne possède pas une variation des pertes.
- ❖ 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 des deux méthodes des plans d'expériences (Taguchi et Factoriel), 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 et Factoriel a présenté des bons résultats et des bonnes corrélations avec les résultats expérimentaux, donc il y a un bon accord entre les deux méthodes.
- ❖ D'après les résultats de ces modèles (Taguchi et Factoriel), nous pouvons conclure que les modèles obtenus par la méthode de Taguchi sont légèrement mieux par rapport à ceux de la méthode Factoriel. Elle présente une corrélation beaucoup plus meilleure avec des erreurs relatives inférieures.

### **Suggestions et Perspectives**

Suite à cette étude et pour la continuité des recherches relatives à ce travail, quelques suggestions et perspectives peuvent être envisagées :

Le facteur de la viscosité n'est pas le seul qui provoque une variation des performances des pompes centrifuges, la géométrie de la pompe influe aussi sur ses caractéristiques. Donc pour améliorer ces performances au pompage des liquides visqueux, une amélioration de la géométrie de la roue est aussi nécessaire.

# Références bibliographiques

- [1] Ladouani A, Nemdili A. (2002). Experimental study on centrifugal pump performance when handling industrial oils. in: proceedings of the xxist iahr symposium on hydraulic machinery and systems, Lausanne, Switzerland, volume i, isbn 3-85545-865-0, PP 183–190.
- [2] Ladouani A, Nemdili A. (2003). Application of empirical methods to deduce the performance of a centrifugal pump for high viscous fluids from those of water, 11th iahr international meeting of the work group on the behaviour of hydraulic machinery under steady oscillatory conditions, october 8-10, 2003, In stuttgart – Germany
- [3] 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).
- [4] 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.
- [5] N. Medan., M. LobontiU., S. Ravai nagy and G. Dezso. (2017). Taguchi versus full factorial design to determine the equation of impact forces produced by water jets used in sewer cleaning, matec web of conferences 112, 03007 (2017), doi:10.1051/mateconf/201711203 00 imane&e.
- [6] 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.
- [7] J. Remisz, DR. Eng. (1983). Slurry pumps transformation of characteristics and design, eithth.conference of british pump manufacturers association©bhra fluid engineering 1983.
- [8] 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.
- [9] 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.
- [10] Walker, C. I., and Goulas, A. (1984). Performance characteristics of centrifugal pumps when handling non-newtonian homogeneous slurries,proc. instn.mech. engrs., 198a, pp. 41–49.
- [11] MA Rayan, M shawky,(1989). Evaluation of wear in a centrifugal slurry pump, 1989 proc instn mech engrs vol 203.
- [12] Gahlot, V. K., Seshadri, V., and Malhotra, R. C. (1992). Effect of density, size distribution, and concentration of solid on the characteristics of centrifugal pumps. j. fluids eng., asme vol 114, 386–389.
- [13] S.Yedidiah S ., Reg Mech engr, Memasme. (1996). Present knowledge of the effects of the impeller geometry on the developed head, 1996, proc instn mech engrs vol 210.
- [14] Ni, F, Vlasblom, W. J., and Zwartbol, A. (1999). Effect of high solid concentration on. characteristics of a slurry pump, hydrotransport 14, bhra fluid engg. maastricht, the neatherland, pp. 141–149.

- [15] Anders Sellgren, Graeme Addie and Stephen Scott. (2000). The effect of sand-clay slurries on the performance of centrifugal pump, the canadian journal of chemical engineering, vol – 78.
- [16] B.K Gandhi, S.N. Singh, V. Seshadri. (2001). Variation of wear along the volute casing of a centrifugal slurry pump. jsme international journal vol. 44.
- [17] Gandhi, B. K., Singh, S. N., and Seshadri, V. (2001). Performance characteristics of centrifugal slurry pumps, asme j. fluids eng., **123**, pp. 271–28.
- [18] Engin, T., and Gur, M. (2001). Performance characteristics of a centrifugal pump impeller with running tip clearance pumping liquid-solid mixtures, asme j. fluids eng., **123**, pp. 532–538.
- [19] B.K Gandhi, S.N. Singh, V. Seshadri. (2002). Effect of speed on the performance characteristics of a centrifugal slurry pump, journal of fluid engineering, vol. february 2002.
- [20] Tahsin Engin, Mesut Ger. (2003). Comparative evaluation of some existing correlations to predict head degradation of centrifugal slurry pumps, journal of fluid engineering, vol. january 2003.
- [21] Ladouani A, Nemdili A. (2004). Optimal method of selecting pumping systems for viscous fluids. scientific bulletin of the politehnica university of timisoara, romania, transactions on mechanics 49(63):211–216, special issue, issn 1224-6077.
- [22] Ladouani A, nemdili A. (2008). Influence of reynolds number on various efficiencies of standard centrifugal pumps. scientific bulletin of the politehnica university of timisoara, romania, transactions on mechanics, 53(67):239–246, special issue issn 1224-6077.
- [23] 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.
- [24] L. Amming R William, H.M. Bernbaum. (1974). Centrifugal pump performance prediction using computer aid, computers & fluids 2 (2): 163–172.
- [25] O.E. Balje. (1981). Turbomachines. New york: John wiley.
- [26] W. Jansen, P. B. Sunderland. (1990). Off-design performance prediction of centrifugal pumps, fluid machinery components, asme fed 101: 1–9.
- [27] T. Robert Keith. (1994). Rotodynamic pump design. new york: cambridge university press.
- [28] 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.
- [29] 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.

- [30] 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).
- [31] 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, universite badji mokhtar – Annaba.
- [32] [36] Miguel Asuaje . (2003). Methodologie et optimisation dans la conception et l'analyse des performances des turbomachines a fluide incompressible, these de doctorat en mecanique, ecole nationale superieure d'arts et metiers centre de paris.
- [33] Benretem Abdelouahab . (2005). Influence des particules solides sur les caracteristiques des pompes centrifuges a melange liquide-solide, these de doctorat, universite badji mokhtar – Annaba.
- [34] Khin Cho Thin., mya myA Khaing., and Khin MaunG Aye.(2008). Design and performanceanalysis of centrifugal pump, proceeding of world academy of science, engineering and technology volume 36 december 2008 issn2070-3740.
- [35] Antal Thuma. (1993). Machine hydrauliques. Office des publications universitaires, place centrale de ben aknoun (Alger).
- [36] Sushil Mittal., Satish KumaR. (2008). Simulation of optimum loss models for radial centrifugal pump. thesis submitted in partial fulfilment of the requirements for the award of degree of master of engineering, mechanical engineering department thapar universty patiala– 147004, june 2008.
- [37] Ahmed Ouendjli., Ali Nemdili and Abdelkrim Ladouani. (2000). predetermination des performances d'une pompe centrifuge a partir de ses donnees geometriques - elaboration d'un programme de calcul. magistere, usto Oran.
- [38] 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.
- [39] Yahiaoui Idris. (2015) Les plans d'expériences initiation a la construction et l'analyse des plans factoriels complets a deux niveaux et du plan composite centre, cours, universite a. mira – Bejaia-faculté de technologie-département de génie des procédés.
- [40] G., Sado, M. C. Sado. (1991). Les plans d'expériences de l'expérimentation a l'assurance qualité. ed. afnor technique.
- [41] J. Vial, A. Jardy. (1998). Utilisation des plans d'expériences pour évaluer la robustesse d'une méthode d'analyses par c.p.l. analysis, 26, 15-24.
- [46] J. Goupy. (1990). Revue de statistique appliquee, tome 38, n°4, ed. numdam, 5-44.
- [42] Boukli Hacene S. M. A. (2010). Contribution A l'étude de la résistance caractéristique des bétons de la région de Tlemcen, thèse de doctorat a l'université de Tlemcen, janvier, 193p.
- [44] 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.

- [45] Pillet M.(1992) . Introduction aux plans d'expériences par la methode taguchi, les editions d'organisation ed., paris.
- [46] Baron J., Ollivier J.P. (1996). Les betons bases et donnees pour leur formulation, edition eyrolles, paris, 522 p.
- [47] S.Vivier. (2002). Strategie d'optimisation par la methode des plans d'expériences 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.
- [48] G.Taguchi., S. Konishi. (1987). Taguchi methods, orthogonal arrays and linear graphs, tools for quality american supplier institute, american supplier institute; pp. 8-35.
- [49] 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.
- [50] 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.
- [51] 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.
- [52] Abid.U., Bilal.K., Mustafa.A and M. S. G. (2020). Performance optimization and parametric evaluation of the cascade vapor compression refrigeration cycle using Taguchi and ANOVA methods,AppliedThermalEngineering,doi :https:// doi.org/10.1016/j.a pplthermaleng. 2020. 115816.
- [53] 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.
- [54] 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.
- [55] 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 Wastewate. Membranes. www. mdpi.com /journal / membranes, doi :10.3390/membranes10080170.
- [56] R. Sabre.(2007). Plans d'expériences - methode de taguchi f 1006. éditions t.i. techniques de l'ingenieur, base documentaire « agroalimentaire ».

**Annexe  
(Activités scientifiques)**

## Communications Internationales

1. La 2<sup>ème</sup> Conférence Internationale sur la Maintenance et la Sécurité Industrielle Skikda; le 28 et 29 **Octobre 2013. Influence de la viscosité des liquides sur les performances des pompes centrifuges.** **BOUSBA Issam**, CHEGHIB Hocine
  
2. 5TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON ADVANCES IN MECHANICAL ENGINEERING ISTANBUL 2019 (ICAME2019) scheduled from 17 – 19 December 2019 in Istanbul. **USE OF THE FACTORIAL METHOD FOR THE PREDICTION OF THE PERFORMANCE OF THE CENTRIFUGAL PUMPS UNDER THE EFFECT OF THE VISCOSITY.** **Issam Bousba**<sup>1,\*</sup>, Hocine Cheghib<sup>1</sup>, Omar Reffas<sup>1</sup>, Haithem Boumediri<sup>2</sup>
  
3. 5TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON ADVANCES IN MECHANICAL ENGINEERING ISTANBUL 2019 (ICAME2019) scheduled from 17 – 19 December 2019 in Istanbul. **Influence of the viscosity of liquids on the value of different losses of the centrifugal pump.** **Issam Bousba**<sup>1,\*</sup>, Hocine Cheghib<sup>1</sup>, Omar Reffas<sup>1</sup>, Haithem Boumediri<sup>2</sup>
  
4. 5TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON ADVANCES IN MECHANICAL ENGINEERING ISTANBUL 2019 (ICAME2019) scheduled from 17 – 19 December 2019 in Istanbul. **ANALYZING CENTRIFUGAL PUMPS FOR PERFORMANCE EVALUATION USING TWO-LEVEL SPLIT-PLOT DESIGNS AND REGRESSION ANALYSIS .** **Issam Bousba**<sup>1,\*</sup>, Haithem Boumediri<sup>2</sup>, Hocine Cheghib<sup>1</sup>, Omar Reffas<sup>1</sup>,
  
5. 5TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON ADVANCES IN MECHANICAL ENGINEERING ISTANBUL 2019 (ICAME2019) scheduled from 17 – 19 December 2019 in Istanbul. **BAYESIAN NETWORK FOR RELIABILITY ANALYSIS OF COMPLEX ELECTRICAL SYSTEMS.** Omar reffas<sup>1\*</sup>, Yacine Sahraoui<sup>2</sup>, Rachida Ghoul<sup>3</sup>, **Issam Bousba**<sup>1</sup>, Haithem Boumediri<sup>4</sup>.
  
6. 5TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON ADVANCES IN MECHANICAL ENGINEERING ISTANBUL 2019 (ICAME2019) scheduled from 17 – 19 December 2019 in Istanbul. **PREDECTION MODEL FOR THE PHENOMENON OF ELECTRIC SHOCK USING A BAYESIAN NETWORKS.** Omar reffas<sup>1\*</sup>, Haithem Boumediri<sup>2</sup>, **Issam Bousba**<sup>1</sup>, Yacine Sahraoui<sup>2</sup>, Bilal Zerouali<sup>4</sup>.
  
7. 5TH INTERNATIONAL CONFERENCE ON ADVANCES IN MECHANICAL ENGINEERING ISTANBUL 2019 (ICAME2019) scheduled from 17 – 19 December 2019 in Istanbul. **STATISTICAL ANALYSIS OF THE ACTIVE AND REACTIVE POWER OF ELECTRICAL STATION IN STEEL COMPLEX OF EL-HADJAR USING LOG-LOGISTIC DISTRIBUTION.** Omar reffas<sup>1\*</sup>, Haithem Boumediri<sup>2</sup>, **Issam Bousba**<sup>1</sup>, Yacine Sahraoui<sup>2</sup>

## Publications

**Issam Bousba1\***, Hocine Cheghib1, Yacine Benlalli2 & Nabil Kahoul1, **Prédiction des performances des pompes centrifuges sous l'influence de la viscosité des liquides en utilisant la méthode Taguchi.** Rev. Sci. Technol., Synthèse Vol 25, numéro 1: 134-143 (2019)