



UNIVERSITE DE BLIDA 1
FACULTE DE TECHNOLOGIE
DEPARTEMENT DE MECANIQUE

Projet de Fin d'Etudes
Pour l'obtention du Diplôme de Master
Installation Énergétique et Turbomachine

Etude de la cavitation dans les turbos pompe

Promoteur :

M. M Said

Réalisé par :

Messihddine Imad

Kessoum Ishak

Promotion : 2022/2023

Remerciement

En premier lieu, je remercie Dieu qui m'a donné la patience afin de terminer ce travail.

Deuxièmement je remercie mes parents infiniment.

Je remercie mon promoteur monsieur Saïd Mohamed pour son aide et ses conseils qui ont été très.

En fin, je remercie infiniment tous ceux qui ont contribué de près ou de loin dans ce modeste travail.

Résumé

La cavitation dans les pompes centrifuges est un phénomène qui peut avoir un impact significatif sur les performances de la pompe. Pour étudier et évaluer les effets de la cavitation, des essais sont généralement réalisés sur les pompes centrifuges. Ces essais consistent à mesurer différentes caractéristiques de la pompe, telles que le débit, la pression, la puissance et le rendement, dans des conditions spécifiques.

Les résultats des essais sont souvent présentés sous forme de tableaux et de graphiques. Les tableaux peuvent présenter les données mesurées, telles que le débit et la pression à différentes vitesses de rotation de la pompe, ainsi que les conditions de fonctionnement correspondantes. Les graphiques peuvent illustrer les variations des différentes caractéristiques de la pompe en fonction de la vitesse de rotation ou du débit. L'analyse et l'interprétation de ces tableaux et graphiques permettent de comprendre les performances de la pompe et d'identifier les effets de la cavitation. Par exemple, on peut observer une diminution du débit ou une augmentation de la perte de charge lorsque la cavitation se produit. Les variations des caractéristiques de la pompe peuvent être commentées pour expliquer les phénomènes observés et les implications sur les performances de la pompe.

ملخص

لدراسة وتقييم آثار التجويف في مضخات الطرد المركزي هو ظاهرة يمكن أن يكون لها تأثير كبير على أداء المضخة. التجويف ، عادة ما يتم إجراء الاختبارات على مضخات الطرد المركزي. تتكون هذه الاختبارات من قياس الخصائص المختلفة للمضخة، مثل التدفق والضغط والقوة والكفاءة، في ظل ظروف محددة.

غالبًا ما يتم تقديم نتائج الاختبار في شكل جداول ورسوم بيانية. يمكن أن تعرض الجداول البيانات المقاسة، مثل التدفق والضغط بسرعات دوران مختلفة للمضخة، وظروف التشغيل المقابلة. يمكن أن توضح الرسوم البيانية كيف تختلف خصائص المضخة باختلاف سرعة الدوران أو معدل التدفق.

يتيح تحليل وتفسير هذه الجداول والرسوم البيانية فهم أداء المضخة وتحديد آثار التجويف. على سبيل المثال، يمكن ملاحظة انخفاض في معدل التدفق أو زيادة انخفاض الضغط عند حدوث التجويف. يمكن التعليق على الاختلافات في خصائص المضخة لشرح الظواهر المرصودة والآثار المترتبة على أداء المضخة.

Summary

Cavitation in centrifugal pumps is a phenomenon that can have a significant impact on pump performance. To study and evaluate the effects of cavitation, tests are usually performed on centrifugal pumps. These tests consist of measuring different characteristics of the pump, such as flow, pressure, power and efficiency, under specific conditions.

Test results are often presented in the form of tables and graphs. Tables can show measured data, such as flow and pressure at different pump rotation speeds, and the corresponding operating conditions. Graphs can illustrate how different pump characteristics vary with rotational speed or flow rate.

The analysis and interpretation of these tables and graphs make it possible to understand the performance of the pump and to identify the effects of cavitation. For example, a decrease in flow rate or an increase in pressure drop can be observed when cavitation occurs. Variations in pump characteristics can be commented on to explain observed phenomena and implications for pump performance.

Sommaire :

Remerciement

Sommaire

Liste des tableaux

Liste des figures

Nomenclature

Introduction générale.....	1
Chapitre 1 : Généralités sur la cavitation	2
1.1. Définition de la cavitation :	2
1.2.les différents type de cavitation :	3
2.2.1. Cavitation hydrodynamique :	3
1.2.2.Cavitation acoustique :	4
1.2.3 Cavitation thermique :	5
1.2.4. Cavitation électrochimique :.....	6
1.2.5. Cavitation de contact :.....	6
1.3.les effets de la cavitation :	7
1.3.1. L'Érosion :.....	7
1.3.2. Le bruit :.....	8
1.3.3. Vibrations :.....	9
1.3.4. Réduction de l'efficacité :	9
1.3.5. Production de particules :	10
1.4. Npsh :	10
1.4.1. NPSHr :.....	10
1.4.2. NPSHd :.....	11
1.5. Conclusion :	13
CHAPITRE 2 : Présentation et caractéristique des Turbopompes	14
Introduction :	14
2.1 les turbopompes :.....	14
2.1.1 Classification les turbopompes.....	15
1.les pompes centrifuges	15
2.1.2 Les avantages et les inconvénients des turbopompes	16

2.2. Constitution d'une pompe centrifuge :	17
2.3. Installation des pompes centrifuges :	20
2.3.1 installation en charge :	20
2.3.2 Installation en aspiration :	20
2.4. Définition des grandeurs caractéristique d'une pompe centrifuges :	21
2.4.1. Paramètres caractéristiques d'une pompe centrifuge	21
2.4.2. Triangle des vitesses :	21
2.5. Théorème d'Euler :	23
2.6. la hauteur théorique :	24
2.7. Le débit théorique :	24
2.8. La hauteur manométrique :	24
2.8.1 Installation en aspiration :	25
2.9 Les pertes de charge :	27
2.9.1 Les pertes de charge (hydraulique) :	27
2.9.2 Les pertes par frottement (interne) :	27
2.9.3 Les pertes par choc (externe)	27
2.9.4 Les pertes par fuites (volumétriques)	27
2.10 Calcul des pertes de Charge :	27
2.10.1 Les pertes de charge singulière :	27
2.10.2 Les pertes de charges linéaires :	28
2.11 Conclusion :	28
Chapitre 3 : Banc de cavitation de la Sonacom (Berrouaghia)	29
3.1. Principe de l'expérimentation :	29
3.2. But de l'expérimentation :	29
3.3. Description de la pompe utilisée :	29
3.3.1. Les principales caractéristiques de la pompe :	30
3.4. Réalisation des essais :	33
3.4.1. Boucle d'essai :	34
Chapitre 4 : Résultats d'essais et commentaires	36
4.1. Résultats expérimentaux :	36
4.1.1. Le taux d'érosion :	36
4.1.2. Les résultats des essais	36

4.2. Grandeurs calculées :	38
4.3. Tableaux des caractéristiques de la pompe 40 NVA 150-5 correspondantes aux différentes roues étudiées :	39
4.4 : Trace des graphiques :	42
4.1.1. Courbes caractéristique de la pompe 40 NVA 150-5Correspondantes aux différentes roues étudiées :	42
4.1.2. Analyse et interprétation des graphes :	43
4.1.2.1 GRAPHE (H – Q) :	43
4.1.2.2 GRAPHE (η – Q) :	44
4.1.2.3. GRAPHE (Pabs – Q) :	45
4.1.2.4. GRAPHE (Coef.H –Coef.D) :	46
4.1.2.5. GRAPHE (Coef.P –Coef.D) :	47
Conclusion générale :	48
Bibliographie	
Annexés	

Liste des figures

CHAPITRE1 :

FIGURE 1- 1 : LA CAVITATION SUR LES POMPES CENTRIFUGES.....	4
FIGURE 1- 2 : LA FORMATION DE CAILLOTS SANGUINS EST UN PROCESSUS NATUREL CONTRIBUANT A EMPECHER LES HEMORRAGIES	5
FIGURE 1- 3 : RELATION PRESSION – TEMPERATURE	6
FIGURE 1- 4 : ÉROSION PAR CAVITATION DU COTE PRESSION DE LA POINTE D'UNE PALE D'HELICE	8
FIGURE 1- 5 : SCHEMA SIMPLIFIE DU CIRCUIT ET EVOLUTION DE LA PRESSION DANS LE CIRCUIT EXPRIMÉE EN HAUTEUR DE FLYUIDE H (MCL)	12

Chapitre 2

FIGURE 2- 1 : ROUES MOBILES DE MACHINES CENTRIFUGE, HELICO CENTRIFUGE ET AXIALE.	16
FIGURE 2- 2 : PRINCIPALE COMPOSANTES SCHEMA DE LA POMPE CENTRIFUGE.....	17
FIGURE 2- 3 : TYPES DE ROTORS.	19
FIGURE 2- 4 : PRESSE GARNITURE	20
FIGURE 2- 5 : DIAGRAMME DES VITESSES SUR UNE ROUE A ENTRER RADIALE.....	22
FIGURE 2- 6 : TRIANGLE DES VITESSES A L'ENTREE	23

Chapitre 3 :

FIGURE 3- 1 : COTE D'ENCOMBREMENT POMPE ACCOUPLEE A UN MOTEUR ELECTRIQUE ...	31
FIGURE 3- 2 : SCHÉMA DU BANC.....	34

Chapitre 4 :

FIGURE 4.1 : COURBE CARACTÉRISTIQUE (H-Q) DE LA POMPE CENTRIFUGE TYPE 40NVA 150-5 A DIFFÉRENTS DEGRÉ D'ÉROSION.....	43
FIGURE 4.2 : COURBE CARACTÉRISTIQUE (η -Q) DE LA POMPE CENTRIFUGE TYPE 40NVA 150-5 A DIFFÉRENTS DEGRÉ D'ÉROSION.....	44
FIGURE 4.3 : COURBE CARACTÉRISTIQUE (Pabs-Q) DE LA POMPE CENTRIFUGE TYPE 40NVA 150-5 A DIFFÉRENTS DEGRÉ D'ÉROSION.....	45
FIGURE 4.4 : COURBE CARACTÉRISTIQUE (COEFITON DE DEBIT – COEFITON DE HAUTEUR) DE LA POMPE CENTRIFUGE TYPE 40NVA 150-5 A DIFFÉRENTS DEGRÉ D'ÉROSION.....	46
FIGURE 4.5 : COURBE CARACTÉRISTIQUE (COEFITON DE PUISSANCDE – COEFITON DE HAUTEUR) DE LA POMPE CENTRIFUGE TYPE 40NVA 150-5 A DIFFÉRENTS DEGRÉ D'ÉROSION	46

Liste des tableaux

Chapitre 3 :

TABLEAUX3-1: CARACTÉRISTIQUES TECHNIQUES DES POMPES NVA.....	32
LE TABLEAUX 3- 2 : LES MATERIAUX CONSTITUANT CETTE POMPE	33
LE TABLEAUX 3- 3 : LEGENDE DU BANC D’ESSAI	35

Chapitre 4 :

TABLEAU 4- 1 : RESOLUTIONS DE LA 40 N.V.A 150-50 PREMIER ESSAI : M1=1000 GR ; E1=0%	36
TABLEAU 4- 2 : RESOLUTIONS DE LA 40 N.V.A 150-5 DEUXIEME ESSAI : M2=975 GR ; E2=2.5%	37
.....	37
TABLEAU 4- 3 : RESOLUTIONS DE LA 40 N.V.A 150-50 TROISIEME ESSAI : M3=970 GR ; E3=3%	37
.....	37
TABLEAU 4- 4 : RESOLUTIONS DE LA 40 N.V.A 150-50 QUATRIEME ESSAI : M4=950 GR ; E4=5%	38
.....	38
TABLEAU 4- 5 : PREMIER ESSAI : M1=1000 GR ; E1=0%.....	39
TABLEAU 4- 6 : DEUXIEME ESSAI : M2=975 GR ; E2=2.5%	40
TABLEAU 4- 7 : TROISIEME ESSAI : M3=970 GR ; E3=3%.....	41
TABLEAU 4- 8 : QUATRIEME ESSAI (M4=950 GR ; E4=5%).....	42

Nomenclature

1. NSPH	Charge nette à l'aspiration au-dessus de la pression de vapeur	(m)
2. N	Vitesse de rotation du rotor	(tr/min)
3. l	Longueur de la corde des aubages	(m)
4. K	Énergies cinématique turbulent	(m ² /s ²)
5. j	Jeu radial	(m)
6. h	Largeur du col	(m)
7. g	Accélération de la pesanteur	(m/s)
8. e	Energie interne massique d'un fluide	(J/kg)
9. b	Épaisseur de la veine fluide	(m)
10. Q	Débit volumique	(m ³ /s)
11. r	Coordonnées radial	(m)
12. S	Vitesse spécifique d'aspiration	(tr/mn, m ³ /s, m)
13. T	Temps	(s)
14. v	Volume massique d'un fluide	(m ³ /kg)
15. W	Vitesse relative	(m/s)
16. C_m	Vitesse méridien	(m/s)
17. C_a	Composante axiale de la vitesse	(m/s)
18. C_r	Composante radiale de la vitesse	(m/s)
19. C_θ	Composante azimutale de la vitesse	(m/s)
20. D_T	Diamètre extérieur du rotor	(m)
21. F_c	Facteur de condensation	(-)
22. F_v	Facteur de vaporisation	(-)
23. H_{tot}	Hauteur énergétique basée sur la pression totale	(m)
24. $L_v(T^\circ)$	Chaleur latente de vaporisation à la température T	(J/kg)
25. \dot{m}_l	Source de masse de la phase liquide	(Kg/m ³ .s)
26. \dot{m}_v	Source de masse de la phase vapeur	(Kg/m ³)
27. N_B	Nombre de bulles par unité de volume dans le mélange	(m ⁻³ /s)
28. N_s	Vitesse spécifique de la pompe	(-)
29. P_1	Pression partielle de la phase liquide	(Pa)
30. P_t	Pression totale du fluide	(Pa)
31. P_v	Pression partielle de la phase vapeur	(Pa)
32. Q_N	Débit volumique nominale	(m ³ /s)
33. R_T	Rayon extérieur de la roue	(m)
34. R_{T_1}	Rayon extérieur à l'entrée de la roue	(m)
35. T°	Température de fluide	(K°)
36. W_1	Vitesse relative à l'entrée des aubages	(m/s)
37. U_{1T}	Vitesse d'entraînement à l'entrée de la roue	(m/s)
38. α	Angle d'attaque	(rad)

39. β	Angle fluide mouvement relative	(rad)
40. η	Rendement global	(%)
41. Δh	Perte de charge	(m)
42. Φ	Coefficient de débit	(-)
43. Ψ	Coefficient de pression	(-)
44. θ	Angle de recouvrement	(rad)
45. μ_t	Viscosité turbulente	(kg /m.s)
46. μ	Viscosité dynamique	(kg/m.s)
47. ν	Viscosité cinématique	(m ² /s)
48. ρ	Masse volumique du liquide	(kg/m ³)
49. σ	Coefficient thoma de cavitation	(-)
50. ω	Vitesse angulaire du rotor	(rad/s)

Introduction générale

La cavitation est un phénomène néfaste pour les machines hydrauliques notamment les turbopompes. Elle consiste à l'évaporation d'un liquide quand sa pression baisse en dessous de la pression de saturation pour une température donnée d'un liquide.

Ses effets sont la baisse des performances de la machine à savoir la puissance de débit et la charge de liquide.

Dans cet optique, un travail pratiqué est engagé par la Sonacome de Berrouagua et consiste en in banc d'essais d'étude de la cavitation des pompes que l'entreprise produit

Pour ce faire et après cette introduction le travail est réparti en quatre chapitre :

- Le premier chapitre est une généralité sur la cavitation est les machines qui sont liés à ce phénomène.
- Le deuxième chapitre est réservé aux turbopompes ses composant et la théorie associé à son étude.
- Le troisième est une description du banc d'essais de la cavitation de l'entreprise et la procédure d'essai est envisagé.
- Le quatrième chapitre présente les essais pour une sonde de pompe affine de déterminer seuil de la cavitation.

Enfin sous forme de synthèse on achève le travail par une conclusion générale.

Chapitre 1 : Généralités sur la cavitation

1.1. Définition de la cavitation :

La cavitation est un phénomène physique complexe qui se produit lorsque la pression d'un fluide tombe en dessous de sa pression de vapeur, créant ainsi des bulles de vapeur qui se forment et implosent lorsqu'elles sont soumises à des variations de pression. La cavitation peut se produire dans de nombreuses situations, telles que dans les pompes, les hélices de navires, les turbines, les tuyaux et les vannes.

Les effets de la cavitation sur les équipements peuvent être graves, allant de la simple détérioration de la surface de contact à la rupture complète des pièces. En raison de ses effets potentiellement nuisibles, la cavitation est un sujet important de recherche dans les domaines de l'ingénierie, de la physique et de la science des matériaux.

Selon une étude de Cramer et al. (2019), les causes de la cavitation sont complexes et peuvent inclure des facteurs tels que la conception de l'équipement, la pression et la vitesse du fluide, la température et la composition chimique du liquide. Des travaux de recherche ont donc été menés pour développer des méthodes efficaces pour prévenir ou contrôler la cavitation, tels que l'utilisation de matériaux résistants à la cavitation, la modification de la conception de l'équipement ou la régulation de la pression et de la vitesse du fluide.

En outre, la cavitation peut également affecter l'efficacité énergétique des équipements. Selon une étude de Wang et al. (2018), la cavitation peut entraîner une perte de rendement énergétique dans les pompes, les turbines et les hélices de navires, et peut donc avoir un impact négatif sur les coûts opérationnels et environnementaux.

il existe des classifications de la cavitation en fonction de l'environnement, selon les différents types de fluides et les domaines d'application:

1. **Cavitation liquide-gaz** : Elle se produit lorsque les liquides sont soumis à une pression inférieure à leur pression de vapeur, créant des bulles de gaz qui se forment et implosent ensuite. Cela peut se produire dans les environnements marins, les tuyaux d'irrigation, les systèmes hydrauliques, etc.

2. **Cavitation acoustique** : Elle se produit lorsque les fluides sont exposés à des ondes sonores à haute fréquence, créant des zones de basse pression qui provoquent la formation de bulles de vapeur. Cela peut être utilisé dans les technologies de nettoyage, les ultrasons médicaux, les technologies de traitement des eaux, etc.
3. **Cavitation de liquide-liquide** : Elle se produit lorsque deux liquides différents sont mélangés, créant des turbulences qui provoquent la formation de bulles de gaz et la cavitation. Cela peut se produire dans les procédés de mélange et de dispersion, les réacteurs chimiques, etc.
4. **Cavitation de liquide-solide** : Elle se produit lorsqu'un liquide est en contact avec une surface solide rugueuse ou poreuse, créant des turbulences qui provoquent la formation de bulles de gaz et la cavitation. Cela peut se produire dans les systèmes de traitement de surface, les systèmes d'usinage, etc.
5. **Cavitation de liquide-métal** : Elle se produit lorsqu'un liquide est en contact avec un métal, créant des turbulences qui provoquent la formation de bulles de gaz et la cavitation. Cela peut se produire dans les systèmes de fusion, les systèmes de coulée, les systèmes de traitement thermique, etc.

Ces classifications de la cavitation en fonction de l'environnement sont importantes pour comprendre les mécanismes de formation de la cavitation dans différents domaines d'application, ainsi que pour développer des stratégies pour prévenir et contrôler la cavitation.

1.2.les différents type de cavitation :

Il existe plusieurs types de cavitation en fonction de l'environnement dans lequel elle se produit et de ses effets :

2.2.1. Cavitation hydrodynamique :

La cavitation hydrodynamique se produit lorsque la pression d'un fluide chute en dessous de la pression de vapeur du liquide, ce qui provoque la formation de bulles de vapeur dans le liquide. Lorsque ces bulles se déplacent dans des zones de pression plus élevée, elles implosent violemment, créant des ondes de choc et des forces destructrices qui peuvent endommager les surfaces exposées.

En hydrodynamique, la cavitation peut se produire dans les pompes, les turbines, les hélices et d'autres équipements de fluides. Elle peut être particulièrement problématique dans les applications de haute performance où les vitesses sont élevées et les pressions sont faibles, car elle peut entraîner une réduction de l'efficacité et de la durée de vie de l'équipement.

Pour réduire les effets de la cavitation, il est souvent nécessaire d'optimiser la conception de l'équipement pour minimiser les zones de faible pression ou d'ajouter des dispositifs de contrôle de la cavitation, tels que des événements ou des plaques de restriction. Des lubrifiants spéciaux peuvent également être utilisés pour réduire la probabilité de cavitation.



Figure 1- 1: La cavitation sur les pompes centrifuges.

1.2.2.Cavitation acoustique :

La cavitation acoustique se réfère à la formation de bulles de gaz ou de vapeur dans un liquide due à l'application d'ondes acoustiques. Les ondes acoustiques créent des variations de pression dans le liquide qui peuvent entraîner la formation de bulles de gaz ou de vapeur.

La cavitation acoustique est souvent utilisée dans des applications telles que le nettoyage des surfaces, l'émulsification des liquides, la production de nanoparticules et la manipulation de fluides biologiques. Elle peut également être utilisée pour améliorer les processus chimiques, tels que la synthèse de nouveaux matériaux.

Cependant, la cavitation acoustique peut également être problématique dans certaines applications. Les bulles de gaz ou de vapeur peuvent endommager les surfaces exposées, telles que les pales de turbines, et entraîner une réduction de l'efficacité et de la durée de vie de l'équipement.

Pour réduire les effets négatifs de la cavitation acoustique, il est souvent nécessaire d'optimiser la conception de l'équipement et de contrôler les paramètres d'application des ondes

acoustiques. Par exemple, des fréquences d'ondes spécifiques peuvent être utilisées pour minimiser la formation de bulles, ou des matériaux résistants à la cavitation peuvent être utilisés pour les surfaces exposées.

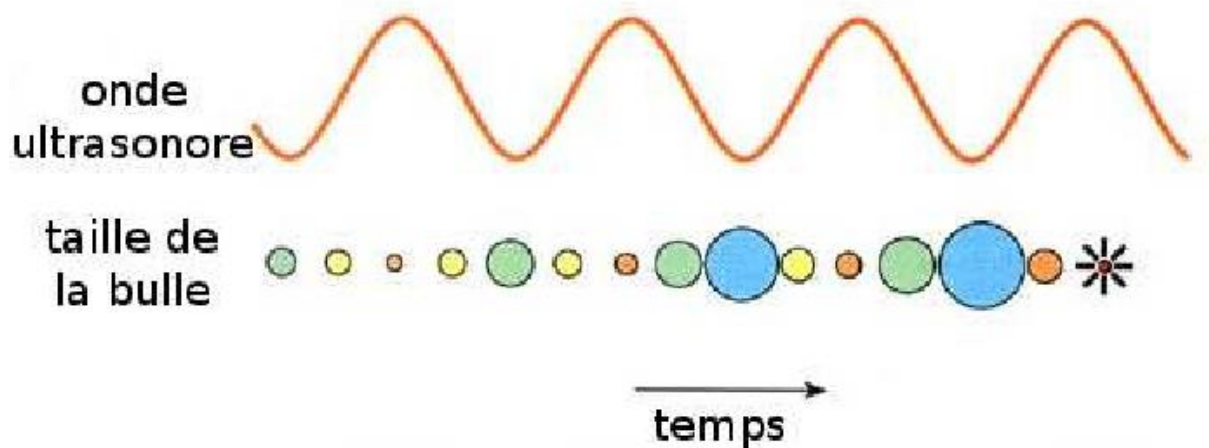


Figure 1- 2: La formation de caillots sanguins est un processus naturel contribuant à empêcher les hémorragies

1.2.3 Cavitation thermique :

La cavitation thermique se produit lorsqu'un fluide est chauffé rapidement, provoquant une augmentation locale de la température qui entraîne la formation de bulles de vapeur. Lorsque la pression est insuffisante pour maintenir ces bulles, elles éclatent, créant des ondes de choc et des jets d'eau qui peuvent endommager les surfaces en contact.

La cavitation thermique peut se produire dans de nombreuses applications industrielles, telles que la soudure par points, la découpe au laser et la fabrication de circuits imprimés. Dans ces processus, la chaleur est appliquée rapidement à un petit point de la surface, provoquant une augmentation locale de la température et la formation de bulles de vapeur. Si ces bulles ne sont pas évacuées rapidement, elles peuvent éclater et endommager la surface.

Pour éviter la cavitation thermique, il est important de contrôler la vitesse à laquelle la chaleur est appliquée à la surface et de veiller à ce que le fluide de refroidissement soit capable de dissiper la chaleur rapidement et efficacement. Les matériaux utilisés dans les processus de soudage et de découpe doivent également être choisis en fonction de leur résistance à la cavitation thermique.

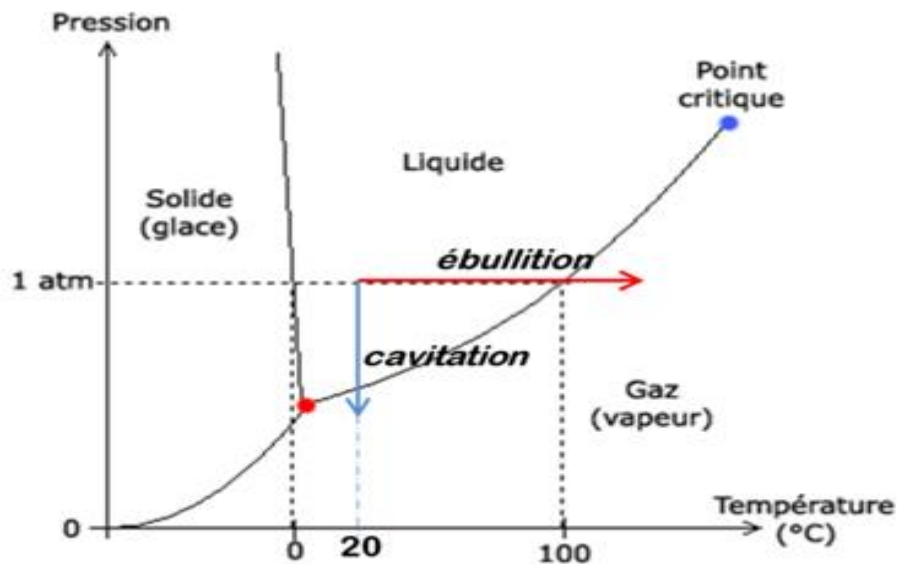


Figure 1- 3: Relation pression – température

1.2.4. Cavitation électrochimique :

Cela peut se produire lorsqu'un courant électrique est appliqué à un liquide conducteur, comme de l'eau salée. Le processus électrochimique peut générer des bulles de gaz, qui peuvent éclater et créer des ondes de choc et des jets d'eau qui peuvent endommager les surfaces en contact.

La cavitation électrochimique peut être utilisée dans certaines applications industrielles, telles que le nettoyage électrochimique, où les bulles de cavitation générées peuvent éliminer les dépôts et les contaminants des surfaces. Cependant, si la cavitation électrochimique se produit de manière incontrôlée, elle peut endommager les équipements et les structures.

Pour éviter les dommages causés par la cavitation électrochimique, il est important de contrôler la tension et la fréquence du courant électrique appliqué au liquide, ainsi que la distance entre les électrodes. Les matériaux utilisés pour les électrodes doivent également être choisis en fonction de leur résistance à la cavitation électrochimique.

1.2.5. Cavitation de contact :

La cavitation de contact se produit lorsqu'un liquide est forcé à travers un petit espace entre deux surfaces en contact, comme les roulements à billes ou les engrenages. Lorsque le liquide passe à travers cet espace étroit, la pression diminue rapidement, ce qui peut provoquer la

formation de bulles de cavitation. Ces bulles peuvent éclater et provoquer des dommages aux surfaces en contact.

La cavitation de contact peut être problématique dans de nombreuses applications industrielles, telles que les pompes, les compresseurs, les engrenages et les roulements. Les dommages causés par la cavitation de contact peuvent entraîner une usure prématurée des surfaces en contact, une réduction de l'efficacité et une augmentation des coûts de maintenance.

Pour minimiser les effets de la cavitation de contact, il est important d'utiliser des matériaux résistants à la cavitation, de concevoir des géométries appropriées pour les surfaces en contact et de maintenir un niveau de lubrification adéquat. Des techniques telles que le traitement thermique et les revêtements peuvent également être utilisées pour améliorer la résistance des surfaces à la cavitation de contact.

1.3.les effets de la cavitation :

La cavitation peut avoir des effets néfastes sur les équipements et les structures, comme :

1.3.1. L'Érosion :

L'érosion est un phénomène de détérioration des matériaux causé par l'usure due à des particules en mouvement, des fluides, des ondes ou des forces mécaniques. Dans le contexte de la cavitation, l'érosion se produit lorsque les jets d'eau et les ondes de choc générés par l'implosion des bulles de cavitation heurtent les surfaces en contact avec le liquide, provoquant une usure prématurée.

L'érosion peut être un problème dans de nombreuses applications industrielles, telles que les pompes, les turbines, les vannes et les tuyaux. Les dommages causés par l'érosion peuvent réduire l'efficacité de l'équipement, provoquer des fuites et entraîner des coûts importants de maintenance et de réparation.

Pour minimiser les effets de l'érosion, il est important d'utiliser des matériaux résistants à l'usure, de concevoir des géométries appropriées pour les surfaces en contact et de maintenir un niveau de lubrification adéquat. Des techniques telles que le revêtement et la modification de la surface peuvent également être utilisées pour améliorer la résistance des matériaux à l'érosion.

L'érosion par cavitation peut causer une diminution de l'épaisseur des parois et des pertes de matière, ce qui peut entraîner une fragilisation des matériaux, une fissuration et finalement une rupture prématurée de l'équipement. Les dommages peuvent être particulièrement importants dans les composants tels que les pompes, les vannes, les turbines, les hélices et les échangeurs de chaleur.

Pour prévenir la défaillance prématurée de l'équipement causée par la cavitation, il est important de surveiller régulièrement l'équipement pour détecter les signes de cavitation et prendre des mesures de prévention ou de correction appropriées en temps voulu. Cela peut inclure l'utilisation de matériaux résistants à l'érosion, la conception de surfaces anti-cavitation et l'installation de systèmes de détection de cavitation pour permettre une surveillance en temps réel.



Figure 1- 4: Érosion par cavitation du côté pression de la pointe d'une pale d'hélice

1.3.2. Le bruit :

Le bruit est un effet commun de la cavitation. Lorsque les bulles de cavitation se forment et implosent rapidement, elles génèrent des ondes sonores qui se propagent à travers le liquide et peuvent être détectées à l'extérieur du système.

Le bruit de la cavitation est un problème dans de nombreuses applications industrielles, notamment dans les pompes, les turbines, les hélices, les vannes et les systèmes de refroidissement. Le bruit peut être un problème en soi, car il peut causer des nuisances sonores pour les travailleurs ou les personnes à proximité de l'équipement, ou il peut être un indicateur de la cavitation et donc un signe de problèmes potentiels avec l'équipement.

Pour réduire le bruit de la cavitation, il est possible d'utiliser des matériaux absorbant les ondes sonores pour les surfaces de l'équipement, ou d'ajouter des dispositifs amortisseurs ou des isolateurs acoustiques. Il est également possible de réduire la cavitation elle-même en ajustant les caractéristiques de conception de l'équipement, comme le débit, la pression et le choix des matériaux.

1.3.3. Vibrations :

Les vibrations sont un autre effet de la cavitation. Lorsque les bulles de cavitation se forment et implosent rapidement, elles génèrent des forces physiques qui peuvent entraîner des vibrations dans l'équipement environnant.

Les vibrations peuvent être un problème dans de nombreuses applications industrielles, car elles peuvent causer des dommages structurels à l'équipement, affecter la qualité des produits, causer des nuisances sonores et potentiellement mettre en danger les travailleurs. En outre, les vibrations peuvent augmenter les niveaux de fatigue des matériaux et réduire leur durée de vie.

Pour réduire les vibrations de la cavitation, il est important d'optimiser les caractéristiques de conception de l'équipement, telles que le débit, la pression et le choix des matériaux. Des dispositifs tels que des amortisseurs ou des supports antivibratoires peuvent également être utilisés pour réduire les vibrations. Enfin, il est important de surveiller régulièrement l'équipement pour détecter les signes de vibrations excessives et prendre des mesures de prévention ou de correction appropriées en temps voulu.

1.3.4. Réduction de l'efficacité :

La cavitation peut également réduire l'efficacité de l'équipement industriel. Cela peut se produire de plusieurs façons. Par exemple, la cavitation peut réduire la capacité des pompes à déplacer des liquides en raison de la formation de bulles qui bloquent ou obstruent le passage de liquide. De même, la cavitation peut réduire la performance des turbines en raison des dommages causés par l'érosion, des vibrations et de la réduction du rendement.

La réduction de l'efficacité peut entraîner une augmentation des coûts d'exploitation et de maintenance, une réduction de la production et une diminution de la qualité des produits. Pour réduire l'impact de la cavitation sur l'efficacité de l'équipement, il est important de

surveiller régulièrement l'équipement pour détecter les signes de cavitation et prendre des mesures de prévention ou de correction appropriées en temps voulu. Cela peut inclure des ajustements de conception pour réduire la formation de bulles, l'utilisation de matériaux résistants à l'érosion, et l'installation de systèmes de détection de cavitation pour permettre une surveillance en temps réel.

1.3.5. Production de particules :

La cavitation peut également entraîner la production de particules, qui peuvent avoir des effets indésirables sur les produits et les processus industriels. Les bulles de cavitation qui implosent libèrent des forces physiques intenses qui peuvent causer des dommages aux surfaces des équipements. Ces dommages peuvent entraîner la production de particules, qui peuvent contaminer les produits et les processus.

Les particules produites par la cavitation peuvent être nocives pour la santé humaine et l'environnement. Elles peuvent également réduire la qualité des produits industriels, ce qui peut entraîner une diminution de la valeur et de la rentabilité. Pour minimiser la production de particules causées par la cavitation, il est important de surveiller régulièrement l'équipement pour détecter les signes de cavitation et prendre des mesures de prévention ou de correction appropriées en temps voulu. Cela peut inclure l'utilisation de matériaux résistants à l'érosion, la conception de surfaces anti-cavitation et l'installation de systèmes de détection de cavitation pour permettre une surveillance en temps réel.

1.4. Npsh :

NPSH (Net Positive Suction Head) est un terme utilisé en génie mécanique et en génie des fluides pour désigner la différence entre la pression absolue en aspiration d'une pompe et la pression de vapeur du liquide pompé. En d'autres termes, le NPSH représente la marge de pression disponible pour surmonter les pertes de charge et la pression de vapeur dans la conduite d'aspiration de la pompe.

Il existe deux types de NPSH :

1.4.1. NPSHr :

Le NPSHr (Net Positive Suction Head Required) est le NPSH requis pour qu'une pompe fonctionne sans cavitation. Il représente la pression minimale en aspiration nécessaire pour que la pompe fonctionne de manière fiable sans subir de cavitation. Le NPSHr dépend du type

de pompe, de la géométrie de l'impulseur, de la vitesse de rotation de la pompe et des propriétés du liquide pompé.

Le NPSHr est fourni par les fabricants de pompes pour chaque modèle de pompe, et est généralement représenté sous forme de courbe NPSHr qui montre la relation entre le débit de la pompe et le NPSHr requis. Les ingénieurs doivent s'assurer que le NPSH disponible (NPSHa) est supérieur au NPSHr requis pour éviter la cavitation et assurer le bon fonctionnement de la pompe.

Il est important de noter que le NPSHr est une propriété intrinsèque de la pompe et ne peut pas être modifié. En revanche, le NPSHa peut être amélioré en réduisant les pertes de charge dans la conduite d'aspiration ou en augmentant la pression absolue en aspiration de la pompe.

1.4.2. NPSHd :

Le NPSHd (Net Positive Suction Head Delivered) est la pression disponible en aspiration de la pompe. Il représente la pression réelle en aspiration de la pompe, qui dépend de la pression absolue en aspiration de la pompe, de la hauteur d'aspiration, des pertes de charge dans la conduite d'aspiration et des propriétés du liquide pompé.

Le NPSH disponible pour un circuit et un débit donné correspond, en mCL (mètres de colonne de liquide), à la marge de pression au-dessus de la pression de vapeur saturante du fluide.

Sa formule est donnée par :

$$NPSH_{dispo} = P_E/rg + v_E^2/2g - P^{\circ}_{vap}/rg \quad (1.1)$$

Soit encore

$$NPSH_{dispo} = (P_E - P^{\circ}_{vap} + 1/2 rv_E^2)/rg \quad (1.2)$$

Lorsque P_E n'est pas mesuré, on peut le calculer en écrivant l'équation de Bernoulli appliquée entre A et E :

$$P_A/rg + Z_A + v_A^2/2g = P_E/rg + Z_E + v_E^2/2g + J_{f,A \rightarrow E} \quad (1.3)$$

Soit

$$P_E/rg = P_A/rg + Z_A - Z_E + v_A^2/2g - v_E^2/2g - J_{f,A \rightarrow E} \quad (1.4)$$

$$\text{Soit enfin : } NPSH_{dispo} = (P_A + 1/2 rv_A^2 - P^{\circ}_{vap})/rg + (Z_A - Z_E) - J_{f,A \rightarrow} \quad (1.5)$$

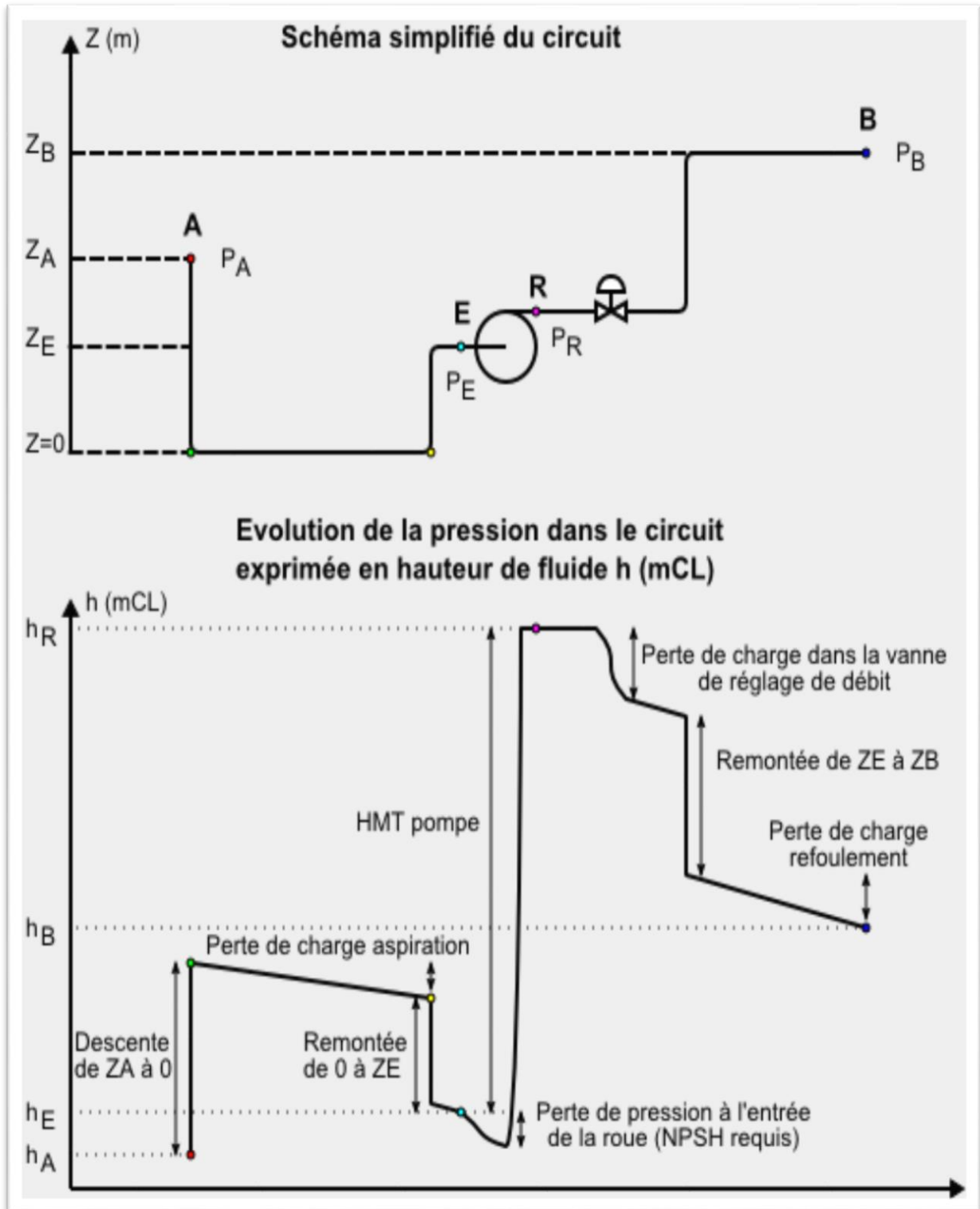


Figure 1- 5: Schéma simplifié du circuit et évolution de la pression dans le circuit exprimée en hauteur de fluide h (mCL)

1.5. Conclusion :

En conclusion, la cavitation est un phénomène important dans les systèmes de pompage industriels qui peut avoir des conséquences graves sur les équipements s'il n'est pas correctement compris, contrôlé et évité. Les effets indésirables de la cavitation peuvent être réduits par une bonne conception, une sélection appropriée de la pompe, des matériaux résistants à l'érosion, et l'optimisation des paramètres de fonctionnement tels que les vitesses de liquide, le débit et la pression. Il est également important de prendre en compte les facteurs qui influencent le NPSHr et le NPSHd pour éviter les problèmes de cavitation. Les professionnels de l'industrie doivent donc être conscients de l'importance de la cavitation et de ses effets sur les équipements, et prendre des mesures pour minimiser les risques associés à ce phénomène.

CHAPITRE 2 : Présentation et caractéristique des turbopompes

Introduction :

Les pompes sont des machines réceptrices, qui transforment l'énergie mécanique fournie par un dispositif d'entraînement (moteur-turbine) en énergie de pression. Elles sont considérées les plus répandues dans l'industrie pétrolière et pétrochimique. Elles sont largement utilisées dans les systèmes automatiques, hydrauliques, pneumatiques et surtout dans les stations de pompage (expédition et injection des produits pétroliers), etc...

Le rôle des pompes est primordial dans le domaine d'activité industrielle, elles accélèrent les cycles de production.

On utilise les pompes grâce à la simplicité de leur construction et à la facilité de leur exploitation.

Suivant le mode de déplacement des liquides entre la région d'aspiration et de refoulement, on divise les pompes en deux grands groupes :

- Pompes volumétriques : le déplacement du fluide résulte de la variation d'une capacité occupé par le fluide
- Turbopompes : le fluide est animé par une énergie qui lui est transmise par la force centrifuge.

Dans ce chapitre on va parler des turbopompes

2.1 les turbopompes :

Une turbopompe est une machine roto-dynamique qui sert à élever, par l'effet de rotation de la roue à aubes, la pression du fluide qui la traverse. C'est le type le plus couramment utilisé. Selon la classification basée sur la forme de la trajectoire à l'intérieur de la pompe (roues radiales, semi-radiales, axiales), voire [figure 2-1].

2.1.1 Classification les turbopompes

2.1.1.1 Selon la trajectoire du fluide

1. les pompes centrifuges : Le fluide pompé est aspiré axialement dans la pompe, puis refoulé radialement. Ce type de pompes est utilisé pour le cas d'une hauteur d'élévation importante (plusieurs dizaines de mètres).

2. les pompes hélices : Le fluide pompé est aspiré et refoulé axialement. Ces pompes refoulent à des hauteurs réduites (quelques mètres) de très hauts débits (plusieurs centaines de litres à la seconde).

3. les pompes hélico-centrifuges : Le fluide pompé est refoulé dans une direction intermédiaire entre la direction axiale et la direction radiale. La pompe hélico-centrifuge convient pour l'irrigation par pompage car elle constitue une solution optimale permettant d'une part, d'éviter l'inconvénient de la HMT réduite d'une pompe hélice, et d'autre part, avoir un débit supérieur à celui fourni par une pompe centrifuge.

2.1.1.2. Selon le nombre d'étages :

a) monocellulaire : avec une seule roue sur l'arbre.

b) multicellulaire : avec plusieurs roues sur l'arbre déposées en série.

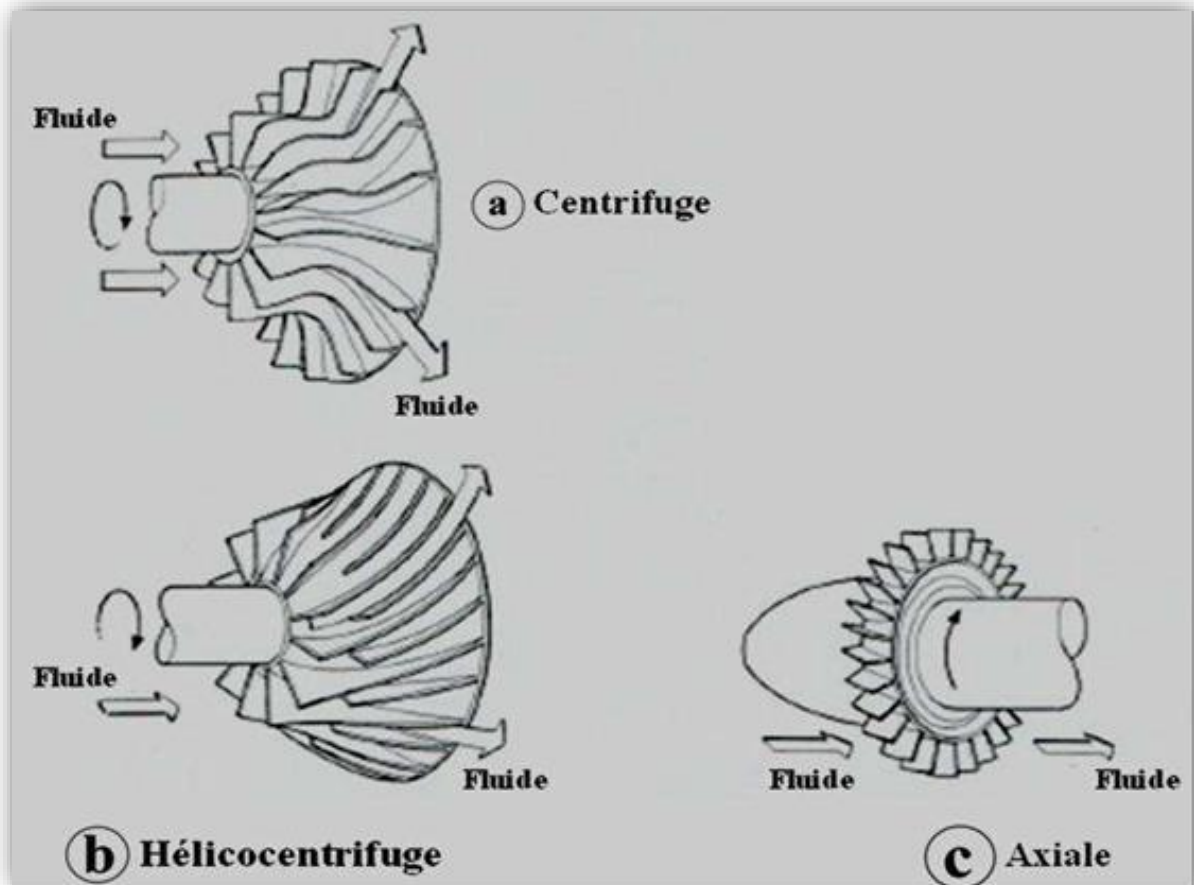


Figure 2- 1: Roues mobiles de machines centrifuge, hélico centrifuge et axiale.

2.1.2 Les avantages et les inconvénients des turbopompes

Pour les avantages, ce sont des machines de construction simple, sans clapet ou soupape, d'utilisation facile et peu coûteuses.

- À caractéristiques égales, elles sont plus compactes que les machines volumétriques
- Leur rendement est souvent meilleur que celui des « volumétriques »
- Elles sont adaptées à une très large gamme de liquides
- Leur débit est régulier et le fonctionnement silencieux
- En cas de colmatage partiel ou d'obstruction de la conduite de refoulement, la pompe centrifuge ne subit aucun dommage et l'installation ne risque pas d'éclater. La pompe se comporte alors comme un agitateur...etc.

Les inconvénients :

- D'impossibilité de pomper des liquides trop visqueux.
- Production d'une pression différentielle peu élevée (de 0, 5 à 10 bar).

- Elles ne sont pas auto-amorçantes.
- À l'arrêt ces pompes ne s'opposent pas à l'écoulement du liquide par gravité (donc, vannes à prévoir...).

2.2. Constitution d'une pompe centrifuge :

Les pompes centrifuges sont composées d'une roue à aubes qui tourne autour de son axe, d'un stator constitué au centre d'un distributeur qui dirige le fluide de manière adéquate à l'entrée de la roue, et d'un collecteur en forme de spirale disposé en sortie de la roue appelé volute.

Le fluide arrivant par l'ouïe est dirigé vers la roue en rotation qui sous l'effet de la force centrifuge lui communique de l'énergie cinétique.

Cette énergie cinétique est transformée en énergie de pression dans la volute.

Un diffuseur à la périphérie de la roue permet d'optimiser le flux sortant et ainsi de limiter les pertes d'énergie.

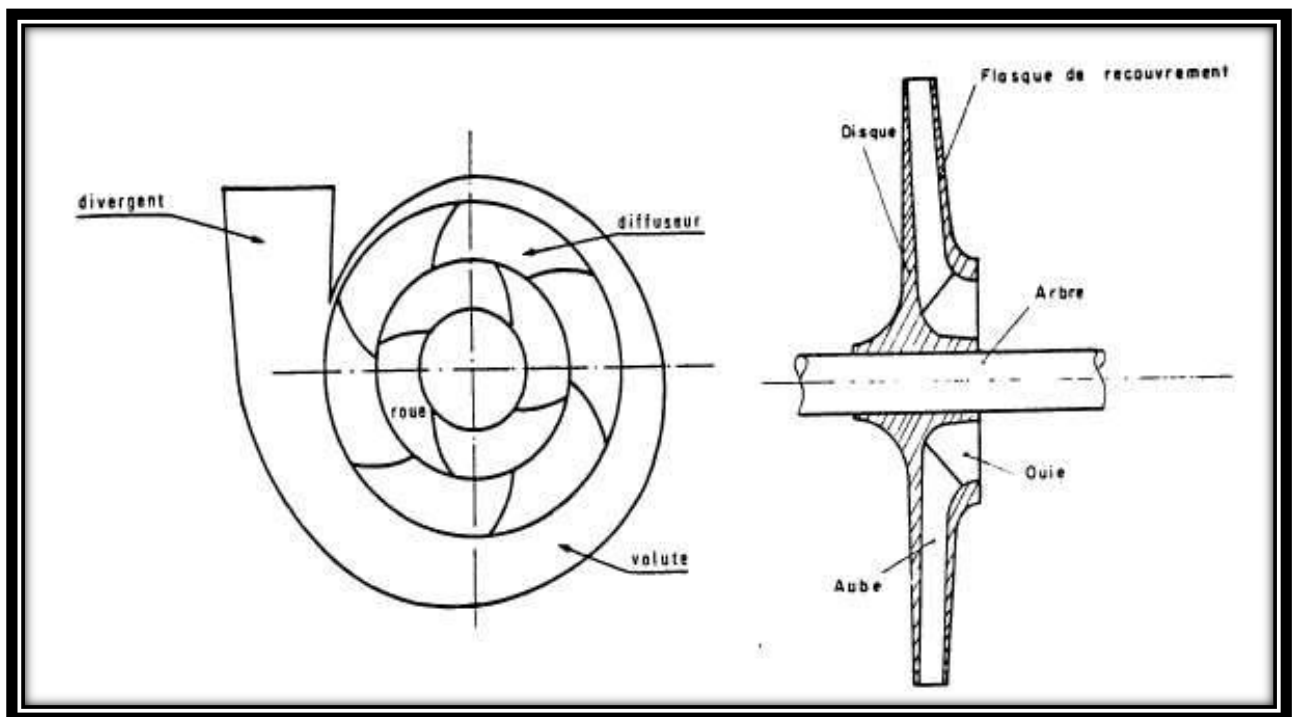


Figure 2- 2: Principales composantes de la pompe centrifuge

La pièce rotative appelée roue, rotor ou impulseur, est constituée par un moyeu muni d'aubes plus ou moins incurvées, le plus souvent au nombre de 6 à 12, bien qu'il puisse n'y avoir que 2 à 3 dans les appareils destinés au pompage des boues. Le rotor est monté sur un arbre moteur.

Le liquide à l'intérieur de la pompe glisse le long des aubes du rotor vers sa périphérie, donc dans la direction de son rayon ; c'est pourquoi on l'appelle parfois « pompe à écoulement radial ».

On distingue deux types de corps de pompe ou stator dans lequel tourne le rotor, soit le corps de pompe à volute et celui à diffuseur.

Le corps de pompe à volute, en forme de colimaçon, qui s'élargit vers la sortie tangentielle.

La pompe est alors dite POMPE CENTRIFUGE A VOLUTE. C'est la plus fréquemment utilisée. Le corps de pompe à diffuseur, la forme circulaire, qui comporte des lames directrices fixes. La sortie est alors radiale plutôt que tangentielle. Ce type de pompe est appelé pompe centrifuge à diffuseur. On trouve aussi des pompes à volute munies d'un diffuseur.

Le diffuseur est surtout utilisé dans les pompes multicellulaires.

L'entrée, appelée ouïe ou œillard, est située sur l'une des faces du rotor, en son centre.

Certaines pompes sont munies d'un rotor à deux œillards, soit un à chaque face ; ce sont

LES POMPES A DOUBLE ASPIRATION OU POMPES BILATERALES.

L'œillard est généralement précédé d'un secteur convergent. La sortie est à la périphérie du corps de pompe, tangentielle dans le cas d'une volute. Elle est normalement suivie d'un secteur divergent.

Il existe trois types de rotors :

- Les rotors ouverts, dont les aubes sont fixées au moyeu central ;
- Rotors semi-ouverts, dont les aubes sont fixées au moyeu et à un disque, ou flasque, d'un côté seulement.
- Les rotors fermés, dont les aubes sont retenues entre deux flasques.

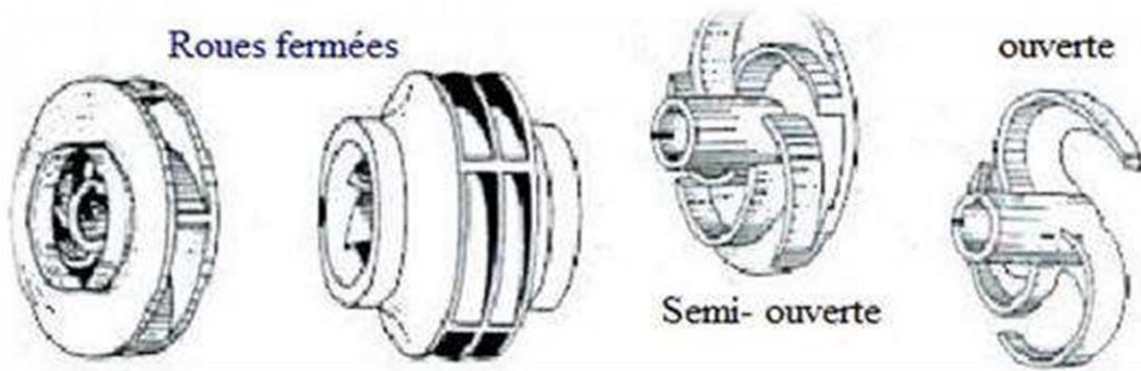


Figure 2- 3: Types de rotors.

Les rotors fermés servent surtout au pompage de liquides limpides, alors que les rotors ouverts ou semi-ouverts sont utilisés pour les pompages de liquides turbides ou chargés de matières en suspension tels que les boues. Les rotors se distinguent, en outre, par le nombre d'aubes qu'ils comportent et le degré de courbure des aubes. Pour le pompage des boues, on utilise des rotors ne comportant que deux ou trois aubes.

Les principaux dispositifs accessoires sont les anneaux d'usure et d'étanchéité, le presse garniture et les paliers. On trouve des anneaux d'usure et d'étanchéité remplaçables autour de l'arbre, à l'intérieur du corps de pompe ; ils ont pour fonction de subir l'usure due au mouvement du rotor et ainsi de protéger le corps de pompe. Ils assurent de plus l'étanchéité entre la zone d'aspiration et celle du refoulement. On trouve aussi une presse garniture, appelé aussi « boîte de garniture », là où l'arbre moteur pénètre dans le corps de pompe. Ce dispositif comporte un espace réduit dans le corps de pompe, autour de l'axe, destiné à contenir une garniture et un fouloir qui sert à refouler la garniture et à la maintenir en place. Dans certains cas, la garniture comporte un anneau lanterne permettant l'injection de liquide sous pression dont la fonction est de sceller la pompe et d'empêcher l'entrée d'air. Étant donné le frottement qu'occasionne la garniture, on prévoit en cet endroit la présence d'une douille ou manchon d'usure sur l'arbre.

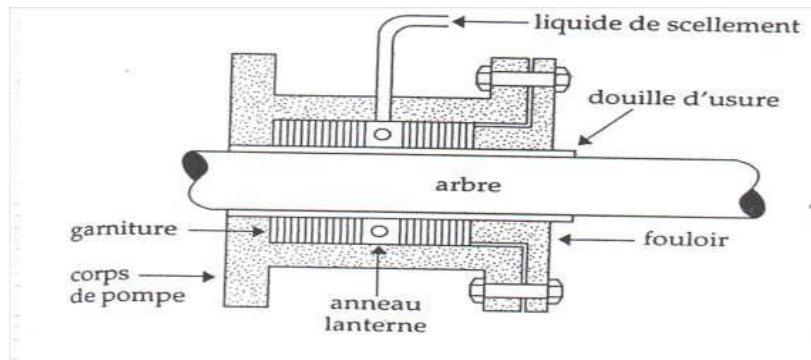


Figure 2- 4: Presse garniture

2.3. Installation des pompes centrifuges

Le schéma hydraulique d'installation d'une pompe centrifuge (ou disposition générale) dépend de la ressource des caractéristiques de site où elle est installée. Mais les cas les plus existants, se rattachent à l'une des trois dispositions ci-après :

Disposition avec pompe en charge, disposition avec pompe en aspiration et disposition avec pompe en siphon.

2.3.1 Installation en charge

C'est la disposition la plus souhaitable si elle est possible, le plan d'eau d'aspiration est supérieur à l'axe de la pompe ainsi que le plan de refoulement, pour calculer les pressions d'aspiration et de refoulement on installe deux manomètres un à l'aspiration et l'autre au refoulement, on peut utiliser cette type de disposition par exemple : dans les stations de pompage en aval d'un barrage , dans les stations de reprise en aval d'un réservoir en béton etc. l'amorçage des pompes est sans problème, c'est-à-dire que l'eau entre spontanément dans la pompe sans difficulté.

2.3.2 Installation en aspiration

Dans cette disposition, le plan d'eau d'aspiration est inférieur à l'axe de la pompe, mais le plan de refoulement est supérieur à l'axe de la pompe, pour calculer les pressions d'aspiration et de refoulement on installe un vacuomètre à l'aspiration et un manomètre au refoulement, un dispositif d'amorçage est nécessaire (ballon et pompe à vide), les pompes doivent avoir une faible NPSHr, on peut utiliser ce type de disposition par exemple : dans les puits, dans les rivières etc.

2.4. Définition des grandeurs caractéristique d'une pompe centrifuges :

Le bon fonctionnement d'une installation de pompage ne dépend pas seulement de qualité des pompes, ou plus généralement de la qualité des appareils qui la constituent, mais aussi, et pour une très large part, de façon dont installation a été conçue, puis réalisée et finalement exploitée.

2.4.1. Paramètres caractéristiques d'une pompe centrifuge :

D'un point de vue hydraulique, les quatre principaux paramètres qui caractérisent une pompe centrifuge sont : Le débit volumique, La hauteur manométrique, le rendement η et la vitesse de rotation.

Afin de caractériser une pompe, la hauteur manométrique et le rendement sont tracés en fonction du débit pour ; donc les grandeurs à mesurer sont :

- Le débit volumique en $[m^3/s]$.
- La hauteur manométrique totale en (m).
- Le rendement global de l'installation η .
- La vitesse de rotation N.

2.4.2. Triangle des vitesses :

Le mouvement du fluide à l'intérieur des canaux d'une roue à aubes est le résultat de deux Mouvements :

· La rotation de la roue :

Représentée par la vitesse tangentielle à la roue U (appelée aussi vitesse périphérique, vitesse Circouférentielle et vitesse d'entraînement).

Elle est donnée par :

$$U = \frac{\pi DN}{60} \quad (2.1)$$

· Le déplacement par rapport à l'aube :

Représenté par la vitesse relative W qui est tangente à l'aube.

La figure II.1 représente une roue d'une pompe sur laquelle sont tracés les vecteurs des vitesses (à l'entrée « indice 1 » et à la sortie « indice 2 »).

La vitesse C est appelée la vitesse absolue, peut être déterminer par : $\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$

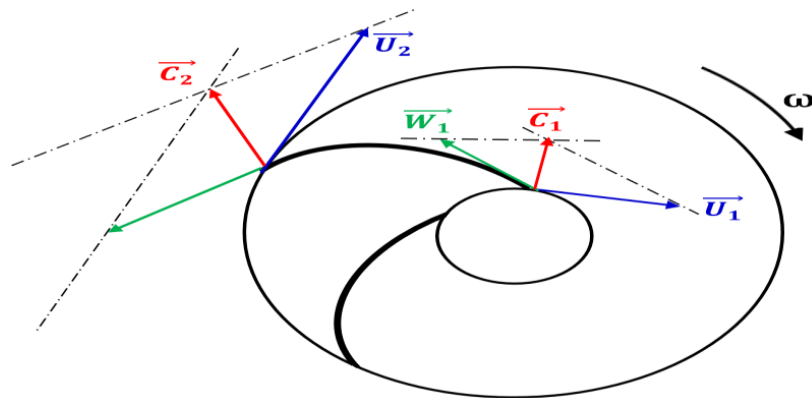


Figure 2- 5: Diagramme des vitesses sur une roue à entrée radiale

L'angle α (angle de calage) est formé par les vitesses \vec{U} et \vec{C} et l'angle β (angle de construction) est formé par les vitesses \vec{U} et \vec{W} . Il est à noter que l'inclinaison des aubes ne dépend pas du régime de fonctionnement.

Dans ce qui suit il faut intervenir encore deux composantes de la vitesse absolue :

$$\text{Une composante radiale : } C_r = C \cdot \sin \alpha \quad (2.2).$$

$$\text{Une composante circonférentielle : } C_U = C \cdot \cos \alpha \quad (2.3).$$

La composante C_r peut être déterminé à l'aide de l'équation de continuité :

$$C_r = \frac{Q_v}{s} = \frac{Q_v}{\pi D b} \quad (2.4).$$

Pour une pompe à entrer radiale, la vitesse absolue est perpendiculaire à la vitesse d'entraînement et égale à sa composante radiale vu que la composante tangentielle est nulle ($C_1 = C_{r_1}, \alpha = 90^\circ$).

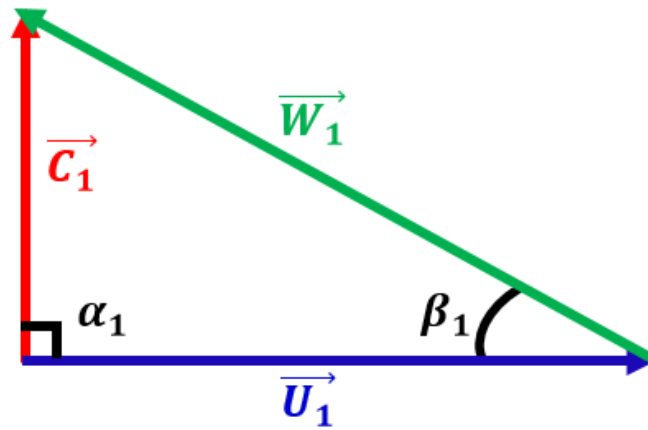


Figure 2- 6: Triangle des vitesses à l'entrée

2.5. Théorème d'Euler

Le point de départ pour l'étude des turbomachines est l'équation d'Euler. Celle-ci peut être déduite aisément du principe de conservation de l'impulsion angulaire ou moment de la quantité de mouvement.

Pour cette variation de quantité de mouvement, c'est un moment des forces extérieures par rapport à l'axe de la pompe n'autre que le couple moteur qui exprime par « C_M », pour une Masse élémentaire dt et un temps entre t et $t+dt$ on a :

$$\frac{m}{t}(r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1) = \frac{\rho g \cdot Q_{th} \cdot H_{th}}{\omega} = C_M \quad (2.5).$$

Pour une pompe radiale $\alpha=90^\circ$ l'équation devient comme suite :

$$H_{th} = \frac{P}{\rho g \cdot Q_{th}} = \frac{1}{g} \omega (r_2 C_2 \cos \alpha_2 - r_1 C_1 \cos \alpha_1) \quad (2.6).$$

ET comme on a :

$$U_1 = \omega \cdot r_1 \rightarrow C_{U1} = C_1 \cdot \cos \alpha_1$$

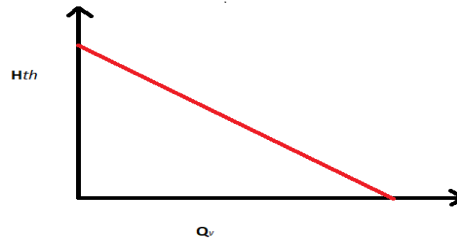
$$U_2 = \omega \cdot r_2 \rightarrow C_{U2} = C_2 \cdot \cos \alpha_2$$

Donc on aura l'équation fondamentale d'Euler :

$$H_{th} = \frac{1}{g} (U_2 \cdot C_{U2} - U_1 \cdot C_{U1}) \quad (2.7).$$

2.6. la hauteur théorique :

La formule fondamentale d'EULER permet d'avoir la hauteur théorique créée par la pompe sans tenir compte des pertes de charges et elle permet de tracer la principale courbe caractéristique d'une pompe centrifuge, notamment $f(Q)$.



$$H_{th} = \frac{1}{g} (U_2 C_2 \cdot \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cdot \cos \alpha_1) \quad (2.8).$$

Et si la rentrer et radiale l'équation (2.8) devient

$$H_{th} = \frac{U_2 C_2 \cdot \cos \alpha_2}{g} \quad (2.9).$$

2.7. Le débit théorique :

L'expression du débit et donner par l'équation suivante :

$$Q = V \cdot S = C_{r2} \cdot S \quad (2.10).$$

$$S = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 = \pi \cdot D \cdot b_2 \quad (2.11).$$

A partir des triangles des vitesses on détermine que :

$$\cos \alpha_2 = \frac{C_{U2}}{U_2} \quad \text{Et} \quad \tan \beta_2 = \frac{C_{r2}}{U_2 - C_{U2}} \quad (2.12).$$

$$C_{U2} = \tan \beta_2 (U_2 - C_2 \cdot \cos \alpha_2) \quad (2.13).$$

$$Q_{th} = \pi \cdot D \cdot b_2 \cdot \tan \beta_2 (U_2 - C_2 \cdot \cos \alpha_2) \quad (2.14).$$

$$\text{Pour une entrer radiale : } H_{th} = \frac{U_2 C_2 \cdot \cos \alpha_2}{g}$$

$$Q_{th} = \pi \cdot D \cdot b_2 \cdot \tan \beta_2 \left(U_2 - \frac{H_{th}}{U_2} \right) \quad (2.15).$$

$$\text{Si } Q_{th} = 0 \implies H_{th} = \frac{U_2^2}{g}$$

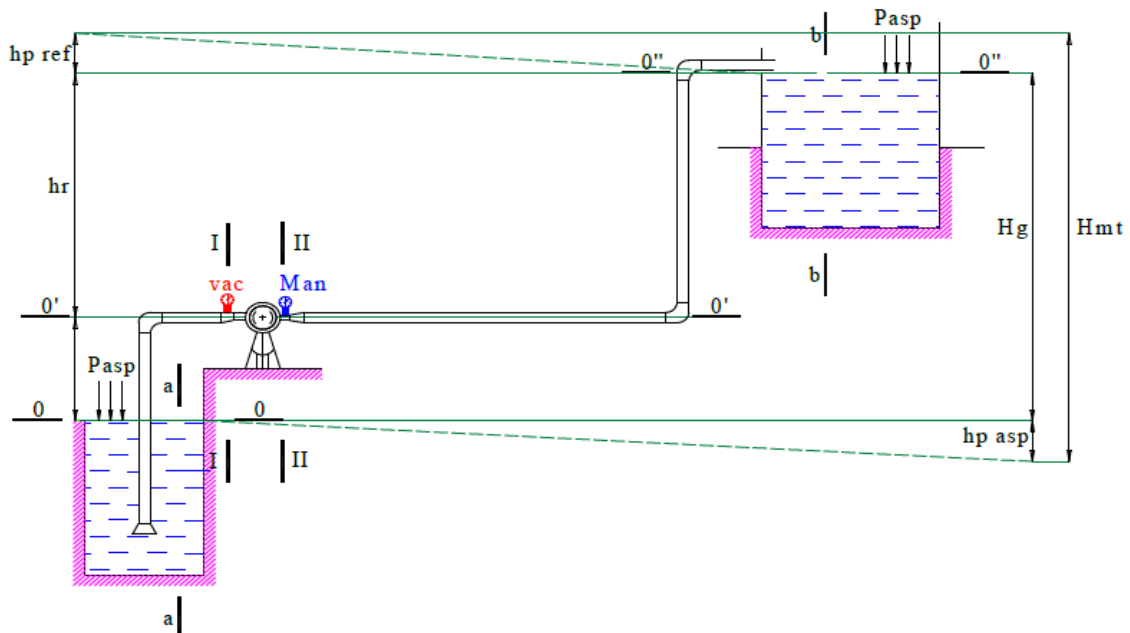
$$\text{Si } H_{th} = 0 \implies Q_{th} = \pi \cdot D \cdot b_2 \cdot \tan \beta_2 \cdot U_2$$

Dans le system d'axes (H ; Q) la hauteur théorique et proportionnelle au débit. En y enlevant les pertes de charges par choc et dans les aubages, on obtient la courbe pratique débit hauteur manométrique HMT donné par le constructeur.

2.8. La hauteur manométrique :

La hauteur manométrique totale d'une pompe est la différence de pression en mètre de colonne de liquide entre les orifices d'aspiration et de refoulement. Lors du pompage d'un liquide, la pompe ne doit pas seulement fournir une pression équivalente à celle correspondant à la différence des niveaux entre l'aspiration et le refoulement (ce qu'on appelle hauteur géométrique totale). Mais également la pression nécessaire pour vaincre les pertes de charge dans les conduites d'aspiration et de refoulement. Pour déterminer la, on utilise l'équation généralisée de Bernoulli.

Considérons l'installation de pompage ci-après :



2.8.1 Installation en aspiration :

- Coté aspiration :

Appliquant l'équation de BERNOULLI entre (a-a) et (I-I) donne (0-0) et (0'-0')

(Voir la figure 0-9).

$$\frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} = \frac{P_a}{\rho g} + \frac{v_a^2}{2g} + h_a + \sum hp_{asp} \quad (2.16)$$

$v_0 = 0$ 'Condition de réservoir'

$$\frac{P_a}{\rho g} = \frac{P_{atm}}{\rho g} - \frac{P_{vac}}{\rho g} \quad (2.17)$$

$$\frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} = \frac{P_{atm}}{\rho g} - \frac{P_{vac}}{\rho g} + \frac{v_a^2}{2g} + h_a + \sum hp_{asp} \quad (2.18)$$

$$H_{vac} = \frac{P_{vac}}{\rho g} = \frac{v_a^2}{2g} + h_a + \sum hp_{asp} \quad (2.19)$$

- Coté ronflement :

Coupe (b-b) et (II – II) \rightarrow (0' – 0') et (0'' – 0'')

$$\frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} + h_r + \sum hp_{ref} = \frac{P_r}{\rho g} + \frac{v_r^2}{2g} \quad (2.20)$$

$v_0 = 0$ 'Condition de réservoir'

$$\frac{P_r}{\rho g} = \frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{P_{man}}{\rho g} \quad (2.21)$$

$$\frac{P_{atm}}{\rho g} + h_r + \sum hp_{ref} = \frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{P_{man}}{\rho g} + \frac{v_r^2}{2g} \quad (2.22)$$

$$H_{man} = \frac{P_{man}}{\rho g} = h_r - \frac{v_r^2}{2g} - z + \sum hp_{ref} \quad (2.23)$$

Donc on aura finalement :

$$H_{MT} = H_{vac} + H_{man} + \frac{v_r^2 - v_a^2}{\rho g} \quad (2.24)$$

$$H_{MT} = h_r + h_a + \sum hp_{asp} + \sum hp_{ref} \quad (2.25)$$

$$H_{MT} = h_g + \sum hp \quad (2.26)$$

2.9 Les pertes de charge :

On distingue plusieurs types de pertes de charge [4] :

2.9.1 Les pertes de charge (hydraulique) :

Ce sont des pertes de nature hydrodynamique ayant deux origines principales, on distingue les pertes par choc et les pertes par frottement.

2.9.2 Les pertes par frottement (interne) :

Ces pertes se manifestent sur les parois mobiles et immobiles des différentes parties de la pompe (la tubulure d'aspiration, les aubes, la volute).

2.9.3 Les pertes par choc (externe) :

Dites aussi pertes des aubes par décollement, elles se manifestent au contact du fluide avec les aubes à l'entrée de la roue ou du bec de la volute. Au régime nominal, les pertes par choc sont pratiquement nulles.

2.9.4 Les pertes par fuites (volumétriques) :

Ces fuites sont dues au retour du fluide vers l'aspiration qui a lieu entre la partie fixe et la partie mobile de la pompe. Ce retour de fluide, causé essentiellement par la différence des pressions qui règnent au refoulement et à l'aspiration, est représenté par un débit noté q , le débit refoulé par la pompe étant Q , celui traversant la roue sera $Q+q$.

2.10 Calcul des pertes de charge :

Le problème du calcul de ces pertes de charge met en présence les principales grandeurs suivantes :

- Un fluide caractérisé par : sa masse volumique et sa viscosité cinématique.
- Un tuyau caractérisé par : sa section (forme et dimension) en général circulaire sa longueur L et sa rugosité ϵ .

2.10.1 Les pertes de charge singulière :

$$J = K \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (2.27)$$

Ainsi on peut déterminer les pertes par pression en (Pa) comme ce suis :

$$\Delta P = K \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2} \quad (2.28)$$

2.10.2 Les pertes de charges linéaires :

Ce genre de perte est causé par le frottement intérieur qui se produit dans le liquide. Il se rencontre dans les tuyaux lisses aussi bien que dans les tuyaux rugueux. Entre deux points séparés par une longueur L dans un tuyau de diamètre D apparait : une perte de charge exprimée en mètre de colonne de liquide (m.c.e).

2.11 Conclusion :

La théorie des pompes centrifuges est un ensemble de concepts qui permettent de comprendre et d'optimiser le fonctionnement des pompes centrifuges. Une connaissance approfondie de ces principes est essentielle pour sélectionner, concevoir et entretenir efficacement ces équipements, garantissant ainsi leur performance optimale et leur durée de vie.

Chapitre 3 : Banc de cavitation de la Sonacome (Berrouaghia)

3.1. Principe de l'expérimentation :

Les essais de la cavitation sont faits à l'unité Poval de Berrouaghia sur le banc d'essai de l'entreprise et nous ont été délivré par le promoteur. Ce banc permet pour un calage seuil de la cavitation.

Le principe de l'expérimentation consiste à faire varier le débit moyennant d'une vanne au refoulement et de relever pour chaque débit :

- La pression à l'aspiration (Pa).
- La pression a refoulement (Pr).
- L'intensité de courent (I).
- La vitesse de rotation (N).

3.2. But de l'expérimentation :

- Etude expérimentale a pour but la construction des courbes caractéristiques de la pompe type 40 NVA 150 -5 a différent degré d'érosion de la roue provoquée par la cavitation.

A fin à constater l'évolution de ses courbes on fonction de l'état de la roue

N.B/

Il est difficile d'estimer le taux d'érosion des roues, pratiquement il est préférable de peser la roue et de la comparer par rapport à la roue étalon pour pouvoir déterminer la perte en masse de chaque roue.

3.3. Description de la pompe utilisée :

Les essaies sont portés sur une seule pompe du type 40 NVA 150-5. Cette pompe est destinée pour le pompage des fluides non agressifs ayant les caractéristiques suivantes :

- Température maximale 80°C
- Additions mécaniques d'une teneur de 2 % et une granulométrie de 0.5 mm, elle est utilisée pour l'adduction d'eau, la distribution d'eau potable et industrielle.

3.3.1. Les principales caractéristiques de la pompe :

Les principales caractéristiques de la pompe sont :

- Diamètre nominale d'aspiration : $DN_{asp} = 50 \text{ mm}$
- Diamètre nominale de refoulement $DN_{ref} = 40 \text{ mm}$
- Débit nominale $Q_n = 18 \text{ m}^3/\text{h}$
- Hauteur manométrique nominale $H_n = 23.5 \text{ m}$
- Puissance nominale $In = 1.85 \text{ Kw}$
- $NPSH_r = 2.7 \text{ m}$
- Vitesse de rotation nominale $N_n = 2900 \text{ tr/min}$
- Poids $m = 23.1 \text{ Kg}$

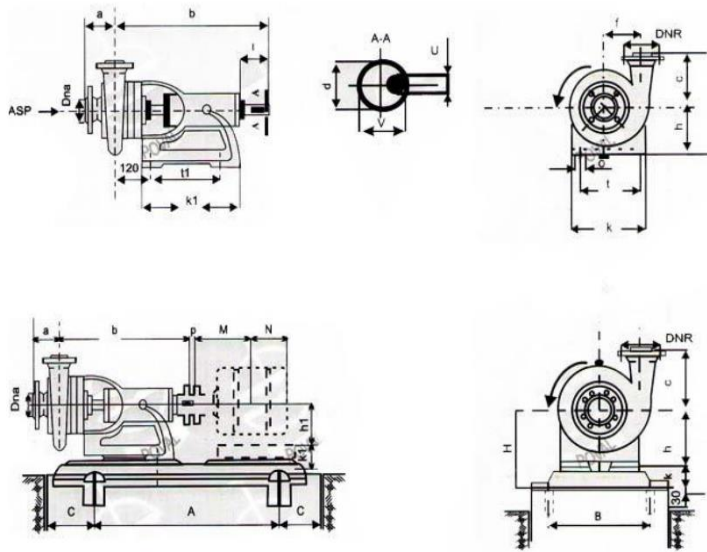
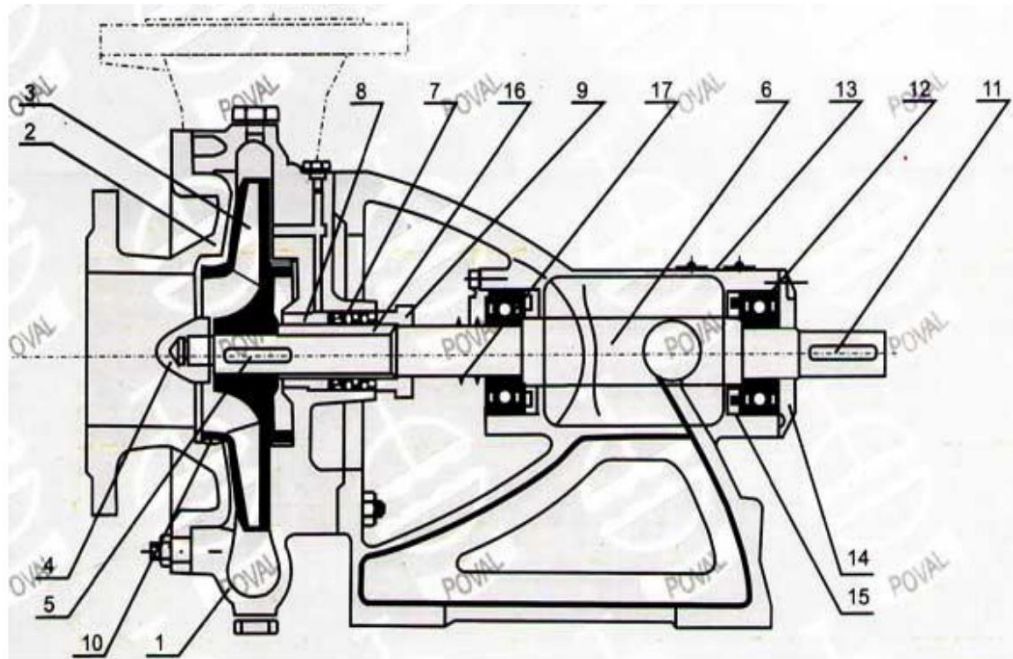
Les courbes caractéristiques de la pompe type 40 N.V.A 150-5 sont données sur les figures (3.1 et 3.2).

a) Entraînement :

L'entraînement se fait à l'aide d'un moteur asynchrone du type B3.

Le moteur peut être :

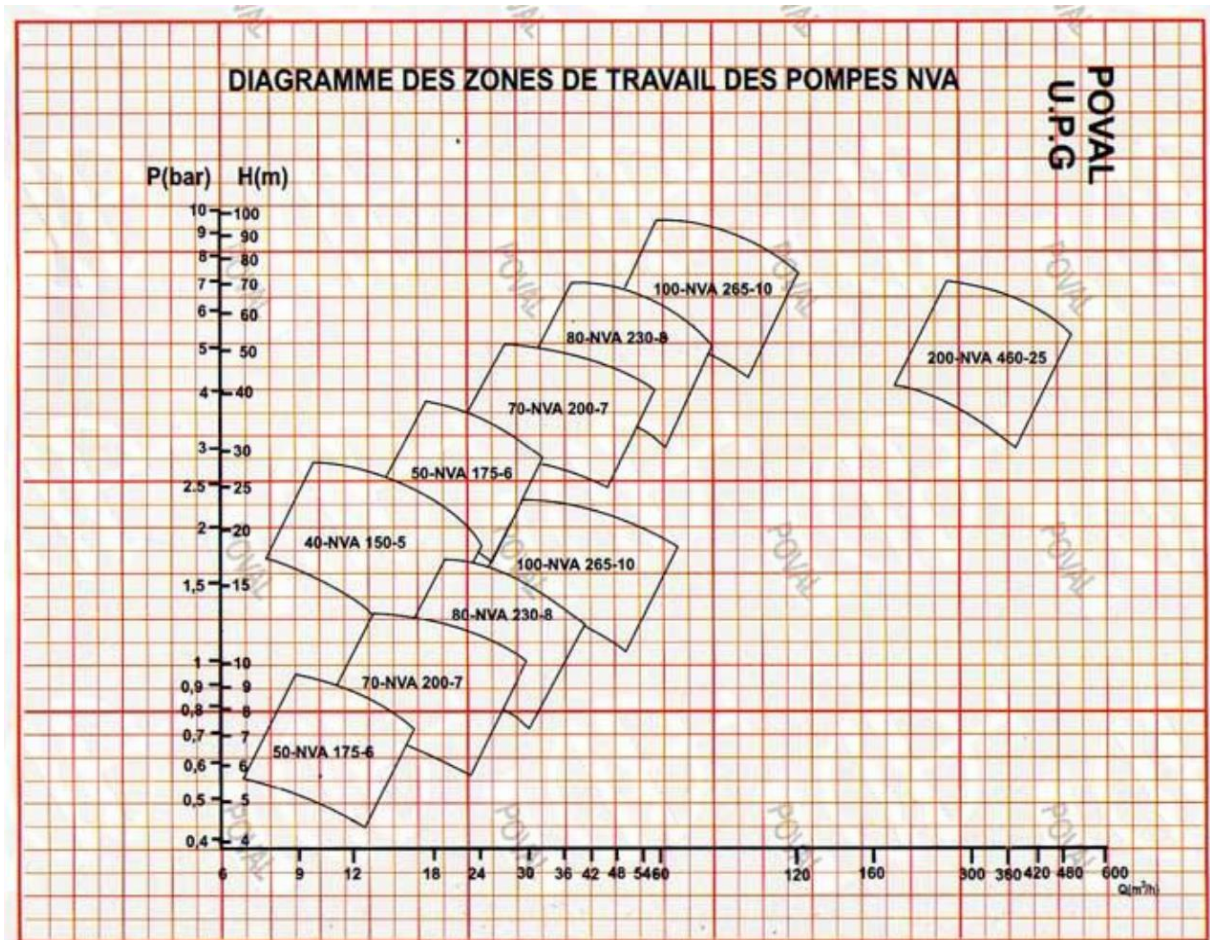
- Electrique : -monophasé 220V, 50HZ
-triphase 380V, 50HZ
- Thermique : -diesel
-essence



- 1 - Corps de pompe
- 2 - Couvercle d'aspiration
- 3 - Roue centrifuge
- 4 - Ecrou de roue centrifuge
- 5 - Clavette de roue centrifuge
- 6 - Arbre
- 7 - Garniture de presse-étoupe
- 8 - Douille
- 9 - Couvercle de presse-étoupe
- 10 - Bague d'étanchéité
- 11 - Clavette d'accouplement
- 12 - Roulement à billes centrifuge
- 13- Corps du chevalet
- 14- Couvercle de palier
- 15- Tôle de recouvrement
- 16- Douille de protection
- 17- Racleur

Type de Pompes	Pompe											EExt. d'arbre				Tubulures intérieure DNaDNr
	a	b	c	f	g	h	k	k1	o	t	t1	d	l	u	V	
40NVA-150-5	95	322	140	85	35	112	160	220	11,5	134	175	20	50	6	22,5	50 40
50NVA-175-6	90	337	160	110	85	140	170	255	11,5	140	195	22	50	6	24,5	50 50
70NVA-200-7	100	380	180	125	88	140	170	255	11,5	140	195	22	50	6	24,5	70 70
80NVA-230-8	115	435	220	135	100	180	220	300	14	185	230	28	50	8	30,9	80 80
100NVA-265-10	130	525	250	160	120	250	280	350	18	220	270	36	70	10	39,3	100 100
200NVA-460-25	200	755	420	300	165	380	440	530	23	380	420	63	100	18	67,2	200 200

Figure 3- 1: cote d'encombrement pompe accouplée a un moteur électrique



Tableaux 3-1: Caractéristiques techniques des pompes NVA.

Type	pk kw	Q m ³ /h	H m	NPSH m	n min ⁻¹	Asp mm/bar	ref mm/bar	poids kg
40NVA-150-5	1,85	18	23,5	2,7	2900	50/10	40/10	23,1
50NVA-175-6	3,8	27,6	33	4	2900	50/10	50/10	33
70NVA-200-7	9,1	54	43	5,8	2900	70/10	70/10	39,4
80NVA-230-8	15	63	60	5,4	2900	80/10	80/10	67,1
100NVA-265-10	33,5	108	80	4,8	2900	100/10	100/10	117,7
200NVA-460-25	92	450	57	5,1	1450	200/10	200/10	439,5

Tableau 3- 2 : les matériaux constituant cette pompe

Destination	Matière	Masse spécifique
Corps spirale	Ft 15	6,00
Couvercle d'aspiration	Ft 15	4,00
Roue	Ft 15	1,00
Corps de chevalet	Ft 15	0,16
Arbre	Acier	1,46
Pallier	Acier	0,464

(N.B) Ft 15 : désigne la fonte dont la résistance minimum à la traction est de 15 daN/mm^2 .

b) Moteur d'entraînement

Les essais sur la pompe 40 NVA sont effectués en utilisant un moteur électrique type B3 à courant alternatif triphasé avec :

- Puissance $p = 2,2 \text{ kW}$
- Facteur de puissance $\cos \phi = 0,86$
- Vitesse de rotation $N = 2885 \text{ tr/min}$

3.4. Réalisation des essais :

La pompe centrifuge en question à pour hauteur manométrique Total $HMT = 23.4 \text{ m}$; en revanche les manomètres et les vacuomètres utilisés dans le banc d'essai pour la lecture des pressions et dépressions ne sont pas adéquats, du fait ils peuvent déceler les valeurs de pressions comprises entre (0 : 20m.c. e) avec précision par ce qu'ils sont gradués comme, suit :

Vacuomètre: $-4 \div +10 \text{ kg/cm}^2$

Manomètres : $0 \div 25 \text{ kg/cm}^2$

3.4.1. Boucle d'essai :

- La boucle d'essai du banc est du type circuit fermé, utilisée par l'unité de pompes de Poval de Berrouagua, afin de réaliser les essais hydrauliques de la pompe 40 N.V.A.
[Voir schéma3.3].
- Les éléments constituant ce banc d'essai sont donnés dans le tableau [3. 2].
- L'ensemble moteur pompe sont montés sur un massif unique, la pompe est connectée au moteur par un accouplement élastique.
- Une électrovanne placée en amont de la pompe (pour régler le débit).
- Un manomètre et un vacuomètre sont installés dans la tuyauterie de refoulement ($\varnothing 50$) et d'aspiration ($\varnothing 50$) pour mesurer les pressions et les dépressions.
- La vitesse de rotation, est lue sur le banc à l'aide d'un stroboscope électronique.

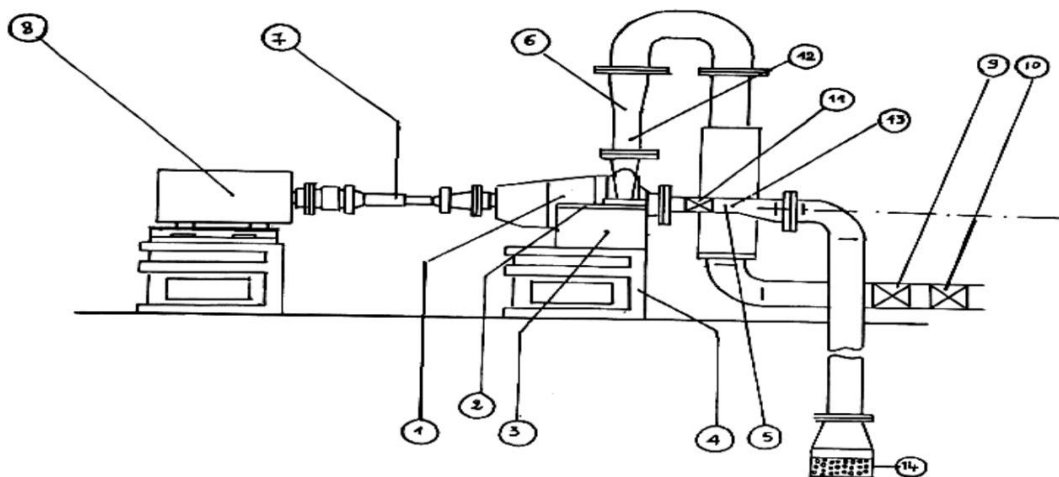


Figure 3.2 : schéma du banc

Tableau 3- 3 : Légende du banc d'essai

Numéro	Nomination
1	Pompe
2	Glissières de fixation des pompes
3	Support
4	Table
5	Tuyauterie d'aspiration
6	Tuyauterie de refoulement
7	Cardan d'entraînement
8	Moteur
9	Débitmètre
10	Vanne à commande électrique
11	Vanne pour réglage du débit (électrovanne)
12	Prise de pression de refoulement
13	Prise de pression d'aspiration
14	crépine

Chapitre 4 : Résultats d'essais et commentaires

4.1. Résultats expérimentaux :

4.1.1. Le taux d'érosion :

Le taux d'érosion est exprimé par la perte en masse de la matière de la roue par rapport à la masse de la roue étalon (neuve) en pourcentage.

$$E_i = \frac{m - m_i}{m} \cdot 100 \quad (3.8).$$

E_i : Taux d'érosion de la roue.

m : La masse de la roue étalon (Neuve).

m_i : La masse de la roue érodée.

4.1.2. Les résultats des essais :

Les résultats des essais sont rassemblés dans les tableaux suivants par ordre croissant de leur degré d'érosion de la roue 40 N.V.A 150-50.

Tableau 4- 1 : Résolutions de la 40 N.V.A 150-50 Premier essai : $m_1=1000$ gr ; $E_1=0$

Nombre de points	1	2	3	4	5	6	7
Q (m^3/s)	4.5	6.2	10.6	13.6	15.6	18.5	23.3
Pr : Pression refoulement (bar)	2.56	2.52	2.47	2.28	2.1	1.82	0.91
Pa : pression d'aspiration	0.168	0.168	0.174	0.181	0.195	0.231	0.251
I : Intensité de courant (amp)	5	5.3	5.4	5.8	6	6.2	6.4
N : Vitesse de rotation (tr/min)	2980	2980	2980	2985	2990	2995	3000

Tableau 4- 2 : : Résolutions de la 40 N.V.A 150-5 Deuxième essai : $m_2=975$ gr ; $E_2=2.5\%$

Nombre de points	1	2	3	4	5	6	7
Q (m^3/s)	5	7.2	11	14..3	16.3	19.1	22.1
Pr : pression refoulement(bar)	2.55	2.48	2.45	2.2	1.92	1.32	0.14
Pa : Pression d'aspiration	0.169	0.174	0.178	0.186	0.192	0.205	0.2348
I : Intensité de courant (amp)	5	5.3	5.4	5.8	6	6.2	6.4
N : Vitesse de rotation (tr/min)	2980	2980	2980	2985	2990	2995	3000

Tableau 4- 3 : Résolutions de la 40 N.V.A 150-50 Troisième essai : $m_3=970$ gr ; $E_3=3\%$

Nombre de points	1	2	3	4	5	6	7
Q (m^3/s)	4.2	6.7	10.2	13.2	15.3	18.2	21.7
Pr : Pression refoulement(bar)	2.52	2.46	2.42	2.11	1.88	1.3	0.13
Pa : Pression d'aspiration	0.169	0.174	0.178	0.186	0.192	0.205	0.2348
I : Intensité de courant (amp)	5.1	5.3	5.5	5.7	5.8	6.1	6.3
N : Vitesse de rotation (tr/min)	2980	2980	2980	2990	3000	3005	3010

Tableau 4- 4 : Résolutions de la 40 N.V.A 150-50 Quatrième essai : $m_4=950$ gr ; $E_4=5\%$

Nombre de points	1	2	3	4	5	6	7
Q (m³/s)	4.7	6.9	10.7	13.7	15.6	18.5	22.1
Pr : Pression refoulement(bar)	2.45	2.36	2.2	1.91	1.69	1.22	0.13
Pa : pression d'aspiration	0.204	0.208	0.213	0.222	0.23	0.245	0.261
I : Intensité de courant (amp)	5.2	5.4	5.6	5.9	6	6.3	6.4
N : Vitesse de rotation (tr/min)	2980	2980	2985	2990	2995	3000	3010

4.2. Grandeurs calculées :

a) Hauteur manométrique (H) :

$$H_{\text{man}} = \frac{P_r}{\rho g} - \frac{P_a}{\rho g} = \frac{P_{\text{vac}}}{\rho g} + \frac{P_{\text{man}}}{\rho g} \quad (3.1).$$

P_{man} : valeur de la pression donnée par l'appareil de mesure au refoulement (manomètre).

P_{vac} : valeur de la pression donnée par l'appareil de mesure à l'aspiration (vacuomètre).

b) Puissance absorbée (P_{abs}) :

La puissance absorbée est en triphasé donnée par la relation suivante :

$$P_{\text{abs}} = U \cdot I \cdot \sqrt{3} \cos \phi \quad (3.2)$$

U : tension aux bornes du moteur.

I : intensité de courant délivrée au moteur.

c) Puissance utile (P_u) :

$$P_u = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (3.3)$$

d) Rendement (η) :

$$\eta = (P_u / P_{\text{abs}}) \cdot 100 \quad (3.4)$$

N.B: Si on tient compte de la variation de la vitesse de rotation, nous devons alors calculer.

$$c) \text{ Le coefficient de hauteur : } C_{eof}.H = \frac{g.H}{n^2 D^2} \quad (3.5)$$

$$d) \text{ Le coefficient de débit : } C_{eof}.D = \frac{Q}{n^2 D^3} \quad (3.6)$$

$$e) \text{ Le coefficient de puissance : } C_{eof}.P = \frac{P_{abs}}{\rho.n^3 D^5} \quad (3.7)$$

Ces coefficients sont généralement appelés coefficients de Râteau.

4.3. Tableaux des caractéristiques de la pompe 40 NVA 150-5 correspondantes aux différentes roues étudiées :

Tableau 4- 5 : Premier essai : ml=1000 gr ; El=0%

Nombre de points	1	2	3	4	5	6	7
Hmnt : Hauteur manométrique (m)	27,83673	27,42857	26,97959	25,11224	23,41837	20,92857	11,84694
Pabs : Puissance absorbée (kW)	2,830171	2,999981	3,056585	3,282998	3,396205	3,509412	3,622619
Pu : Puissance utile (kW)	0,341	0,462933	0,778511	0,929711	0,9945	1,053986	0,751425
Rendement %	12,04874	15,43121	25,46997	28,31896	29,28268	30,03312	20,74259
Coefficient de hauteur	0,000139	0,000137	0,000135	0,000125	0,000116	0,000104	5,85034E-05
Coefficient de Débit	0,000124	0,000171	0,000293	0,000375	0,000429	0,000508	0,000639
Coefficient de puissance	1,7E-10	2,3E-10	3,87E-10	4,6E-10	4,9E-10	5,17E-10	3,66E-10

Tableau 4- 6 : Deuxième essai : $m_2 = 975 \text{ gr}$; $E_2 = 2.5\%$

Nombre de points	1	2	3	4	5	6	7
Hmnt : Hauteur manométrique (m)	27,7449	27,08163	26,81633	24,34694	21,55102	15,56122	3,82449
Pabs : Puissance absorbée (kw)	2,830171	2,999981	3,056585	3,282998	3,396205	3,509412	3,622619
Pu : puissance utile (kw)	0,377639	0,5308	0,803	0,947772	0,956267	0,809097	0,235291
Rendement %	13,34332	17,69344	26,27115	28,8691	28,15692	23,05506	6,495056
Coefficient de hauteur	0,000139	0,000136	0,000134	0,000121	0,000107	7,71E-05	1,89E-05
Coefficient de Débit	0,000138	0,000199	0,000304	0,000394	0,000449	0,000525	0,00062
Coefficient de puissance	1,88E-10	2,64E-10	4E-10	4,69E-10	4,71E-10	3,97E-10	1,15E-10

Tableau 4- 7 : Troisième essai : $m_3=970$ gr ; $E_3=3\%$

Nombre de points	1	2	3	4	5	6	7
Hmnt : Hauteur manométrique (m)	27,43878	26,87755	26,5102	23,42857	21,14286	15,35714	3,722449
Pabs : Puissance absorbée (kw)	2,886774	2,999981	3,113188	3,226395	3,282998	3,452809	3,566015
Pu : puissance utile (kw)	0,313717	0,490217	0,7361	0,841867	0,8806	0,760861	0,219893
Rendement %	10,86738	16,34066	23,64457	26,09311	26,82304	22,03601	6,166359
Coefficient de hauteur	0,000137	0,000135	0,000133	0,000116	0,000104	7,56E-05	1,83E-05
Coefficient de Débit	0,000116	0,000185	0,000282	0,000363	0,00042	0,000498	0,000593
Coefficient de puissance	1,56E-10	2,44E-10	3,66E-10	4,15E-10	4,29E-10	3,69E-10	1,06E-10

Tableau 4- 8 : Quatrième essai : $m_4=950 \text{ gr}$; $E_4=5\%$)

Nombre de points	1	2	3	4	5	6	7
Hmnt : Hauteur manométrique (m)	27,08163	26,20408	24,62245	21,7551	19,59184	14,94898	3,989796
Pabs : Puissance absorbée (kw)	2,943378	3,056585	3,169792	3,339602	3,396205	3,566015	3,622619
Pu : puissance utile (kw)	0,346494	0,4922	0,717197	0,811344	0,832	0,752847	0,240031
Rendement %	11,772	16,10294	22,62601	24,29465	24,49793	21,11172	6,625885
Coefficient de hauteur	0,000136	0,000131	0,000123	0,000108	9,71E-05	7,38E-05	1,96E-05
Coefficient de Débit	0,00013	0,000191	0,000295	0,000377	0,000429	0,000508	0,000604
Coefficient de Puissance	1,72E-10	2,45E-10	3,55E-10	4E-10	4,08E-10	3,67E-10	1,16E-10

4.4 : Trace des graphiques :

4.1.1. Courbes caractéristiques de la pompe 40 NVA 150-5 correspondantes aux différentes roues étudiées :

Pour mieux exploiter les résultats des essais, nous avons décidé de tracer deux types de courbes à savoir :

a) Premier type de courbe

Les courbes caractéristiques H-Q, P-Q et η -Q de la pompe, correspondantes aux différents degrés d'érosion (1%), (2.5%), (3%), (5%) de cavitation respectivement sur des graphes différents.

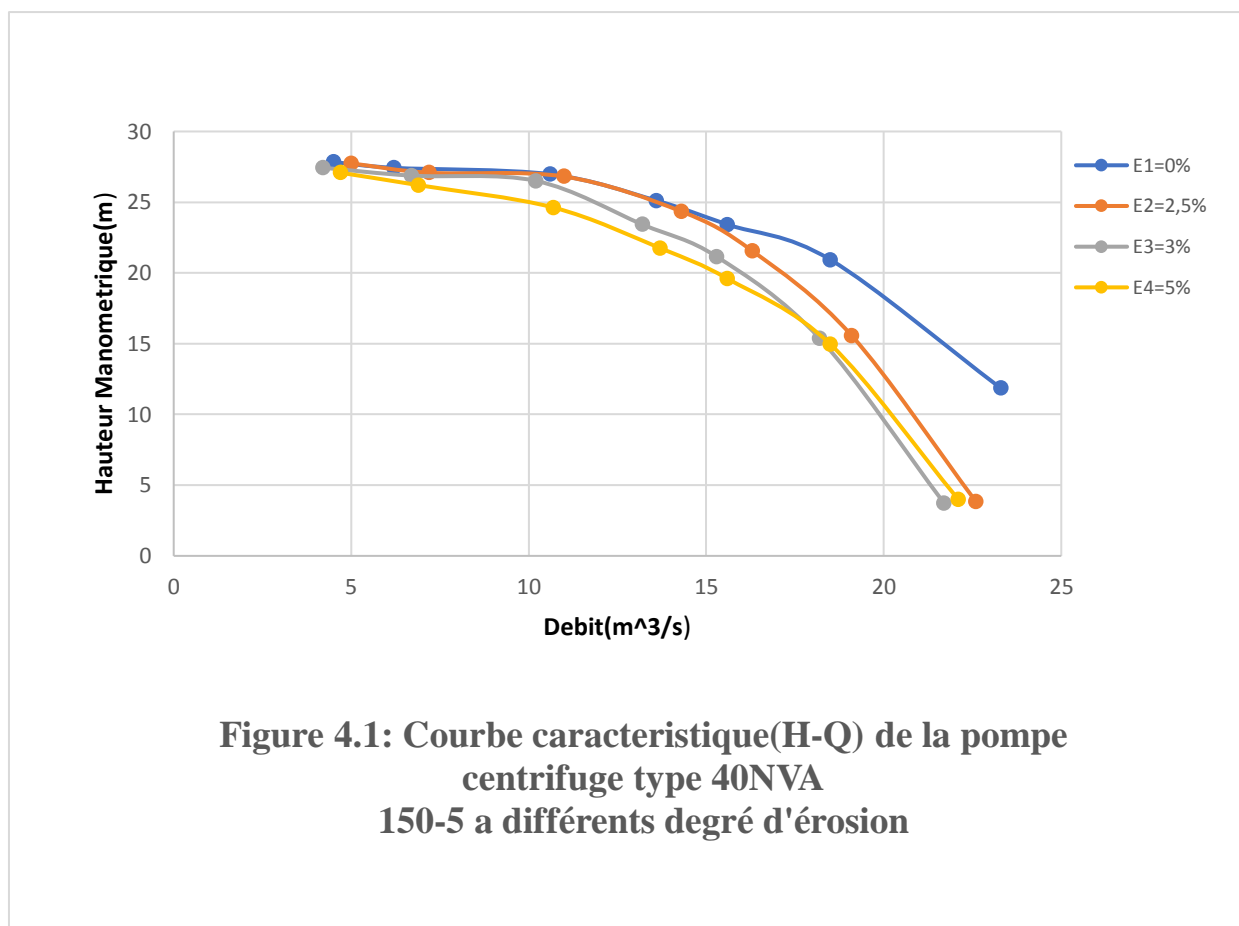
(Figure : 4.4) ; (Figure : 4.5) et (Figure : 4.6).

b) Deuxième type de courbe

Les courbes caractéristiques Coeff, H – Coeff, D et Coeff, P – Coeff, D de la pompe correspondents aux différents degrés d'érosion de cavitation, respectivement sur des graphes différents (Figure : 4.7) et (Figure : 4.8)

4.1.2. Analyse et interprétation des graphes :

4.1.2.1 GRAPHE (H – Q):

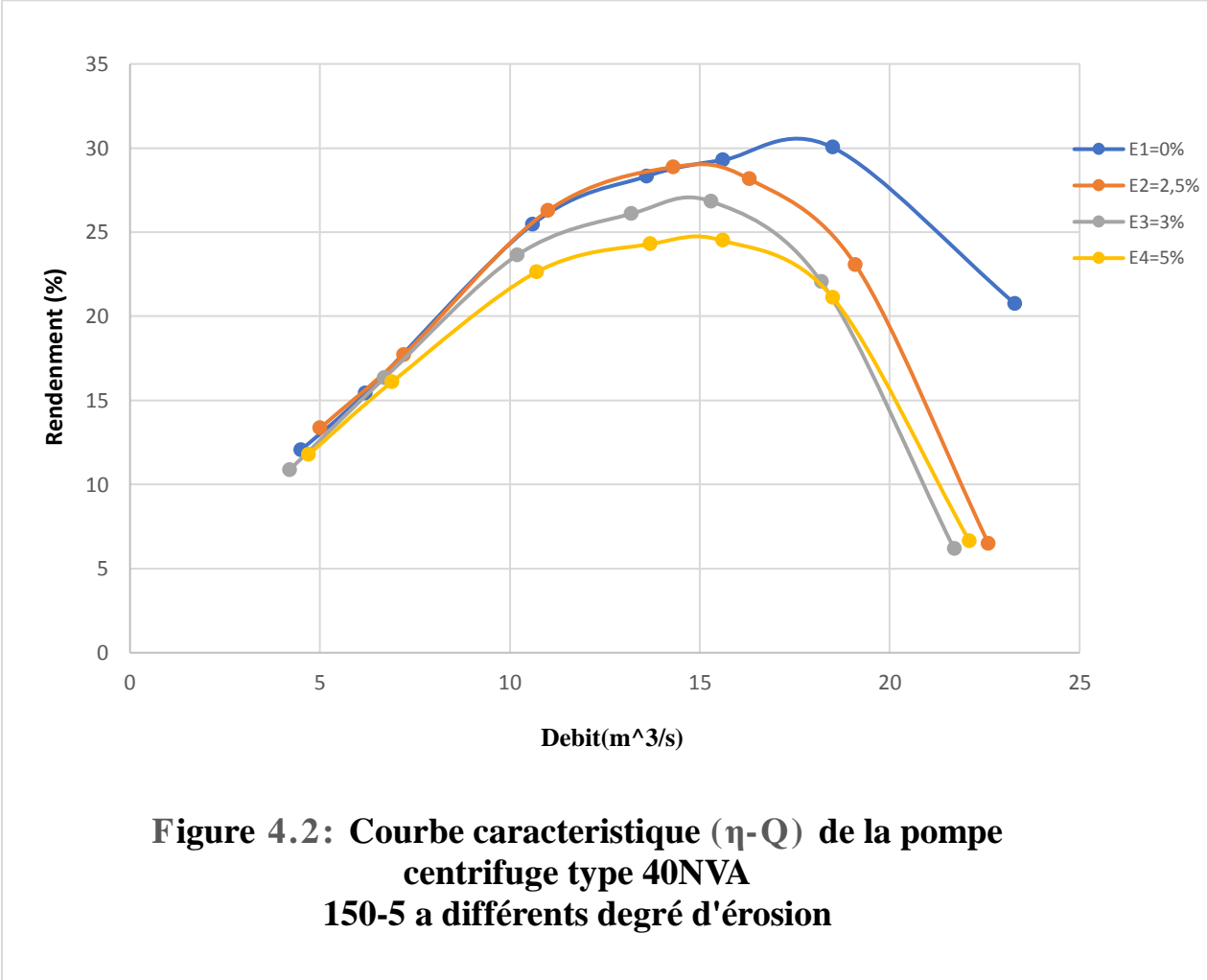


Il représente l'évolution de la caractéristique énergétique de la roue 40 N.V.A 150-50 avec différents degrés d'érosion de cavitation qui sont :

E1=0% ; E2=2.5% ; E3=3% ; E4=5%.

Nous constatons, sur le graphe (H – Q), que la roue étalon (neuve) développe une hauteur manométrique importante. Cette dernière chute en fonction du degré d'érosion.

4.1.2.2. GRAPHE ($\eta - Q$) :

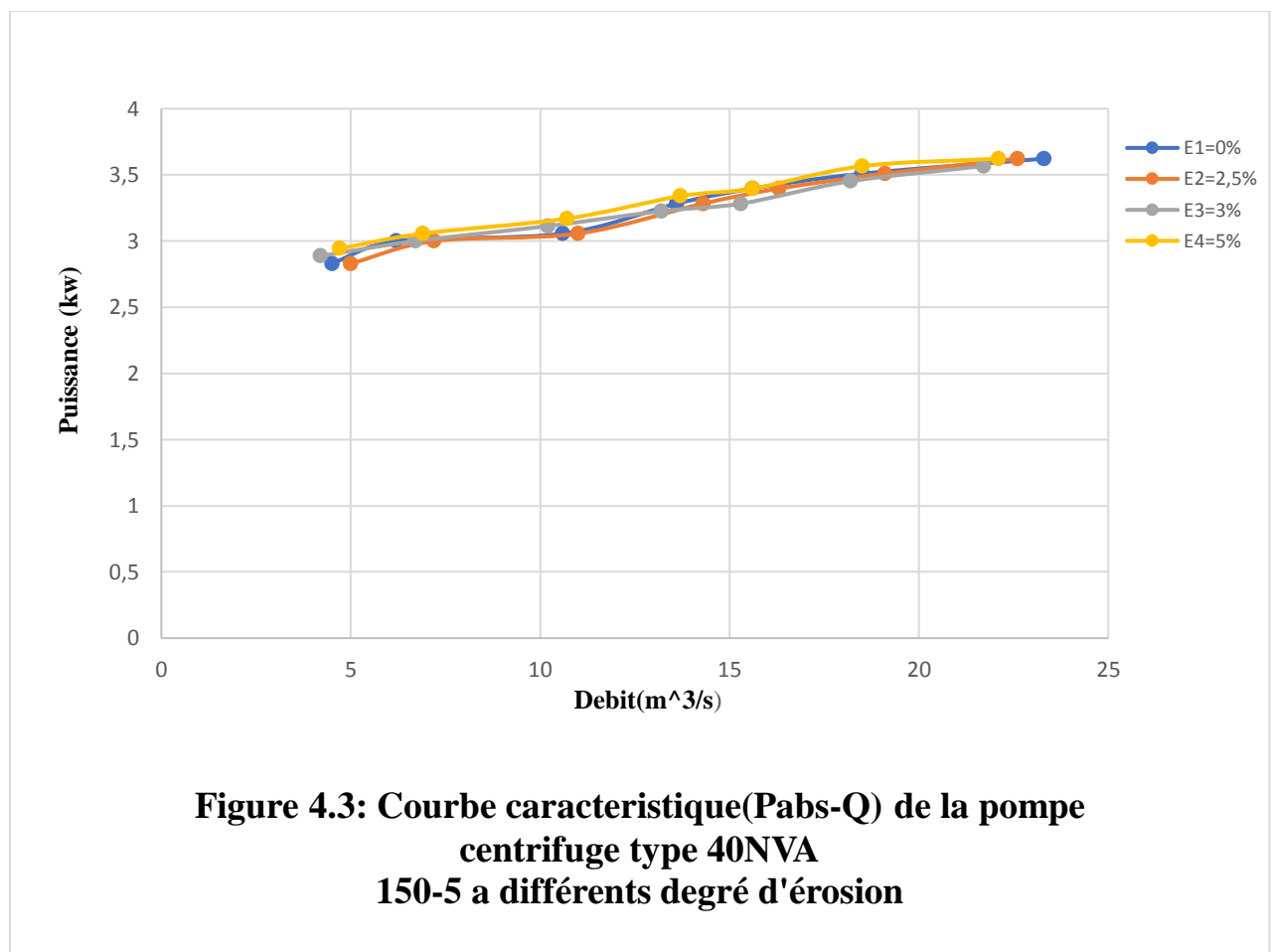


Il représente l'évolution du rendement de la pompe à différents degrés d'érosion de la roue.

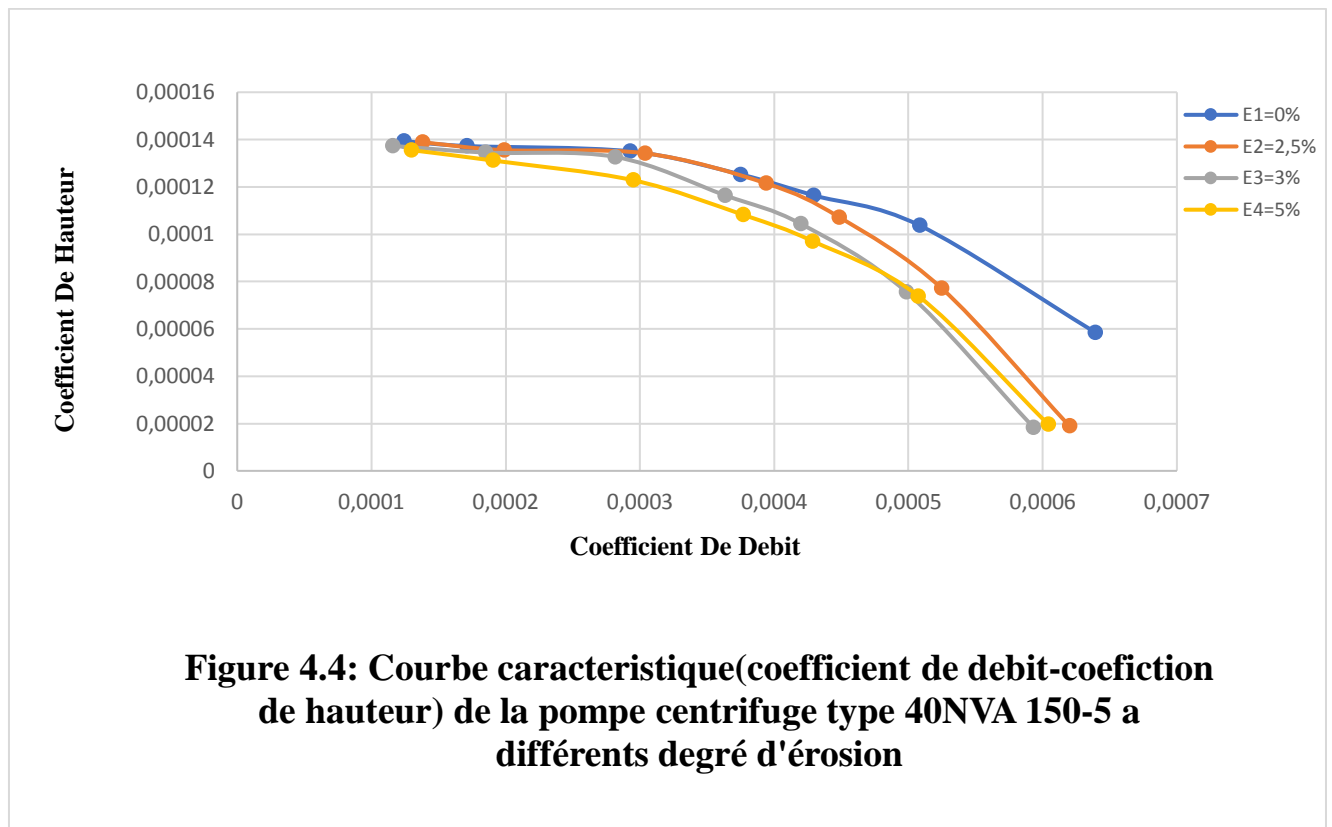
Le graphe ($\eta - Q$) montre que pour les débits inférieurs à $10\text{m}^3/\text{h}$, la chute du rendement est d'autant plus importante que la perte en matière de la roue est importante. au de la de $12\text{m}^3/\text{h}$, c'est la roue 4 qui développe le rendement le plus faible.

Notions que, la courbe de rendement reflète le mieux la corrélation entre la chute des performances de la pompe et le degré d'érosion de la roue ; car elle tient compte d'après la formule $\eta = \frac{w}{QH} \frac{P_{abs}}{P_{abs}}$ des deux paramètres H et P_{abs} à la fois.

4.1.2.3. GRAPHE ($P_{abs} - Q$) :



4.1.2.4. GRAPHE (Coef.H –Coef.D)



4.1.2.5. GRAPHE (Coef.P –Coef.D)

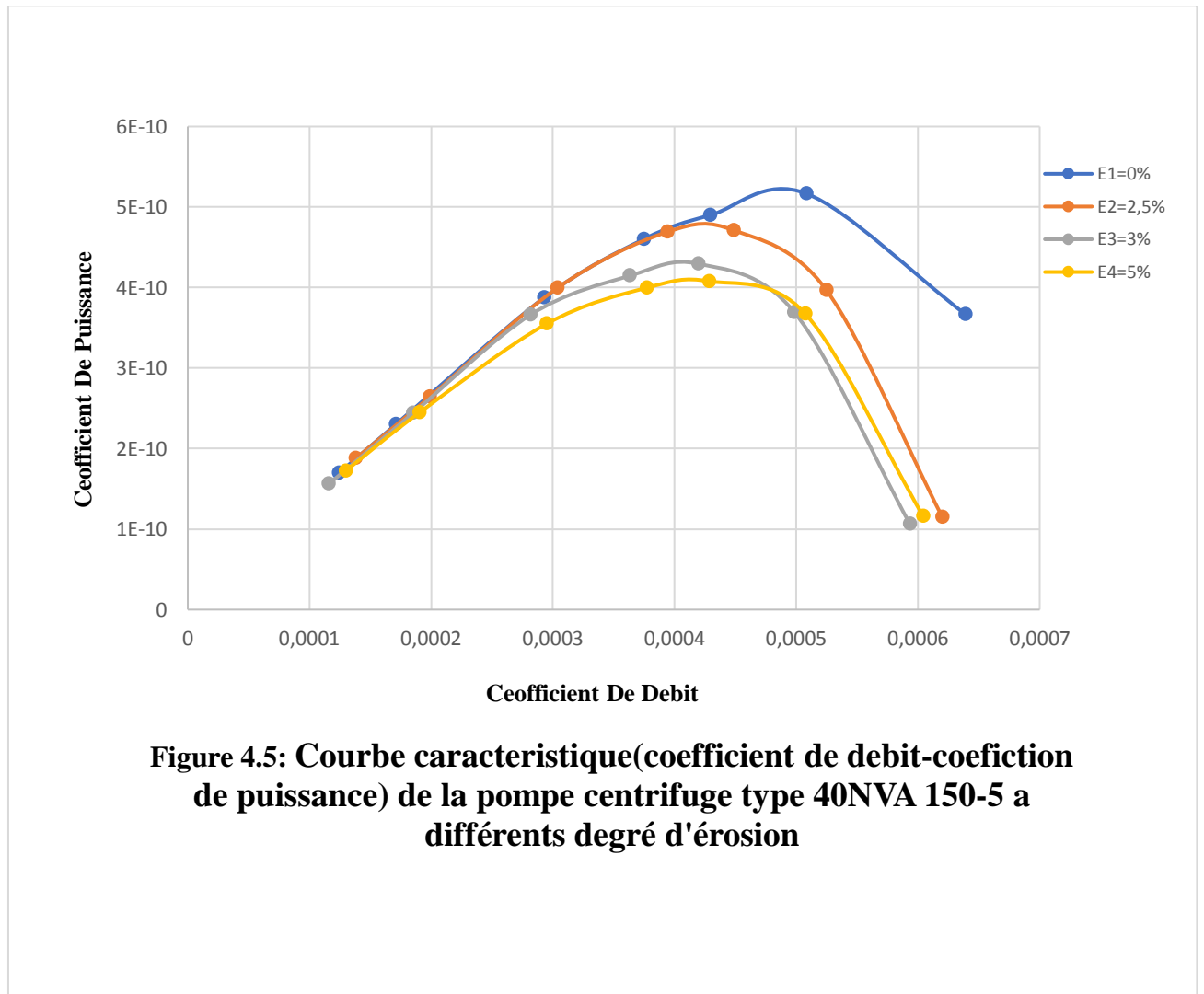


Figure 4.5: Courbe caracteristique(coefficient de debit-coefiction de puissance) de la pompe centrifuge type 40NVA 150-5 a differents degre d'erosion

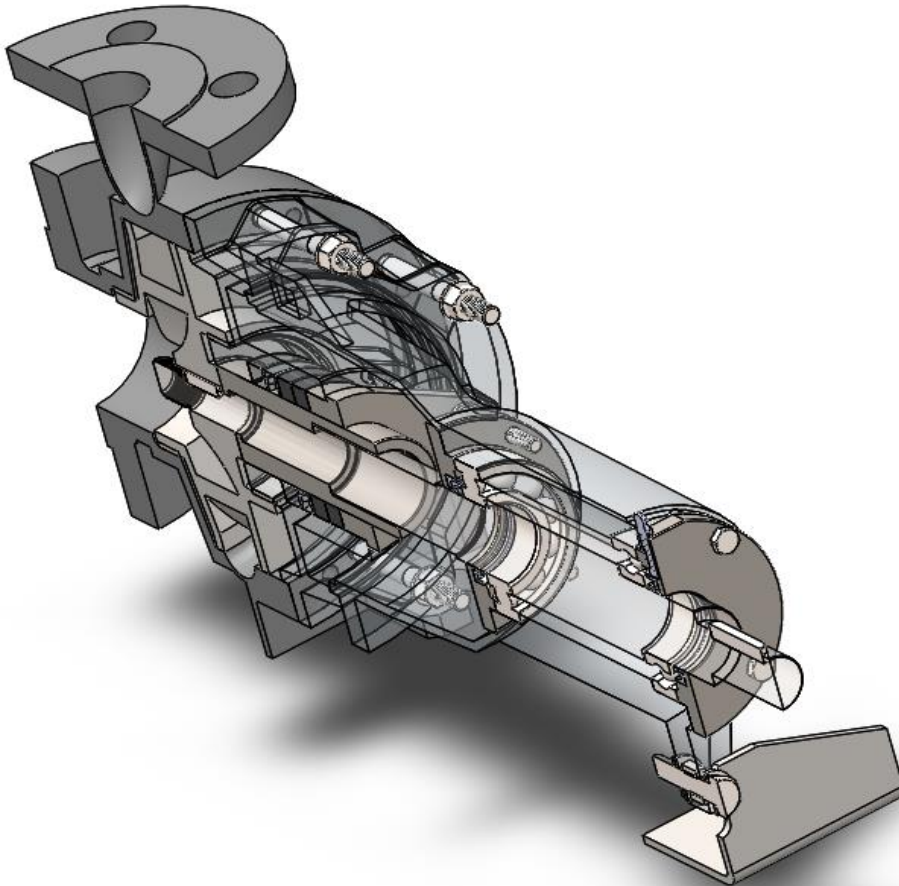
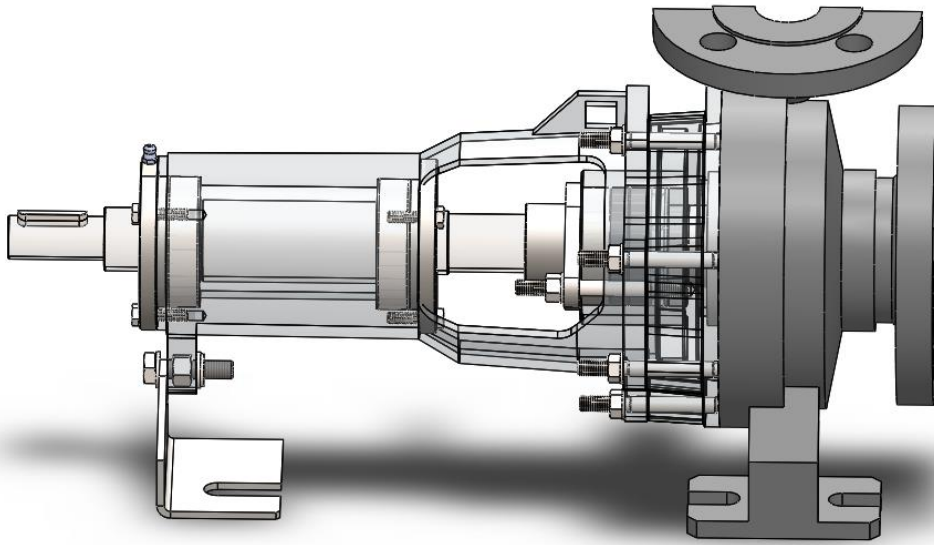
Conclusion générale :

- Le phénomène de la cavitation est un phénomène à usage pour les machines hydrauliques car il fait perdre les performances de la machine (Puissance, Rendement, charges...ect).
- La cavitation consiste à l'évaporation d'un liquide à une température donnée, lorsque la pression chute au-dessous de la pression de saturation.
- Ce qui a fait l'objet de notre étude, il s'est confirmé en études expérimentales ce phénomène, qu'il a un effet négatif sur les performances de la turbopompe.
- Dans la pratique quelques précautions d'installation de la pompe sont nécessaires pour éviter le phénomène de cavitation.
- Trois types d'installation de la pompe sont généralement utilisés :
 - Pompage gravitaire : pas de cavitation
 - Pompage immergé : pas de cavitation
 - Pompage aspirant : trop risqué c'est pour cela il faut caler la pompe à une hauteur moins de 8 mètres.
- Pour éviter la cavitation, il est recommandé de remplir les conditions de montage de la machine surtout la machine d'aspiration.

Références bibliographiques

- [1] HULIN MARC (TURBO-MACHINES HIDROLIQUES) COURS POLYCOPIE, INA, 1979.
- [2] ANTAL THOMA (MACHINES HYDRAULIQUES), O.P.U ,1990.
- [3] M. SEDILLE (TURBO-MACHINES HYDROLIQUES ET THERMIQUES), TOMEII, MASSON ET CIE ,1967.
- [4] RABAH.BERRAHMOUNE (ANALYSE DE L'ATERATION DES PERFORMANCES DES POMPES CENTRIFUGES SOUS L'INFLUENCE DE L'EROSION DE CAVITATION), MEMOIRE DE FIN D'ETUDE ENSH ,1993.
- [5] A. DUPONT, (HYDROLIQUE URBAINE) TOME II.
- [6] O.K KHODJET, (IMPACT DU PHENOMEN DE CAVITATION SUR LE COMPORTEMENT HYDRODYNAMIQUE DES POMPES CENTRIFUGES).
- [7] J. F GULISH ET A.. ROCH, (EROSION PAR CAVITATION DANS LES POMPES CENTRIFUGES), SERUE TECHNIQUE –SULSER1/1988.
- [8] M. CARLIE, (MACHINES HYDR AULIQUE).
- [9] HOUILLE BLANCHE NUMERO 7/8 -1988 (CAVITATION).
- [10] HOUILLE BLANCHE NUMERO 1968 (ANALYSE DU MECANISME D'EROSION DE CAVITATION)
- [11] AGHIM, (LES STATION DE POMPAGES D'EAU LAVOISIER ,1991.
- [12] R. CANAVELIS, J.F. LAPRAY, R.REY, (ETUDE D'CRIETRE DE FIABILITE VIS AVIS DE L'ERROSION PAR CAVITATION DANS LES POMPES), MONTREAL 1986.
- [13] A...J STEPANOFF, (POMPES CENTRIFUGE ET POMPES HELICES, DUNOD 1961.
- [14] ENPMH DE BERROUAGHIA.
- [15] KOVATS G. DEMUR, 1962, pompes, ventilateurs, compresseurs : Centrifuges et axiaux.
- [16] Dunod Cramer, A., Walle, E. V., & Longo, J. M. A. (2019). Cavitation in pumps: a review. Journal of Fluids Engineering, 141(6), 061101.
- [17] Wang, Y., Zhang, L., Wei, Y., Zhu, B., & Chen, H. (2018). Energy loss analysis of centrifugal pump with cavitation. Energies, 11(5), 1128.

ANNEXÉS :



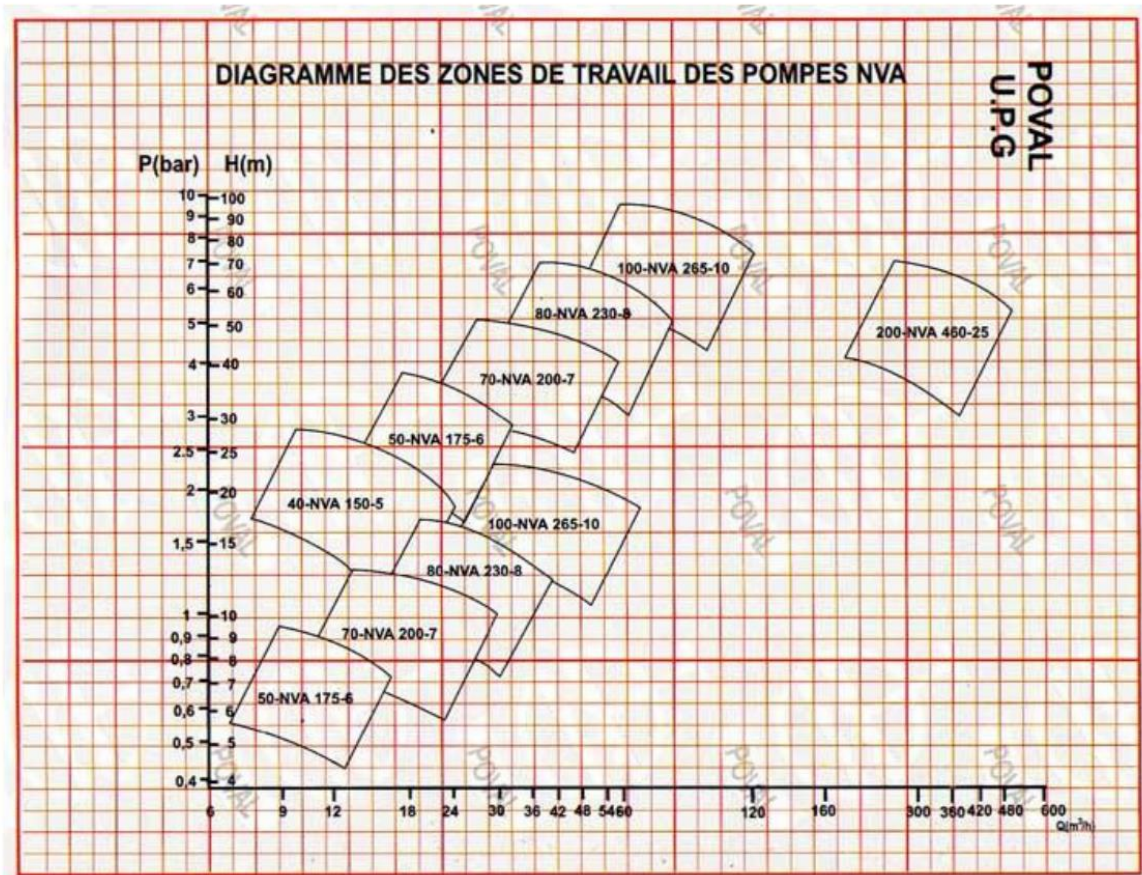
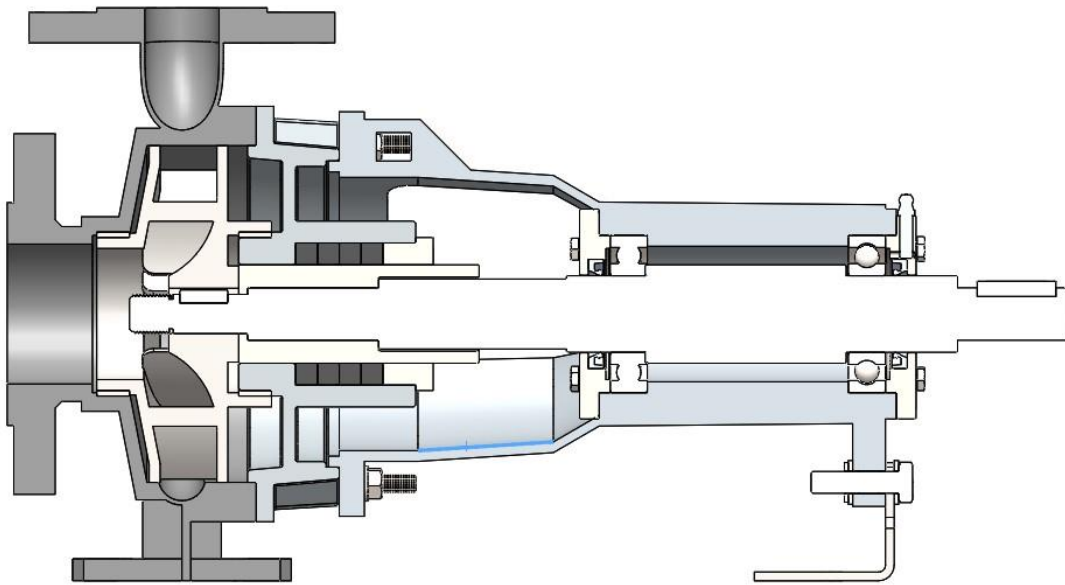
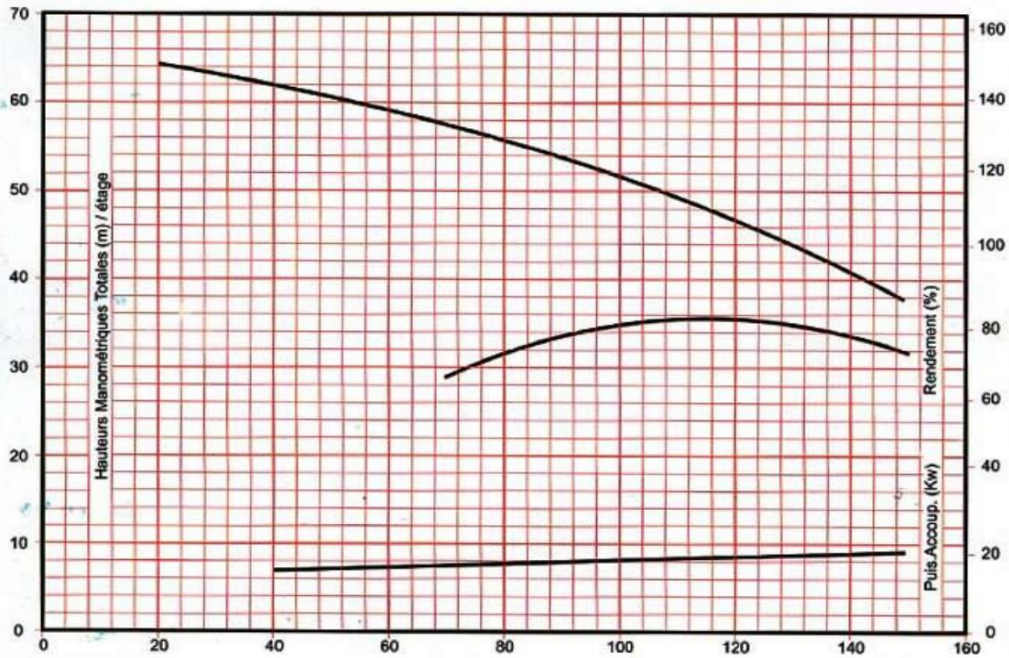


Diagramme des zones de travail des pompes NVA



Courbes caractéristiques d'une pompe

