

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne démocratique et populaire

وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique

جامعة سعد دحلب البليدة
Université SAAD DAHLAB de BLIDA

كلية التكنولوجيا
Faculté de Technologie

قسم الميكانيك
Département de mécanique



Mémoire de Fin d'Études

présenté par

MEFTAH ALI

pour l'obtention du diplôme master en génie mécanique

option : système énergétique et thermique (appliqué)

Thème

Etude de la cavitation dans une pompe centrifuge

Proposé et dirigé par :

Mr. Said Mohamed

promoteur

Année Universitaire 2013-2014

Dédicace

*Je dédie ce travail à mes parents que le Dieu
pendissent et les protège*

A mon grand père que Dieu prolonge sa vie

A Mon frères,

A Mes sœurs

Mes très chers parents

- *A toutes mes amis*
- *Toute la famille Meftah*
- *Toute la famille Saker*
- *Tous les membres de groupe system thermique et
énergétique, promotion 2014.*

Meftah ali

REMERCIEMENTS

Je remercie dieu le tout puissant qui nous a donné la sante et la détermination afin de réaliser ce travail.

Notre devoir est de remercier nos très chers parents qui nous ont soutenus tout au long de notre parcours scolaire

J'adresse mes vifs remerciements mon promoteur Monsieur SAID MOHAMED prof de université de Blida, pour son assistance tout au long de cette étude, judicieux m'ont été d'une grande utilité.

J'adresse mes vifs remerciements à Monsieur directeur de société POVAL ex sonacome de Berrouaghia, qui m'a aidé à l'expérience et ses conseils.

Nous tenons à remercier tous les enseignants du département mécanique qui ont assuré notre formation pendant notre cycle d'études

Introduction générale

Introduction générale:

La durée de vie des pompes d'une station de pompage dépend de plusieurs facteurs, dont certains sont liés directement aux conditions de pompage et d'alimentation.

Une mauvaise exploitation de ces stations de pompage peut causer aux pompes un fonctionnement anormal, et qui par suite entrainera l'apparition de certaines anomalies provoquant la détérioration des constituants de la pompe (roue, palier, coussinet etc.) et à leur survie, et par conséquent à celle des secteurs qui leur sont directement liés à savoir les domaines industriel et agricole

En effet, la détérioration des équipements de la pompe nous confronte aux problèmes suivants :

- La disponibilité des pièces de rechanges en temps apportum
- Cout de la main d'œuvre
- Perte de production

Au vu de ceci, une connaissance sur le fonctionnement des pompes ainsi qu'une étude de quelques anomalies relatives à ce domaine telle que la cavitation, l'érosion, la corrosion ... s'avère adéquate. Dans cette optique, notre projet vise à étudier la cavitation dans les pompes produites par POVAL ex sonacome de Berrouaghia, usine de production des pompes et vannes en Algérie.

Pour ce faire et après cette brève introduction notre travail se présente en trois chapitres :

- Le premier chapitre est une généralité sur la cavitation et ses effets sur les pompes et se présente sous forme de revue bibliographique
- Le deuxième chapitre est relatif à la pompe, ses constituants et ses caractéristiques de fonctionnement théorique
- Le troisième chapitre est une étude expérimentale avec interprétation des résultats de la cavitation de la série des pompes poval, les essais nous ont procurés de la société via notre promoteur

Enfin on achève notre travail avec une conclusion générale sous forme de synthèse

SOMMAIRE

SOMMAIRE

Remerciement	
Dédicace	
Sommaire	
Nomenclature	
Liste des figures	
Liste des tableaux	
Introduction générale.....	1

CHAPITRE I – GENERALITE SUR LA CAVITATION

I.1- définition	3
I.2- les signes et effet de cavitation.....	3
I.2.1- bruit de cavitation	3
I.2.2- vibration de cavitation.....	4
I.2.3- érosion de cavitation	4
I.2.3.1- mécanisme d'érosion.....	5
I.2.3.2- matériaux résistant à l'érosion de cavitation	6
I.3. Aspect physique du phénomène de cavitation.....	8
I.3.1.Ses dangers.....	8
I.3.2. Influence sur la forme des courbes caractéristique.....	8
A) Roue à faible vitesse spécifique N_S	10
B) Roue à forte vitesse spécifique N_S	10
I.4. Aspects thermodynamique de la cavitation.....	11

SOMMAIRE

I.4.1.Introduction	11
I.4.2. Effets de cavitation mesurable	12
I.5. Moyen d'éviter ou de réduire la cavitation.....	12
I.6. Conclusion	13

Chapitre II- Théorie des pompes centrifuges

II.1.définition.....	15
II.2.constriction	15
II.2.1. le distributeur	15
II.2.2. la roue	15
II.2.3. la volute	15
II.3. principe de fonctionnement	16
II.4.principales caractéristiques d'une pompe centrifuge	16
II.4.1. Dimensions principales.....	16
II.4.2. Triangles des vitesses et angles caractéristiques.....	17
II.4.3. Hauteur théorique et débit	18
II.5. Les courbes caractéristiques	19
II.5.1.Le courbe débit –hauteur (Q-H).....	19
II.5. 2.Courbe débit –puissance (Q-p).....	20
II.5. 3.Courbe débit – rendement (Q- η).....	20
II.6. La similitude des pompes centrifuges	21
II.7. Conclusion	22

SOMMAIRE

Chapitre III : Etude expérimentale

III.1.Principe de l'expérimentation	24
III.2.But de l'expérimentation	24
III.3.Description de la pompe utilisée.....	24
III.3.1.Les principales caractéristiques de la pompe	25
III.4. Réalisation des essais.....	28
III.4.1.Boucle d'essai	29
III.4.2.Résultats et calculs.....	30
III.4.2.1.Grandeurs calculées.....	30
III.5.Trace des graphiques.....	32
III.5.1.Courbes caractéristique de la pompe 40 NVA 150- 5Correspondantes aux différentes roues étudiées	32
III.5.2. Analyse et interprétation des graphes.....	37
III.5.2.1. Analyse et interprétation (H – Q).....	37
III.5.2.2. Analyse et interprétation (η – Q).....	37
III.5.2.3. Analyse et interprétation (P – Q).....	37
Conclusion.....	41
ANNEXES	

Nomenclature

Nomenclature

b	Épaisseur de la veine fluide	[m]
C_m	vitesse méridienne	[m/s]
C_a	Composante axiale de la vitesse	[m/s]
C_r	Composante radiale de la vitesse	[m/s]
C_θ	Composante azimutale de la vitesse	[m/s]
D_T	Diamètre extérieur du rotor	[m]
e	Énergie interne massique d'un fluide	[J/kg]
F_c	Facteur de condensation	[-]
F_v	Facteur de vaporisation	[-]
g	Accélération de la pesanteur	[m/s]
h	Largeur du col	[m]
H_{tot}	Hauteur énergétique basée sur la pression totale	[m]
j	jeu radial	[m]
k	Energies cinétique turbulent	[m ² /s ²]
l	Longueur de la corde des aubages	[m]
L_v(T°)	Chaleur latente de vaporisation à la température T	[J/kg]
ṁ_l	Source de masse de la phase liquide	[kg/m ³ /s]
ṁ_v	Source de masse de la phase vapeur	[kg/m ³ /s]
N	vitesse de rotation du rotor	[tr/min]
N_B	Nombre de bulles par unité de volume dans le mélange	[m ⁻³]
NPSH	charge nette à l'aspiration au dessus de la pression de vapeur	[m]
N_S	vitesse spécifique de la pompe	[-]
P_l	Pression partielle de la phase liquide	[Pa]
P_t	Pression total du fluid	[Pa]
P_v	Pression partielle de la phase vapeur	[Pa]
Q	Debit volumique	[m ³ /s]
Q_N	Debit volumique nominal	[m ³ /s]
r	Coordonnée radial	[m]
R_T	Rayon extérieur de la roue	[m]
R_{T1}	Rayon extérieur à l'entrée de la roue	[m]
S	vitesse spécifique d'aspiration	[tr/mn, m ³ /s, m]
t	Temps	[s]
T°	Temperature du fluid	[K°]
v	Volume massique d'un fluid	[m ³ /kg]
W	vitesse relative	[m/s]
W₁	vitesse relative à l'entrée des aubages	[m/s]
U_{1T}	vitesse d'entraînement à l'entrée de la roue	[m/s]
α	Angle d'attaque	[rad]
β	Angle fluide en mouvement relatif	[rad]
η	Rendement global	[%]

Nomenclature

Δh	Pertes de charge	[m]
ϕ	Coefficient de debit	[-]
Ψ	Coefficient de press ion	[-]
θ	Angle de recouvrement	[rad]
μ	viscosité dynamique	[kg/m/s]
μ_t	viscosité turbulente	[kg/m/s]
ν	viscosité cinématique	[m ² /s]
ρ	Masse volumique du liquide	[kg/m ³]
σ	Coefficient thoma de cavitation	[-]
ω	vitesse angulaire du rotor	[rad/s]

List des figures

List des figures

Figure I-1: Détérioration de pièces mécanique soumises à une exposition prolongée de la cavitation.....	4
Figure I-2: Érosion par cavitation d'une roue de pompe centrifuge.....	5
Figure I-3 : Perte en poids de métal provoqué par la cavitation (essais de schroeter).....	7
Figure I-4 : Perte en poids de métal par impact de jet (essais de Haller).....	7
Figure I-5 : Influence du phénomène de cavitation sur les courbes caractéristiques	9
Figure II-1 : constitution d'une pompe centrifuge.....	15
Figure II-2 : dimensions d'une roue.....	16
Figure II-3 : Triangles des vitesses.....	17
Figure III-1 : cote d'encombrement pompe accouplée a un moteur électrique.....	26
Figure III-2 : caractéristiques techniques	27
FigureIII-3 : schéma du banc.....	29
Figure III-4 : courbes caractéristiques (H-Q) de la pompe centrifuge type 40 NVA 150-5 a différents degrés d'érosion.....	38
Figure III-5 : courbes caractéristiques (P-Q) de la pompe centrifuge type 40 NVA 150-5 a différents degrés d'érosion.....	39
Figure III-6 : courbes caractéristiques (η -Q) de la pompe centrifuge type 40 NVA 150-5 a différents degrés d'érosion.....	39
Figure III-7 : courbes caractéristiques (coef de débit- coef de hauteur) de la pompe centrifuge type 40 NVA 150-5 a différents degrés d'érosion	40
Figure III-8 : courbes caractéristiques (coef de débit- coef de puissance) de la pompe centrifuge type 40 NVA 150-5 a différents degrés d'érosion	40

Liste des tableaux

Liste des tableaux

Chapitre III : Etude expérimentale

Tableau III.1 : les matériaux constituant cette pompe.....	28
Tableau III.2 : Légende du banc d'essai (ENPMH).....	30
Tableau III.3 : Résolutions de la 40 N.V.A 150-50 premier essai : $m_1=1000$ gr ; $E_1=0\%$	33
Tableau III.4 : Résolutions de la 40 N.V.A 150-50 deuxième essai : $m_2=975$ gr ; $E_2=2.5\%$	34
Tableau III.5 : Résolutions de la 40 N.V.A 150-50 troisième essai : $m_3=970$ gr ; $E_3=3\%$	35
Tableau III.6 : Résolutions de la 40 N.V.A 150-50 quatrième essai : $m_4=950$ gr ; $E_4=5\%$	36

Chapitre I : Généralités sur la cavitation et ses effets sur les pompes

I.1.Définition :

La cavitation est le phénomène qui correspond à une vaporisation du liquide, c'est-à-dire à un changement de phase (phase liquide en phase vapeur) [4].celui-ci, se fait par diminution de la pression du liquide au-dessous de la pression de vapeur saturante à température constante. Contrairement à l'ébullition, qui, elle se fait à pression constante par élévation de température du liquide considéré.

I.2. Les signes et effets de cavitation

Le phénomène de cavitation perturbe profondément le fonctionnement des pompes .ces effets marquent à la fois, sur les caractéristiques de fonctionnement, Sur la tenue mécanique et sur la tenue physico-chimique.

Du point de vue mécanique, ils sont essentiellement liés à laré condensation qui se produit lorsque la prestions remonte. Cependant, laré condensation de ses cavités de vapeur est une implosion brutale conduisant à la création locale des jets liquides (qui peut atteindre des dizaines de mètre par seconde).ces implosion sont associées une érosion, un bruit et vibrations. Tous ces effets sont généralement nocifs et destructeurs et font que la cavitation doit absolument être évitée.

I.2.1. Bruit de cavitation :

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

Chapitre I: Généralités sur la cavitation

I.2.2. Vibrations de cavitation :

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

I.2.3. Érosion de cavitation :

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

- marche à régime partiel ;
- pompage à très grande hauteur [$H > 100$ m] ;
- pression de service à l'aspiration faible ;
- nature du liquide véhiculé et du matériau constitutif de la roue, etc.

Les implosions répétées des poches de cavitation, qui se produisent près des parois métalliques, altèrent progressivement la structure cristalline dans le cas des alliages métalliques ou les matériaux d'autres natures (plastiques) et peuvent détruire très rapidement les aubes de la roue : c'est le phénomène d'érosion par cavitation (figure I-1) et (Figure I-2). Mais avant d'en arriver à ce cas extrême, qui doit bien entendu être évité, la cavitation peut avoir d'autres conséquences néfastes pour le bon fonctionnement des groupes de pompage. [19]

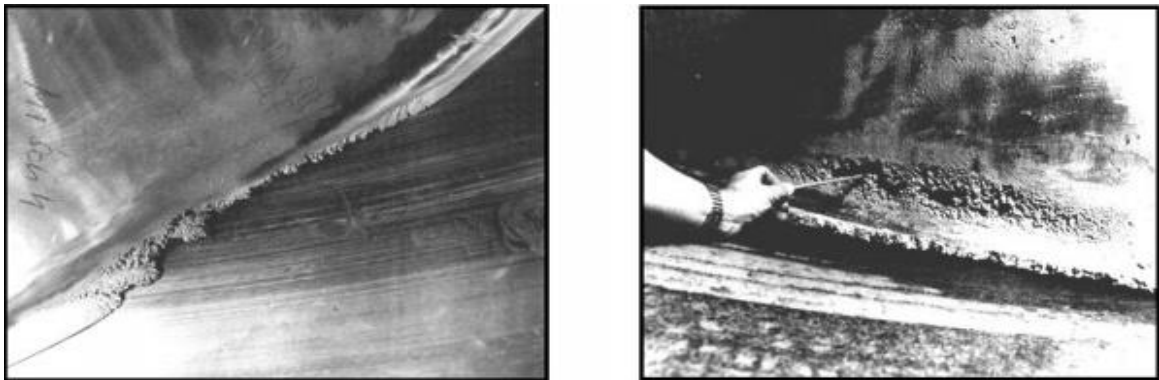


Figure I-1: Détérioration de pièces mécanique soumises à une exposition prolongée de la cavitation.

Chapitre I: Généralités sur la cavitation



Figure I-2: Érosion par cavitation d'une roue de pompe centrifuge.

I.2.3.1. Mécanisme d'érosion :

L'origine mécanique de l'érosion de cavitation provient probablement, des variations brusques de pression dans la zone d'implosion des cavités de vapeur ; celle-ci fait subir au matériau constituant la machine fatigue par contraintes alternées.

Ces dernières commencent par déceler les grains en provoquant des fissures dans le ciment inter granulaire. A montré que les particules de métal peuvent être arrachées et emportées par le liquide pénétrant dans les pores du métal et en ressortant sous l'effet des oscillation de pression successives .dans ce cas ,les matériaux les plus poreux sont les touchés par ce type de destruction dont l'intensité dépend de la durée où l'échantillon est sous pression ou de l'intervalle entre deux oscillations de pression successives .de ce fait ,l'érosion de cavitation doit être distinguée de la corrosion et de L'abrasion .

La corrosion est causée uniquement par l'action chimique et électrolytique des liquides pompés ; l'abrasion est l'usure des pièces métalliques des pompes par les corps étrangers tels que sable, gravier, coke et charbon, entraînés dans les liquides pompées. L'aspect des surfaces érodées est spongieux assez semblables à du sucre cassé .l'érosion peut être profonde si la pompe fonctionne par exemple pendant un temps lent en régime de cavitation pouvant alors être transformé véritable dentelle.

Chapitre I: Généralités sur la cavitation

I.2.3.2. Matériaux résistant à l'érosion de cavitation :

De nombreux essais ont été réalisés afin d'établir des corrélations entre les propriétés mécaniques des matériaux et leur résistance vis-à-vis de la cavitation .parmi ces corrélations, on peut par exemple retenir celle due à 'piltz' publiée dans une dissertation à l'école technique de DARMSTAD 1963.cette corrélation, pour laquelle le paramétré fondamentale retenu est la dureté du matériau

SCHROETER [12] lui aussi a effectué des essais de cavitation de différents matériaux dans un conduit en forme de venturi construit à cet effet. Une vitesse de 60 m/s fut maintenue pour tous ces essais [voir fig.I.3].

En effet, de HALLER [12] a soumis à des essais d'érosion un certain nombre de matériaux dans un appareil ressemblant à une roue de turbine à vapeur et ses résultats concordent avec ceux de SCHROETER.si seulement la méthode d'essai de résistance à la cavitation de HALLER nécessite un temps assez court pour mettre en évidence l'érosion de cavitation [voir fig. I.4].à partir de ces essais, les chercheurs ont donné alors une classification de métaux en ordre résistance croissante vis-à-vis de l'érosion.

- Fonte
- Bronze
- Bronze d'aluminium
- Acier
- Acier à 13% de chrome
- Acier inoxydable type 18/8

Chapitre I: Généralités sur la cavitation

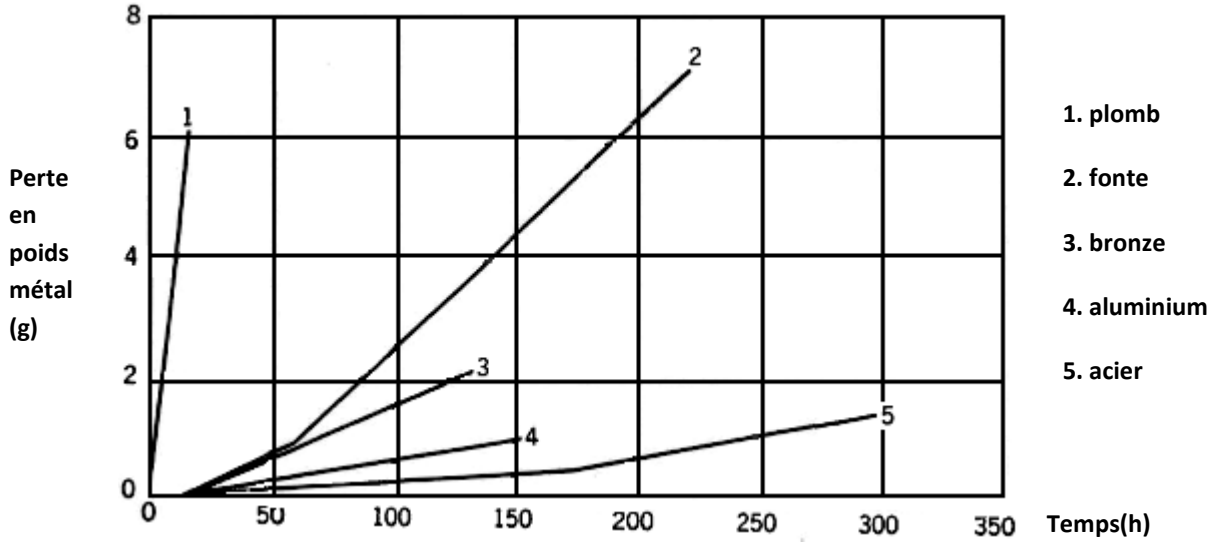


Figure I-3 : Perte en poids de métal provoqué par la cavitation (essais de Schroeder)

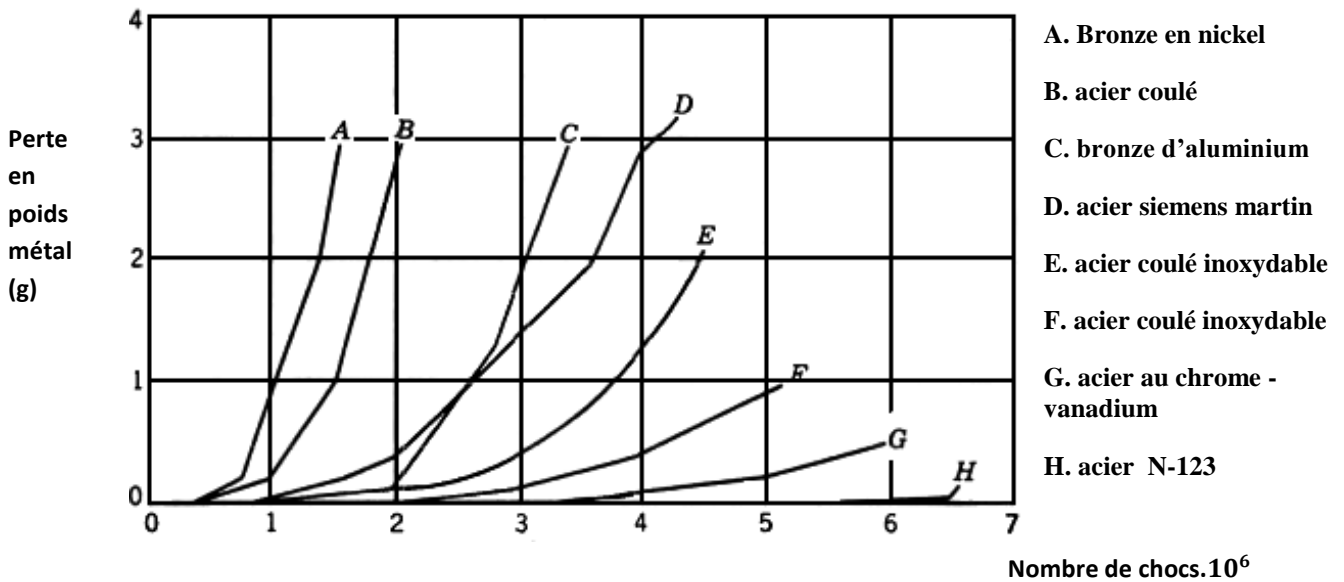


Figure I-4 : Perte en poids de métal par impact de jet (essais de Haller)

I.3. Aspect physique du phénomène de cavitation

La production de cavités dues à des bulles ou poches de vapeur dans la masse liquide en écoulement est généralement de chocs très violents (bruit de bétonnière) et les corrasions mécaniques rapides pouvant ainsi détruire très rapidement les organes de la pompe (roue et diffuseur) [3]. En effet, les érosions constatées sont dues principalement aux chocs considérables qui se manifestent lorsque les bulles ou poches de vapeur se résorbent par condensation rapide dans les zones où la pression reprend une valeur suffisante.

I.3.1.Ses dangers :

Les poches de vapeur engendrées lors de cavitation se déforment alors très rapidement ; elles en résultent la production de coups d'eau qui peuvent heurter la paroi contre laquelle se trouve la bulle avec une force considérable et une fréquence très élevée, produisant ainsi une érosion mécanique très importante (destruction des organes de la pompe).

I.3.2. Influence sur la forme des courbes caractéristique :

Les courbes caractéristiques $H(Q)$, $P(Q)$ et $\eta(Q)$ subissent une chute brutale à partir du moment où se produit la cavitation (figure. I.5), c'est -à- dire, pour un débit d'autant plus faible que la hauteur d'aspiration est plus grande.

Chapitre I: Généralités sur la cavitation

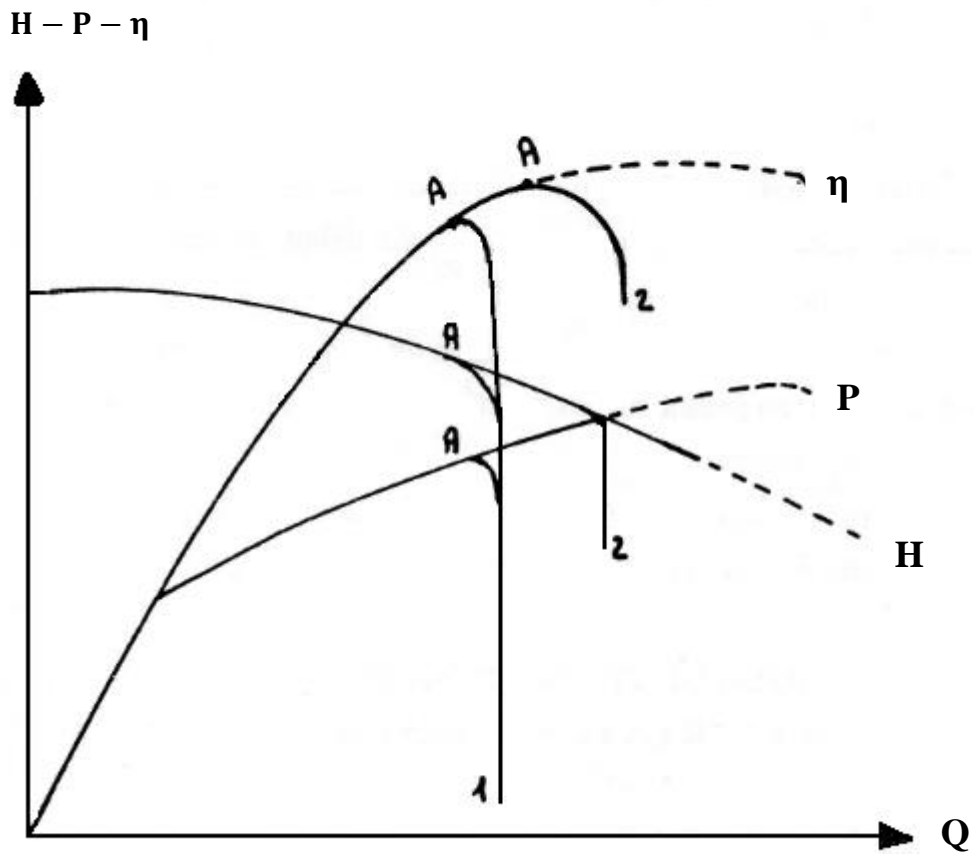


Figure I-5 : Influence du phénomène de cavitation sur les courbes caractéristiques

Chapitre I: Généralités sur la cavitation

A) Roue à faible vitesse spécifique N_s

Pour les roues à faible vitesse spécifique ' N_s ' la chute est brutale. Le canal formé entre deux aubes consécutives est long et étroit ; quand la pression à l'oreillard atteint la tension de vapeur, en générale sur la face arrière de l'aube (extrados) au voisinage du bord d'attaque, elle atteint très rapidement cette valeur sur toute la largeur du canal une faible augmentation du débit ' Q ' et une faible diminution de la hauteur ' H '. la dépression ' ΔP ' d'entrée à atteint sa valeur maximale et le débit ne plus augmenté ce qui provoque la réduction de la hauteur engendrée donc réduit la pression à la sortie [5], ce qui conduit à un développement considérable des cavités de vapeur ,ce qui croit le bruit de cavitation .

B) Roue à forte vitesse spécifique N_s

Pour les roues à forte vitesse spécifique ' N_s ', on remarque que les courbes caractéristique $H(Q)$, $e\eta(Q)$ commencent à tomber graduellement tout le long de la zone utile avant meme d'atteindre le point de décrochement complet.

Cependant, le canal entre deux aubes consécutives est plus large et plus court, donc une plus grande diminution de la hauteur (H) et une plus grande augmentation du débit (Q) sont nécessaires afin que la zone où règne la tension de vapeur s'entende à tout le canal.

Par conséquent, l'affaissement des courbes caractéristiques s'étend sur une plus grande zone avant que ne se produise le décrochement complet.

Remarque

La cavitation n'entraîne pas normalement le désamorçage de la pompe contrairement à une opinion assez répandue ; eneffets les presse-étoupes de la pompe sont alimentés par prélèvement internes, la pression de ce dernier peut baisser par suite de la cavitation, de telle façon que l'air puisse rentrer par le presse-étoupe ; c'est, cette entrée d'air qui entraîne alors le désamorçage de la pompe.

Chapitre I: Généralités sur la cavitation

I.4. Aspects thermodynamique de la cavitation

I.4.1.Introduction

- L'ébullition du liquide pendant la cavitation est un phénomène thermique qui dépend des propriétés et des conditions du liquide à savoir :
 - La pression
 - La température
 - La chaleur latente de vaporisation
 - La chaleur spécifique
 - La conductivité thermique
- Durant la cavitation, l'altération des caractéristiques de fonctionnement de la pompe (hauteur- débit et rendement) est causée par l'apparition de la disparition de cavités de vapeur dans la zone à basse pression qui ont pour effet de rompre la condition dynamiques de fonctionnement normal de la pompe quand l'écoulement est continu. Pour que l'ébullition soit possible, la chaleur latente de vaporisation est empruntée à l'écoulement. Cette fourniture nécessaire de chaleur par l'écoulement ne peut se faire que si la température du liquide est supérieur à la température de saturation correspondant à la pression dans la région qui Cavite doit être inférieure à la pression de saturation correspondant à la température du liquide. Cependant, l'altération de la caractéristique d'une pompe dépend de la quantité de liquide vaporisée et du volume spécifique de la vapeur à la pression existante dans la zone de cavitation .afin de comparer le comportement de la même pompe en cavitation, on laisse la pompe caviter de façon à produire un effet mesurable, dans la plupart des cas une perte de hauteur de 3% au point de rendement maximum. Les caractéristiques de fonctionnement d'une pompe centrifuge qui ne Cavite pas sont indépendances des propriétés du fluide [3], fut-il un liquide, une vapeur, un gaz.

Chapitre I: Généralités sur la cavitation

I.4.2. Effets de cavitation mesurables

- L'apparition de la cavitation est généralement mise en évidence par la diminution de hauteur d'élévation et par la chute de rendement en dessous des valeurs obtenues pour une charge à l'aspiration excédentaire. La diminution de hauteur est de loin d'être le moyen le plus pratique pour pouvoir juger le développement de la cavitation des pompes centrifuges quand on fait un essai industriel .si la diminution de hauteur ΔH est exprimée en fonction de la hauteur totale H ,le rapport $\Delta H/H$ est alors <<l'effet de cavitation mesurable>>.pour les liquides autres que l'eau ,les essais effectués utilisent une valeur de ce rapport égale à 3% .

I.5. Moyen d'éviter ou de réduire la cavitation

- Les moyens d'éviter ou de réduire la cavitation sont :
 - 1) La connaissance des caractéristiques de cavitation des pompes est la condition préalable la plus importante de l'étude de n'importe quel problème de cavitation.
 - 2) La deuxième condition en importance est la connaissance des conditions d'aspiration de la station de pompage au moment où le choix des pompes est effectué.
 - 3) Une augmentation des dimensions de la conduite d'aspiration, une réduction de sa longueur, l'élimination des courbes, l'utilisation d'une bonne tulipe d'aspiration
 - en d'autres termes la réduction des pertes à l'aspiration
 - amélioration des conditions d'aspiration d'une pompe vis-à-vis de la cavitation.
 - 4) un bon tracé hydraulique de l'alimentation de la roue et des conduits d'aspiration de section largement dimensionnée pour pouvoir obtenir les meilleurs caractéristiques de cavitation d'une pompe .
 - 5) on doit utiliser, les matériaux spéciaux afin de réduire l'érosion de cavitation.
 - 6) la réduction du bruit et les vibrations provoquées par la cavitation en introduisant de petites quantités d'air à l'aspiration de la pompe.
 - 7) La vitesse dans la roue ainsi la hauteur d'élévation par roue doit être faible pour obtenir la charge d'aspiration minimale. [13]

Chapitre I: Généralités sur la cavitation

I.6. Conclusion

La cavitation est donc un phénomène complexe et loin d'être parfaitement compris. Néfaste à de nombreux systèmes industriels, elle est en outre moyennement prévisible et donc mal maîtrisée. Cependant, elle peut être utilisée dans certains procédés nécessitant un fort débit ou de très hautes pressions.

II.1.définition :

On dit qu'une pompe centrifuge, si l'écoulement du fluide est radiale (c'est-à-dire le fluide entre par l'ouïe traverse la roue et sort vers la périphérie), et est engendré par l'action de force centrifuge.

II.2.constitution :

La pompe centrifuge est constituée essentiellement, en allant de l'entrée à la sortie par :

II.2.1. le distributeur : sorte de tubulure profilée qui sert à conduire l'eau avec une vitesse et une direction convenables dans l'axe de la pompe (roue).

II.2.2. la roue : est constituée par moyeu porté par un arbre et muni d'aubes tournant à l'intérieur de deux coquilles formant ainsi le corps de la pompe, on distingue, des roues ouvertes et semi-ouvertes.

II.2.3. la volute : elle est placée à l'extérieur de la roue, de section circulaire ou trapézoïdale et se termine par cône convergent (voir la figura.II.1)

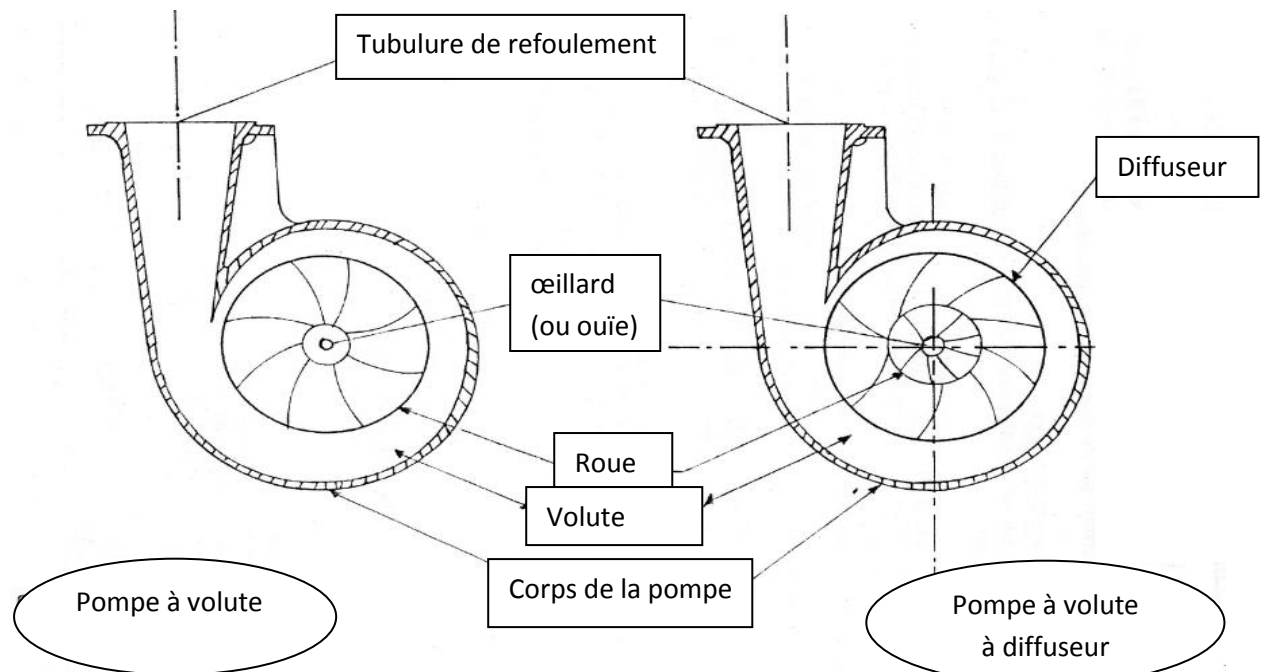


Figure II-1 : constitution d'une pompe centrifuge

II.3. principe de fonctionnement :

Le fonctionnement des pompes centrifuges montre qu'entre l'entrée et la sortie de la roue, l'énergie mécanique totale de la veine liquide est augmentée. Cette augmentation provient, d'une part d'un accroissement de l'énergie potentielle (pression) et d'autre part d'un accroissement de l'énergie cinétique. Cette dernière est transformée entièrement en énergie de pression au niveau du diffuseur par ralentissement de la vitesse au niveau du divergent.

II.4.principales caractéristiques d'une pompe centrifuge :

II.4.1. Dimensions principales (voir fig.II.2)

La pompe centrifuge est principale :

D_0 = diamètre de l'oreillard (mm)

D_1 = diamètre d'entrée de la roue (mm)

D_2 = diamètre extérieur de la roue (mm)

b_2 = largeur des canaux de la roue à la sortie (mm)

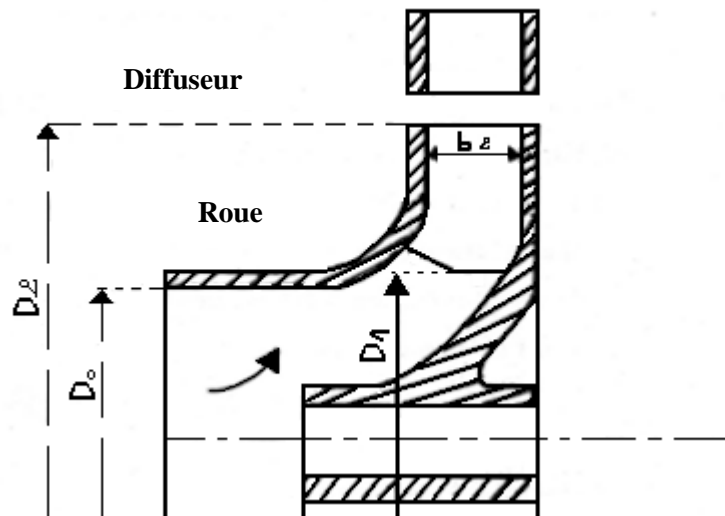


Figure II-2 : dimensions d'une roue

II.4.2. Triangles des vitesses et angles caractéristiques (voir fig.II.3)

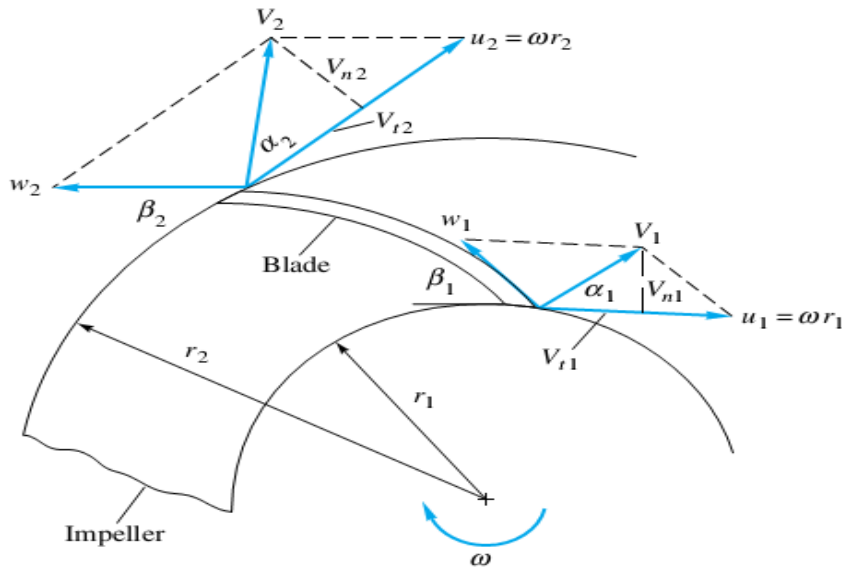


Figure II-3 : Triangles des vitesses

a) Les vitesses :

a1) les vitesses à l'entrée

\vec{U}_1 : vitesse tangentielle au droit du point d'entrée (m/s)

\vec{W}_1 : vitesse relative de l'eau par rapport à l'aubage (m/s)

\vec{V}_1 : vitesse absolue de l'eau

Sachant que : $\vec{V}_1 = \vec{U}_1 + \vec{W}_1$(1)

- à la sortie : il en est de même que $\vec{V}_2 = \vec{U}_2 + \vec{W}_2$(2)

N.B

A l'entrée de la roue, l'eau pénètre à peu près radialement dans la turbine, en conséquence sa vitesse absolue V_1 formera avec U_1 , un angle très voisin de 90° .

a2) les vitesses à la sortie : a la sortie de l'aubage en (2) les vitesses sont,

$W_2; U_2; V_2$.De la même manière : $\vec{V}_2 = \vec{U}_2 + \vec{W}_2$

$U_1 = \omega R_1 ; U_2 = \omega R_2$

R_1 et R_2 rayons de la roue d'entrée et de sortie.

Chapitre II: Théorie des pompes centrifuges

ω : vitesse de rotation de la roue (rd/s)

n : Nombre de tours (tour/min)

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}(\text{rd/s}) \dots\dots\dots(3)$$

b) les angles :

b1) les angles à l'entrée

α_1 : Angle formé entre les vitesses \vec{U}_1 et \vec{V}_1

Pour les pompes centrifuges $\alpha_1 = 90^\circ$

β_1 : Angle d'entrée des aubages formé par \vec{W}_1 et la tangente au **point 1**
au diamètre D_1

b2) les angles à la sortie

α_2 : Angle entre les vitesses \vec{V}_2 et \vec{U}_2

β_2 : Angle de sortie des aubages formé par \vec{W}_2 et la tangente au **point 2**
au diamètre D_2

Enfin, l'angle β_2 est appelé angle de sortie de la roue .sa valeur est comprise entre 15° et 30° ($15^\circ < \alpha < 30^\circ$)

II.4.3. Hauteur théorique et débit :

C1) Hauteur théorique :

L'équation d'Euler entre l'entrée et la sortie de la roue d'une pompe centrifuge donne la valeur de la hauteur théorique d'élévation sous la forme

$$H_{th} = \frac{V_2 U_2 \cos \alpha_2 - V_1 U_1 \cos \alpha_1}{g} \dots\dots\dots(4)$$

Avec $\alpha_1 = 90^\circ$: l'expression se simplifie et devient

$$H_{th} = \frac{V_2 U_2 \cos \alpha_2}{g} \dots\dots\dots(5)$$

C2) Débit :

On sait que, l'accroissement de l'énergie cinétique $\frac{V_2^2 - V_1^2}{2g}$ est un accroissement de l'énergie de pression $\frac{P_2 - P_1}{\rho g}$, l'équation (4) devient alors .

$$\frac{P_2 - P_1}{\rho g} = \frac{V_1^2 + U_2^2 - W_2^2}{2g} \dots\dots\dots (6)$$

- D'après la relation (4), le débit est donnée par :

$$Q = \pi D_2 b_2 \text{tg } \beta_2 \left[U_2 - \frac{gH_{th}}{U_2} \right] \dots\dots\dots (7)$$

Remarque :

Pour une roue donnée, D_2 , b_2 , et β_2 sont des données et U_2 a une valeur constante pour une vitesse de rotation fixée.

II.5. Les courbes caractéristiques :

Les courbes principales qui caractérisent une pompe centrifuge et qui expriment ses performances, pour une vitesse de rotation donnée sont au nombre de trois.

II.5.1. Le courbe débit –hauteur (Q-H) :

Elle exprime les variations des différentes hauteurs de relèvement en fonction du débit .ils en résulte que dans un système de coordonnées Q-H, la variation de la hauteur théorique ‘’ H_{th} ’’ est linéaire de Q de la forme.

$$H_{th} = \frac{U_2}{2g} \left[U_2 - \frac{Q}{\pi D_2 b_2} \text{Ctg} \beta_2 \right] \dots\dots\dots (8)$$

On définit alors, la hauteur nette (H_{th}) comme étant, la hauteur effective diminuée :

- Des pertes de charges dues aux frottements des filets liquides entre eux et contre les parois de la machine dans la roue (ϵ_r) et dans le diffuseur (ϵ_d).
- Des pertes de charges dues aux chocs à l'entrée et à la sortie de la roue ; ces pertes supplémentaires (ϵ_c) proviennent essentiellement de la non concordance des

Chapitre II: Théorie des pompes centrifuges

directions des filets liquides avec les aubes de la roue à l'entrée et les aubes du diffuseur à la sortie .la hauteur s'écrit alors :

$$\boxed{H_n = H_{th} - \epsilon_r - \epsilon_d - \epsilon_c} \dots\dots\dots (9)$$

En tenant compte de la variation de ces différentes pertes de charge en fonction du débit, la hauteur nette prend alors la forme d'une parabole.

$$H_{net} = \mu N^2 + \lambda NQ + KQ^2 \dots\dots\dots(10)$$

Avec μ, λ, k sont des coefficients qui dépendent de la forme ,des dimensions des aubes de la roue et du diffuseur.

II.5. 2.Courbe débit –puissance (Q-p)

La puissance utile est donnée par la relation suivante :

$$P_u = \bar{W}QH_{net} \dots\dots\dots (11)$$

Avec $\bar{W} = \rho g$: poids spécifique du liquide.

La puissance absorbée par la pompe, c'est-à-dire la puissance nécessaire pour son entraînement mécanique s'exprime par la relation suivante :

$$P_{abs} = \bar{W}M \dots\dots\dots(12)$$

Avec M : est le couple du moteur entrainant.

II.5. 3.Courbe débit – rendement (Q- η) :

La courbe du rendement pour différentes valeurs de débits, présente un maximum pour une certaine valeur de débit et passe par l'origine pour Q=0.

Le rendement ' η ' est donné par la relation suivante :

$$\eta = \frac{P_u}{P_{abs}} = \frac{\bar{w}QH_{net}}{\bar{w}QH_{th}} = \frac{H_{net}}{H_{th}} \dots\dots\dots (13)$$

II.6. La similitude des pompes centrifuges :

Le fonctionnement de la pompe est conditionné par cinq paramètres, à savoir :

- Q : le débit en volume (m^3/S)
- D : diamètre de la roue (m)
- W : travail spécifique par unité de masse (gH) (m^2/S^2)
- ρ : densité du fluide (kg/m^3)
- μ : viscosité dynamique du fluide.

En utilisant le théorème de Vaschey–Buckingham, pour exprimer les paramètres adimensionnels suivants :

(w), (ρ), (M), (n), afin de définir les paramètres du groupement adimensionnels qui sont :

a) coefficient de débit

$$\varphi_n, D = \frac{Q}{n^2 D^3} \dots \dots \dots (14)$$

b) coefficient de hauteur

$$\psi_n, D = \frac{gH}{n^2 D^2} \dots \dots \dots (15)$$

c) coefficient de puissance

$$\lambda_n, D = \frac{P}{\rho n^3 D^5} \dots \dots \dots (16)$$

d) coefficient de couple

$$k_n, D = \frac{M}{\rho n^3 D^5} \dots \dots \dots (17)$$

En résumé, nous pouvons dire que si les conditions de similitude sont satisfaites concernant deux machines [2] (la maquette et la machine en vraie grandeur), c'est-à-dire les deux machines sont géométriquement semblable, le coefficient de débit et le nombre de Reynolds sont les même donc, les deux écoulements seront homologues.

II.7. Conclusion

Les phénomènes qui affectent les pompes (cavitation, érosion...) sont très compliqués à comprendre. L'étude de leurs effets sur les pompes présente un intérêt industriel important. La compréhension et la maîtrise de ces phénomènes, contribuent à l'exploitation de celles-ci.

III.1.Principe de l'expérimentation

Les essais de la cavitation sont faits à l'unité poval de Berrouaguia 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(p_a)
- La pression a refoulement (p_r)
- L'intensité de courent (I)
- La vitesse de rotation (N)

III.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 degrés d'érosion de la roueprovoquée par la cavitation. A fin à constater la évolution de se courbe 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.

III.3.Description de la pompe utilisée

Les essai 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.

III.3.1. Les principales caractéristiques de la pompe :

- Les principales caractéristiques de la pompe sont :
 - Diamètre nominale d'aspiration. $DN_{asp} = 50$ mm
 - Diamètre nominale de refoulement $DN_{ref} = 40$ mm
 - Débit nominale $Q_n = 18$ m³/h
 - Hauteur manométrique nominale $H_n = 23.5$ m
 - Puissance nominale $I_n = 1.85$ kW
 - $(N. P. S. H)_{requi} (N. P. S. H)_r = 2.7$ m
 - Vitesse de rotation nominale $N_n = 2900$ tr/min
 - Poids $m = 23.1$ Kg

Les courbes caractéristique de la pompe type 40 N.V.A 150-5 sont données sur les figures : III.1 et figures : III.2

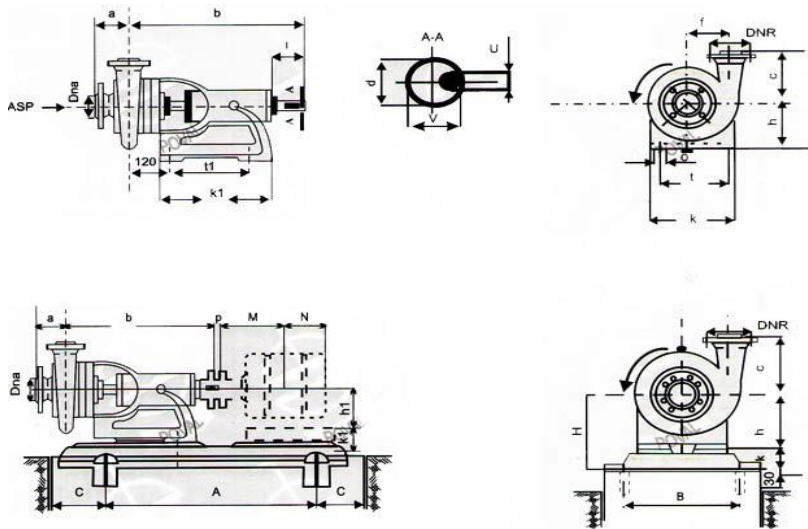
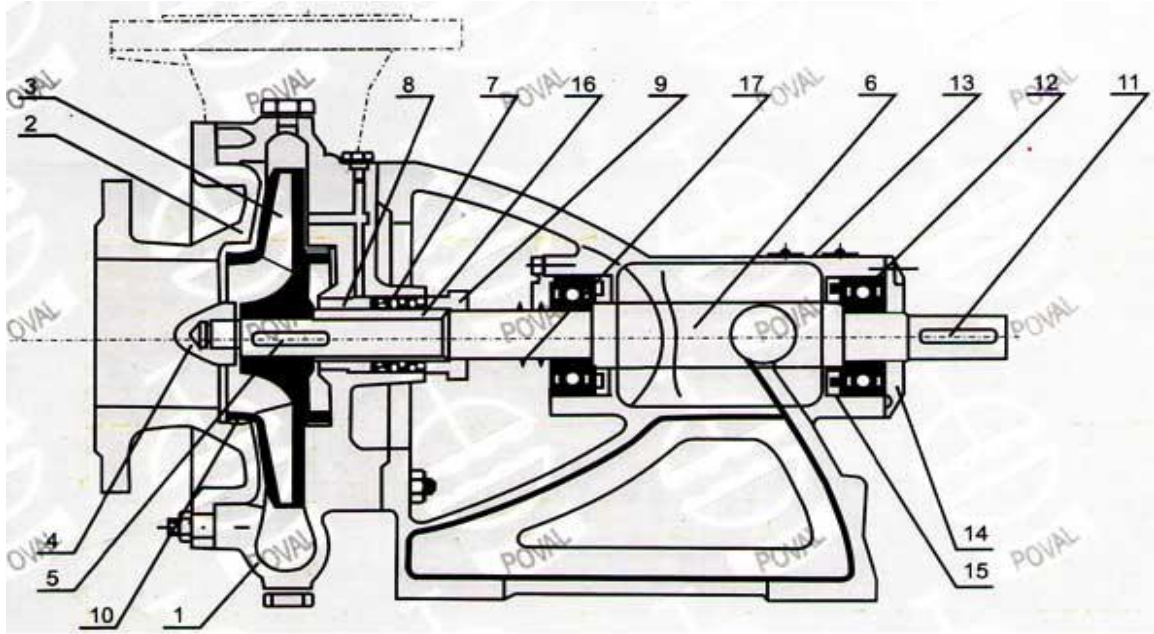
a) Entraînement :

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

Le moteur peut être :

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

Chapitre III : Etude expérimentale

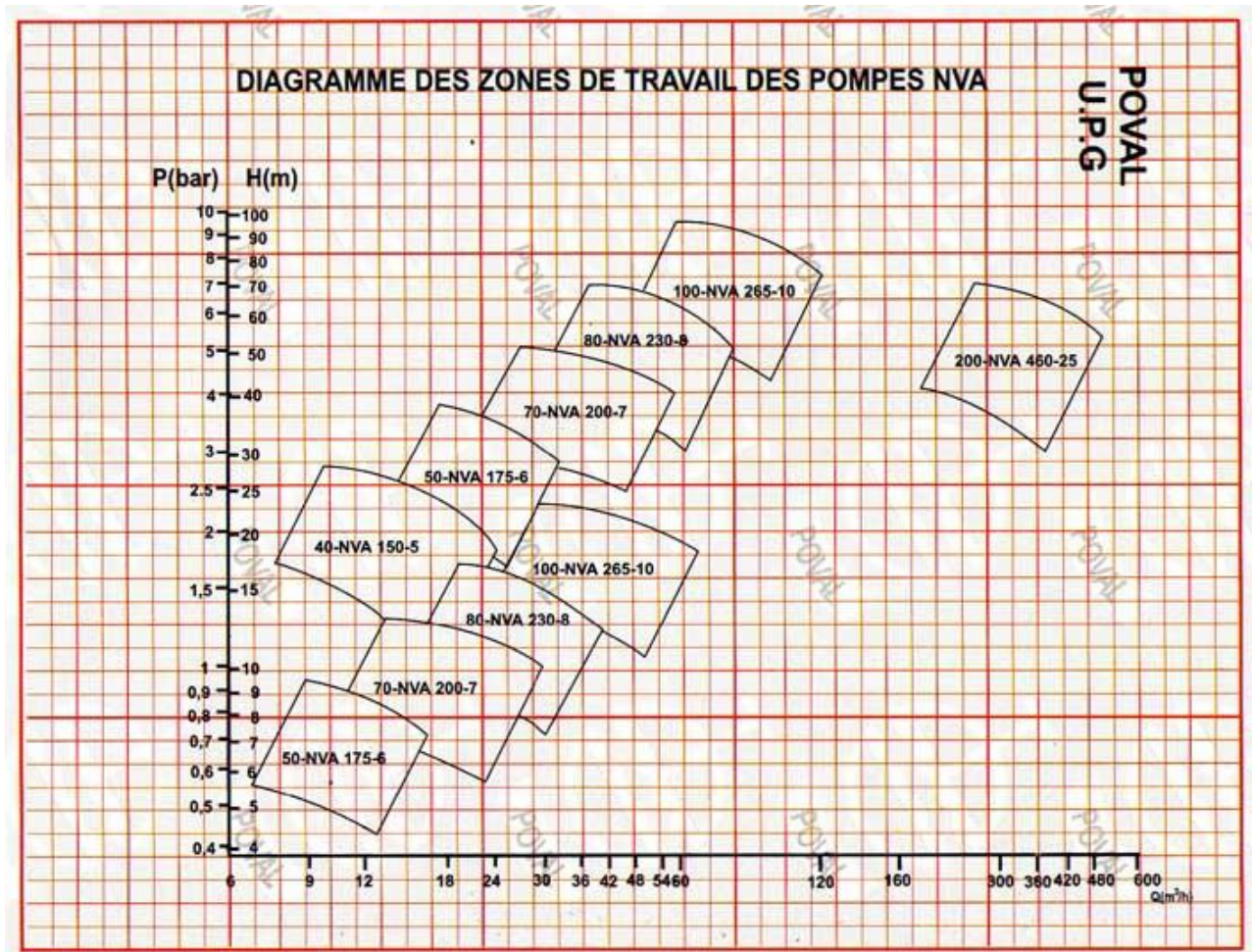


- | | |
|--------------------------------|-----------------------------------|
| 1 - Corps de pompe | 10- Bague d'étanchéité |
| 2 - Couvercle d'aspiration | 11- Clavette d'accouplement |
| 3 - Roue centrifuge | 12- Roulement à billes centrifuge |
| 4 - Ecrou de roue centrifuge | 13- Corps du chevalet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

Type de Pompes	Pompe											Ext. 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 III-1 : cote d'encombrement pompe accouplée a un moteur électrique

Chapitre III : Etude expérimentale



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

Figure III-2 : caractéristiques techniques

Chapitre III : Etude expérimentale

Le tableau III .1 : 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 $\cos \varphi = 0,86$
- Vitesse de rotation $N = 2885 \text{ tr/min}$

III.4. Réalisation des essais

- La pompe centrifuge en question a 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 : 20 m.c.e) avec précision par ce qu'ils sont gradués comme suit :

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

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

III.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 schéma III.3].
- Les éléments constituant ce banc d'essai sont donnés dans le tableau [III. 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.

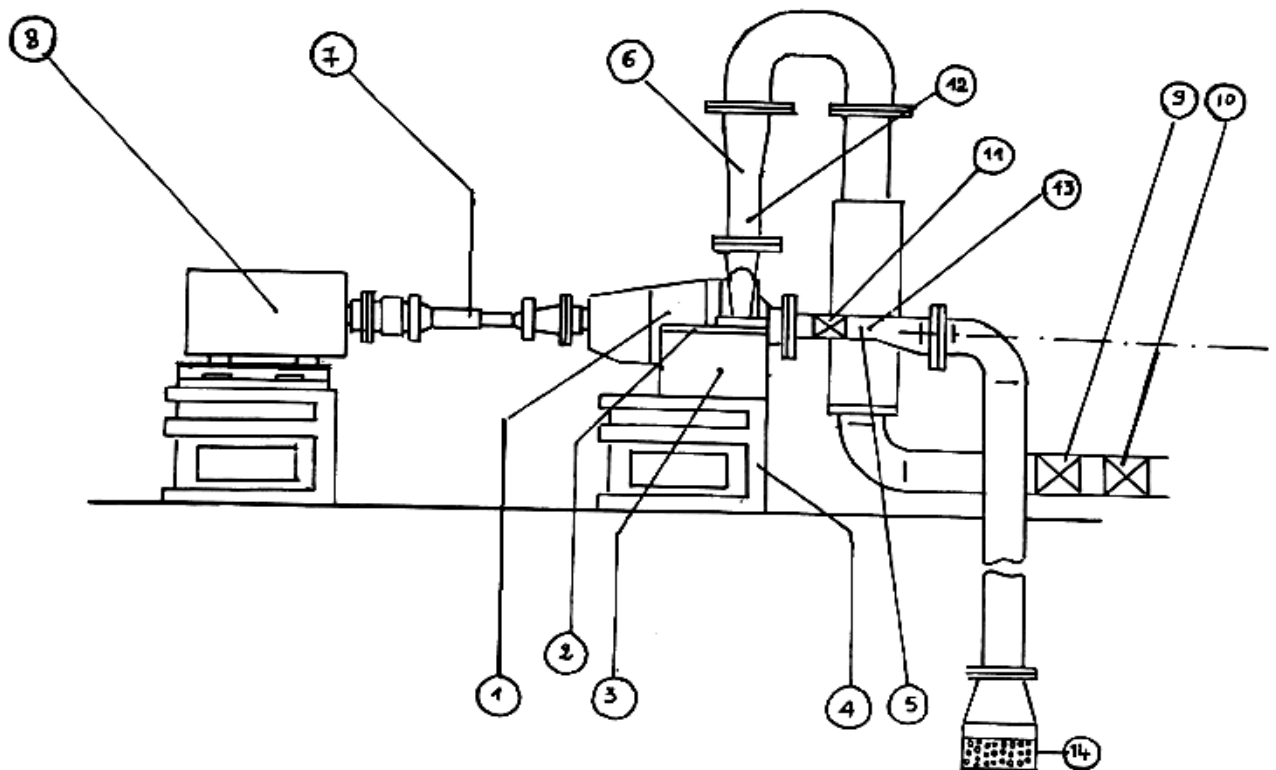


Figure III-3 : schéma du banc

Tableau III.2 : Légende du banc d'essai (ENPMH)

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

III.4.2. Résultats et calculs

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

III.4.2.1. Grandeurs calculées

a) Hauteur manométrique (H)

La hauteur manométrique est donnée par la relation suivante :

$$H = \frac{p_r}{\rho} - \frac{p_a}{\rho} = \frac{p_{\text{man}}}{\rho} + \frac{p_{\text{vac}}}{\rho} \dots\dots\dots(18)$$

Où :

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

Chapitre III : Etude expérimentale

- 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 donnée par la relation suivante :

$$p_{abs} = U I \sqrt{3} \cos \varphi \dots \dots \dots (19)$$

Où :

- U : tension aux bornes du moteur
- I : intensité de courant délivrée au moteur

c) Puissance utile (p_u)

$$p_u = \bar{\omega} Q H \dots \dots \dots (20)$$

Où :

w : Poids spécifique du liquide

d) Rendement (η)

$$\eta = \frac{p_u}{p_{abs}} \cdot 100 \dots \dots \dots (21)$$

N.B

- si on tient compte de la variation de la vitesse de rotation, nous devons alors calculer.

e) Le coefficient de hauteur $(\Psi_{n,D}) \Psi_{n,D} = \frac{g \cdot H}{n^2 \cdot D^2} \dots \dots \dots (15)$

f) Le coefficient de débit $(\varphi_{n,D}) \varphi_{n,D} = \frac{Q}{n^2 \cdot D^3} \dots \dots \dots (14)$

g) Le coefficient de puissance $(\lambda_{n,D}) \lambda_{n,D} = \frac{p_{abs}}{\rho n^3 D^5} \dots \dots \dots (16)$

Ces coefficients sont généralement appelés coefficients de Râteau

H) 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.

$$E_i = \frac{m - m_i}{m} \cdot 100 \dots \dots \dots (17)$$

Sachant que :

E_i : Taux d'érosion de la roue (i)

m : Masse de la roue étalon (neuve)

m_i : Masse de la roue érodée

III.5.Trace des graphiques

III.5.1.Courbes caractéristique de la pompe 40 NVA 150-5Correspondantes 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 de cavitation respectivement sur des graphes différents.

Figures : III.4 ; Figures : III.5 et Figures : III.6

B) Deuxième type de courbe

- Les courbes caractéristiques $\psi_{n,D} - \varphi_{n,D}$ et $\lambda_{n,D} - \varphi_{n,D}$ de la pompe correspondantes aux différents degrés d'érosion de cavitation, respectivement sur des graphes différents Figures : III.7 et Figures : III.8

Chapitre III : Etude expérimentale

Tableau n^o III.3 : Résolutions de la 40 N.V.A 150-50

Premier essai : m1=1000 gr ; E1=0%

N des points	1	2	3	4	5	6	7
Q (m ³ /h)	4.5	6.2	10.6	13.6	15.6	18.5	23.3
Pr : pression de refoulement (bar)	2.56	2.52	2.47	2.28	2.1	1.82	0.91
P _a : pression d'aspiration (bar)	0.168	0.168	0.174	0.181	0.195	0.231	0.251
Intensité de courant (amp)	5	5.3	5.4	5.8	6	6.2	6.4
Hauteur manométrique (m)	27.28	26.82	26.44	24.61	22.95	20.51	11.61
p _{abs} : Puissance absorbée (kw)	2.83	2.99	3.05	3.28	3.4	3.51	3.62
p _u : puissance utile (kw)	0.33	0.45	0.76	0.91	0.97	1.03	0.74
Rendement (%)	11.66	15.05	22.92	27.74	28.53	27.34	19.44
Vitesse de rotation (tr/min)	2980	2980	2980	2985	2990	2995	3000
Coefficient de débit	0.007	0.01	0.017	0.022	0.026	0.03	0.038
Coefficient de hauteur	4.822	4.74	4.673	4.335	4.029	3.589	2.025
Coefficient de puissance	0.304	0.321	0.328	0.351	0.362	0.372	0.381

Chapitre III : Etude expérimentale

Tableau n^o III.4 : Résolutions de la 40 N.V.A 150-50

Deuxième essai : m₂=975 gr ; E₂=2.5%

N des points	1	2	3	4	5	6	7
Q (m ³ /h)	5	7.2	11	14.3	16.3	19.1	22.6
Pr : pression de refoulement (bar)	2.55	2.48	2.45	2.2	1.92	1.32	0.14
P _a : pression d'aspiration (bar)	0.169	0.174	0.178	0.186	0.192	0.205	0.2348/
Intensité de courant (amp)	5.2	5.5	5.6	5.8	6.1	6.3	6.4
Hauteur manométrique (m)	27.19	26.54	26.28	23.86	21.12	15.25	3.74
p _{abs} : Puissance absorbée (kw)	2.94	3.11	3.17	3.28	3.45	3.57	3.68
p _u : puissance utile (kw)	0.37	0.52	0.79	0.93	0.94	0.79	0.23
Rendement (%)	12.58	16.72	24.92	28.35	27.25	22.13	6.35
Vitesse de rotation (tr/min)	2980	2985	2990	2995	3000	3000	3005
Coefficient de débit	0.008	0.012	0.018	0.023	0.027	0.031	0.037
Coefficient de hauteur	4.806	4.67	4.614	4.175	3.683	2.659	0.65
Coefficient de puissance	0.345	0.348	0.35	0.356	0.363	0.365	0.363

Chapitre III : Etude expérimentale

Tableau n° III.5 : Résolutions de la 40 N.V.A 150-50

Troisième essai : m3=970 gr ; E3=3%

N des points	1	2	3	4	5	6	7
Q (m ³ /h)	4.2	6.7	10.2	13.2	15.3	18.2	21.7
Pr : pression de refoulement (bar)	2.52	2.46	2.42	2.11	1.88	1.30	0.13
P _a : pression d'aspiration (bar)	0.169	0.173	0.176	0.185	0.191	0.208	0.232
Intensité de courant (amp)	5.1	5.3	5.5	5.7	5.8	6.1	6.3
Hauteur manométrique (m)	26.89	26.33	25.96	22.95	20.71	15.08	3.57
p _{abs} : Puissance absorbée (kw)	2.87	3.00	3.11	3.23	3.28	3.45	3.56
p _u : puissance utile (kw)	0.308	0.481	0.721	0.838	0.863	0.748	0.211
Rendement (%)	10.73	16.03	23.18	25.94	26.31	21.68	5.93
Vitesse de rotation (tr/min)	2980	2980	2980	2990	3000	3005	3010
Coefficient de débit	0.007	0.011	0.017	0.022	0.025	0.030	0.036
Coefficient de hauteur	4.753	4.654	4.588	4.029	3.612	2.621	0.613
Coefficient de puissance	0.308	0.322	0.334	0.344	0.345	0.362	0.372

Chapitre III : Etude expérimentale

Tableau n° III.6 : Résolutions de la 40 N.V.A 150-50

Quatrième essai : m4=950 gr ; E4=5%

N des points	1	2	3	4	5	6	7
Q (m ³ /h)	4.7	6.9	10.7	13.7	15.6	18.5	22.1
Pr : pression de refoulement (bar)	2.45	2.36	2.20	1.91	1.69	1.22	0.13
P _a : pression d'aspiration (bar)	0.204	0.208	0.213	0.222	0.230	0.245	0.261
Intensité de courant (amp)	5.2	5.4	5.6	5.9	6.0	6.3	6.4
Hauteur manométrique (m)	26.54	25.68	24.13	21.32	19.20	14.65	3.91
p _{abs} : Puissance absorbée (kw)	2.94	3.05	3.17	3.34	3.39	3.56	3.62
p _u : puissance utile (kw)	0.340	0.483	0.703	0.796	0.816	0.738	0.235
Rendement (%)	11.56	15.84	22.18	23.83	24.07	20.73	6.49
Vitesse de rotation (tr/min)	2980	2980	2985	2990	2995	3000	3010
Coefficient de débit	0.007	0.011	0.017	0.022	0.025	0.030	0.036
Coefficient de hauteur	4.691	4.539	4.251	3.743	3.359	2.555	0.677
Coefficient de puissance	0.316	0.328	0.339	0.355	0.356	0.375	0.377

III.5.2. Analyse et interprétation des graphes

III.5.2.1. 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.

III.5.2.2. GRAPHE (η – Q)

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

Le graphe (η – 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-delà de $12\text{m}^3/\text{h}$, c'est la roue 4 qui développe le rendement le plus faible.

Notons 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 $\eta = \frac{\bar{w}QH}{P_{\text{abs}}}$ des deux paramètres H et p_{abs} à la fois.

III.5.2.2. GRAPHE (P – Q)

Il représente l'évolution de la consommation en puissance, de la pompe à différents degrés d'érosion de la roue.

En général, l'érosion de cavitation de la roue provoque l'augmentation de la puissance absorbée confirmant ainsi la théorie. Mais, le sens de l'augmentation de cette consommation ne suit pas le sens de la perte en masse de la roue.

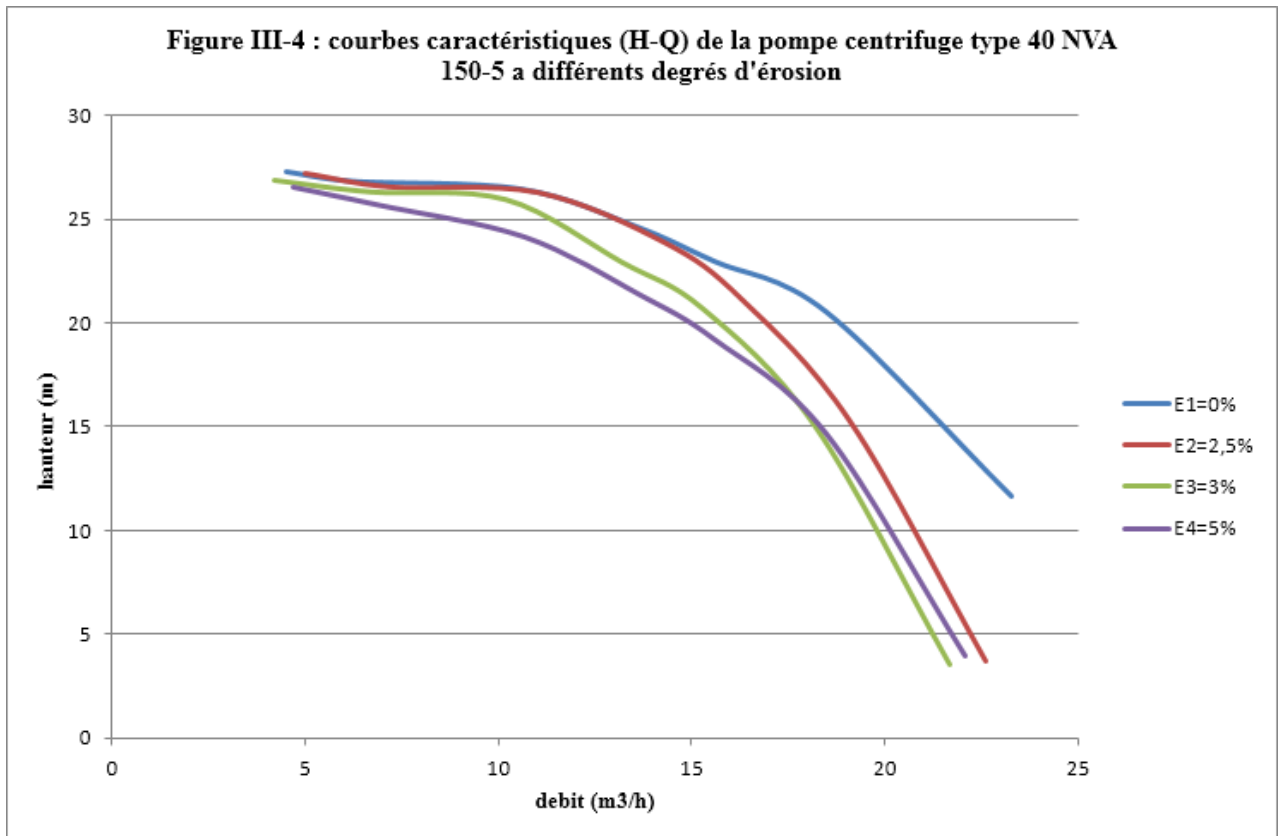
En effet, la courbe [(p – Q), E3=3%] est au-dessous de la courbe [(p – Q), E1=0%] malgré la perte en masse de la roue 3 est plus importante.

Chapitre III : Etude expérimentale

Pour un débit inférieur à $9\text{m}^3/\text{h}$ c'est la roue 1 qui consomme le moins d'énergie comme la figure (p – Q). au-delà de cette valeur c'est la roue 3 qui consomme le moins d'énergie car elle perd son pouvoir de transformation d'énergie car elle développe une hauteur manométrique assez faible.

A la lumière de cette analyse nous pouvons conclure alors :

- Les caractéristiques de la pompe ($H - Q$), ($\eta - Q$) varient dans le sens contraire du degré d'érosion et ($p_{\text{abs}} - Q$) dans le même sens.
- La puissance absorbée par la pompe augmentée avec le taux d'érosion dans la plage d'utilisation de la pompe.
- Les courbes de rendement obtenues lors des essais pour les différents degrés d'érosion chutent de ces derniers.



Chapitre III : Etude expérimentale

Figure III-5 : courbes caractéristiques (P-Q) de la pompe centrifuge type 40 NVA 150-5 a différents degrés d'érosion

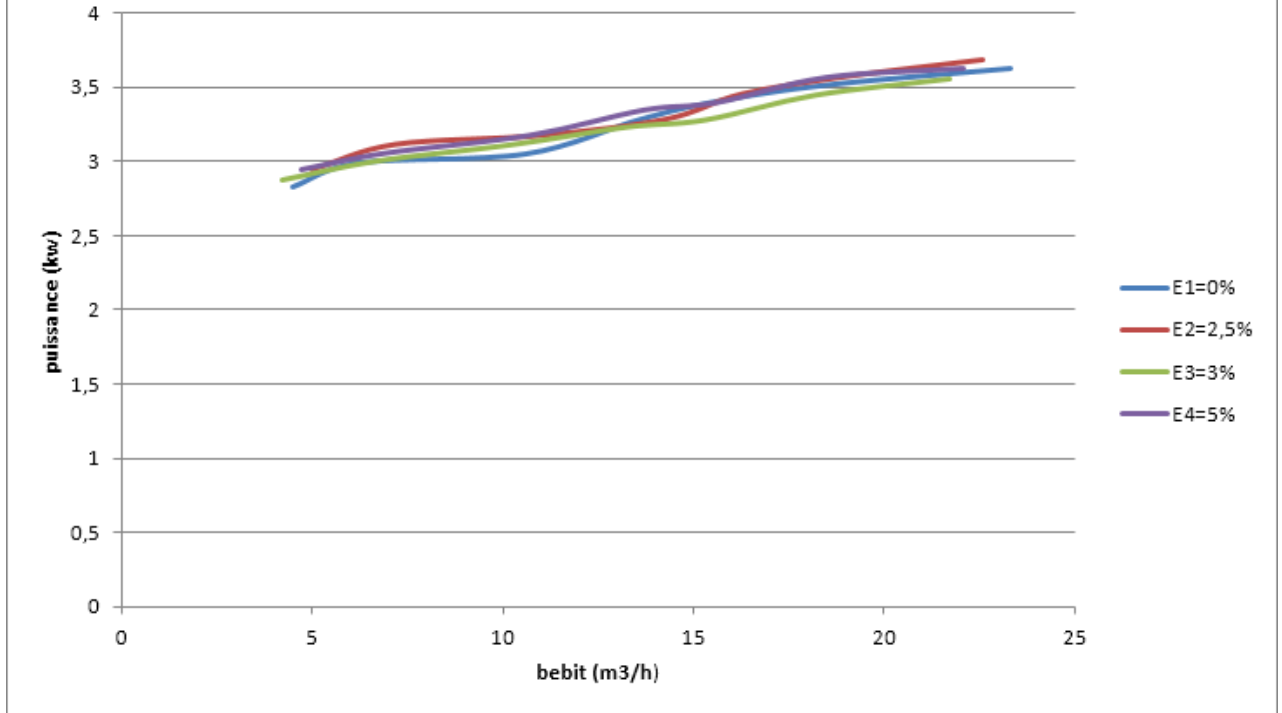
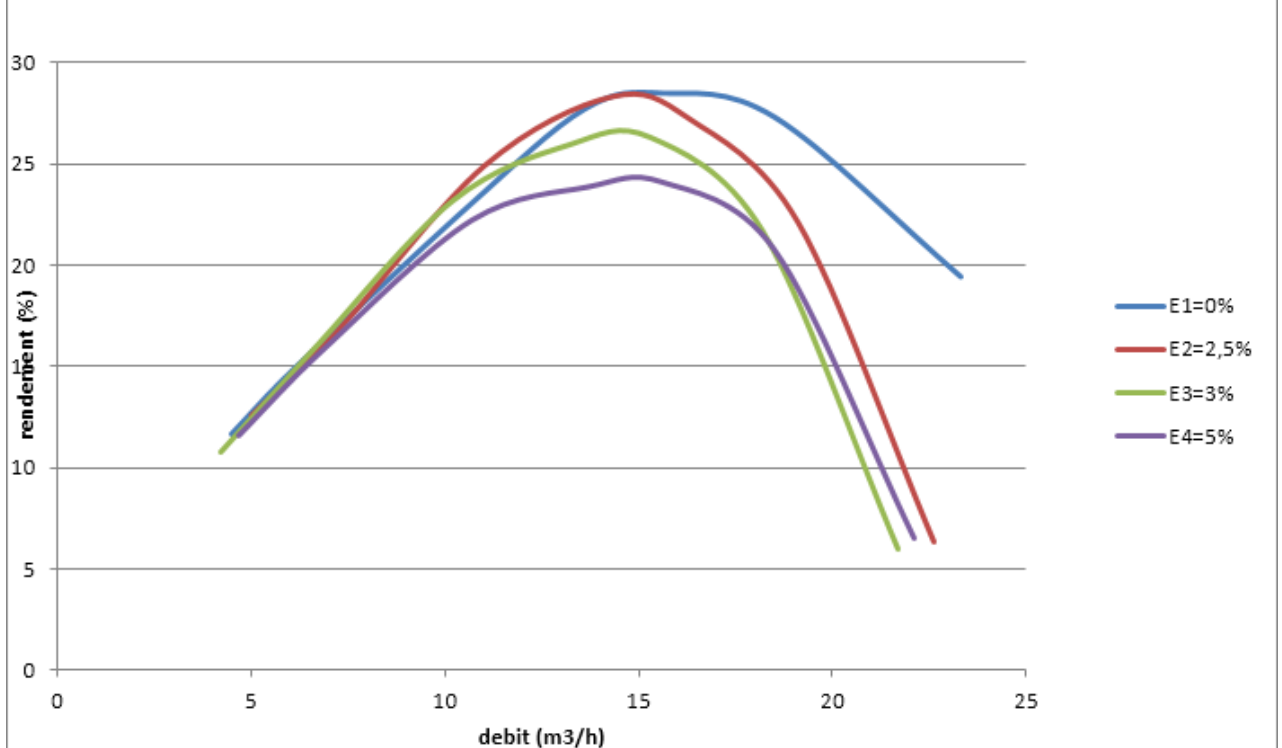


Figure III-6 : courbes caractéristiques (η -Q) de la pompe centrifuge type 40 NVA 150-5 a différents degrés d'érosion



Chapitre III : Etude expérimentale

Figure III-7 : courbes caractéristiques (coef de débit- coef de hauteur) de la pompe centrifuge type 40 NVA 150-5 a différents degrés d'érosion

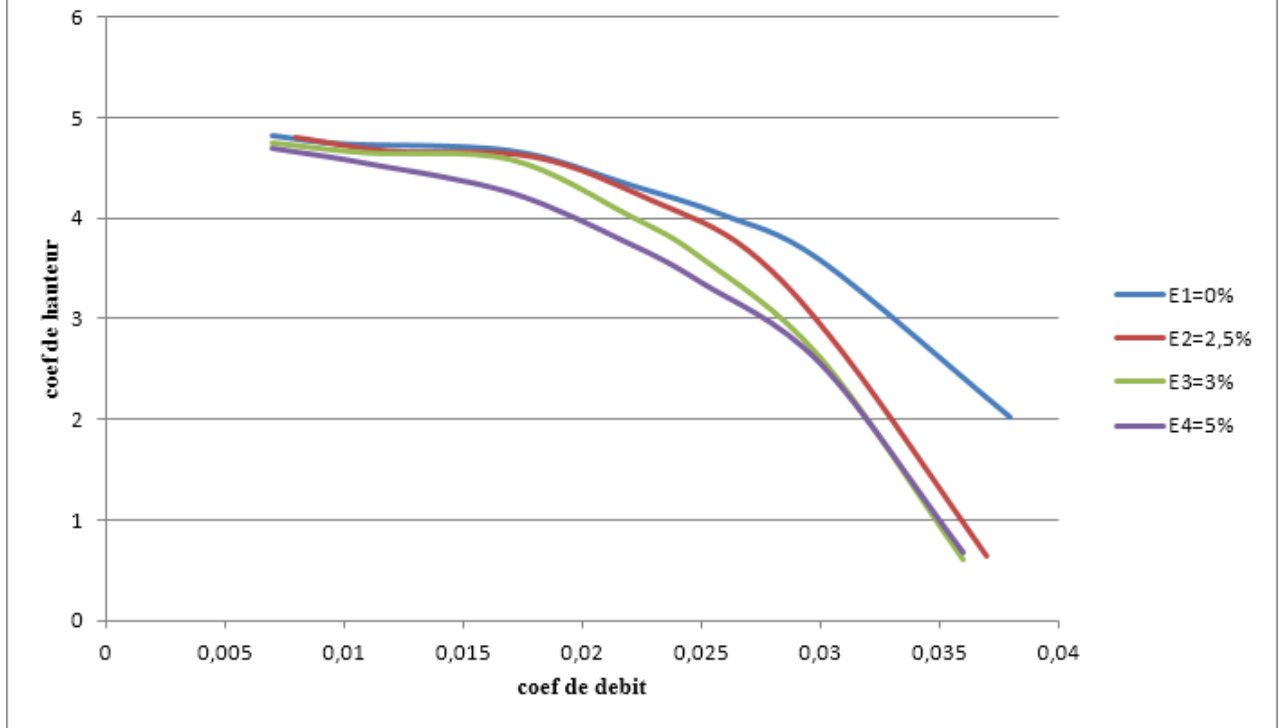
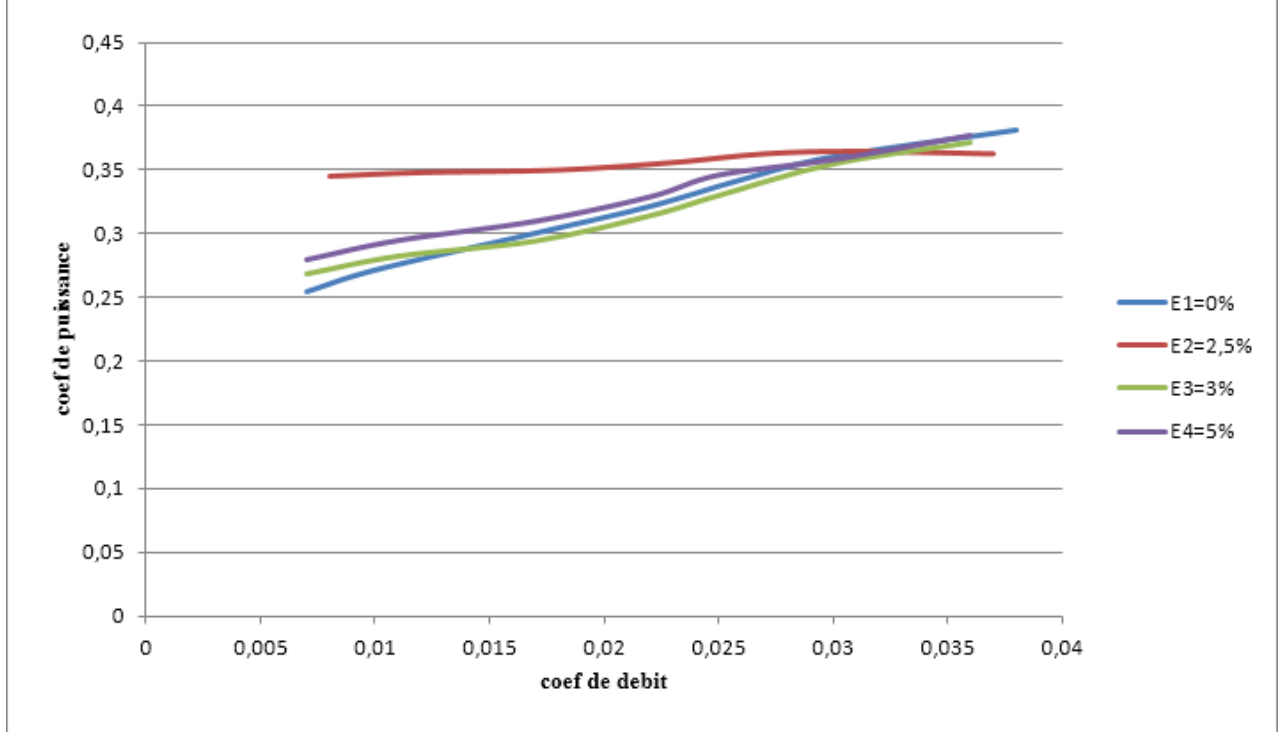
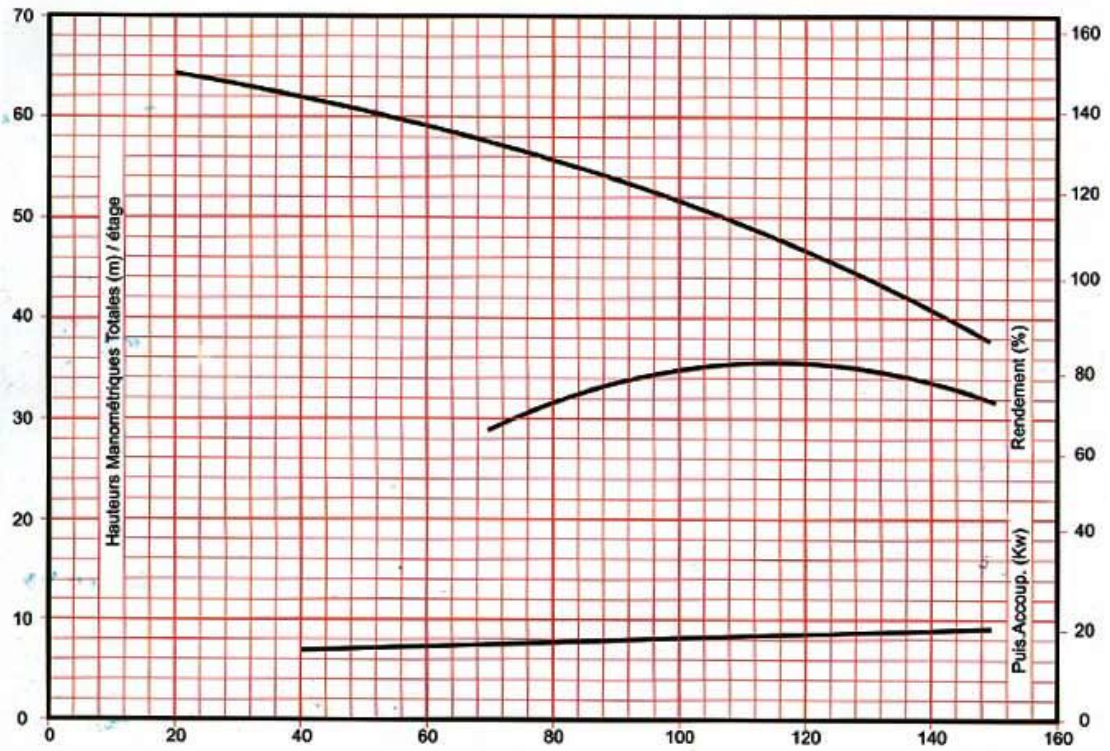


Figure III-8 : courbes caractéristiques (coef de débit- coef de puissance) de la pompe centrifuge type 40 NVA 150-5 a différents degrés d'érosion



ANNEXES

ANNEXES



Courbes caractéristiques d'une pompe

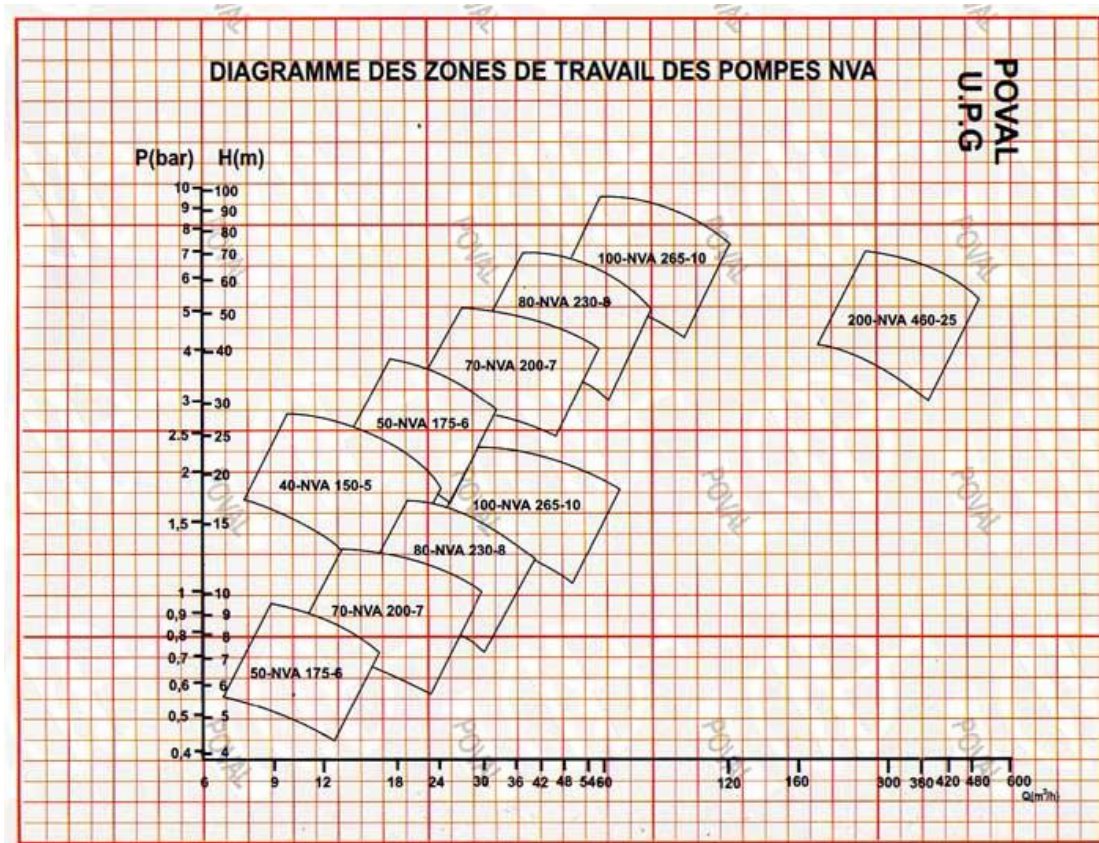
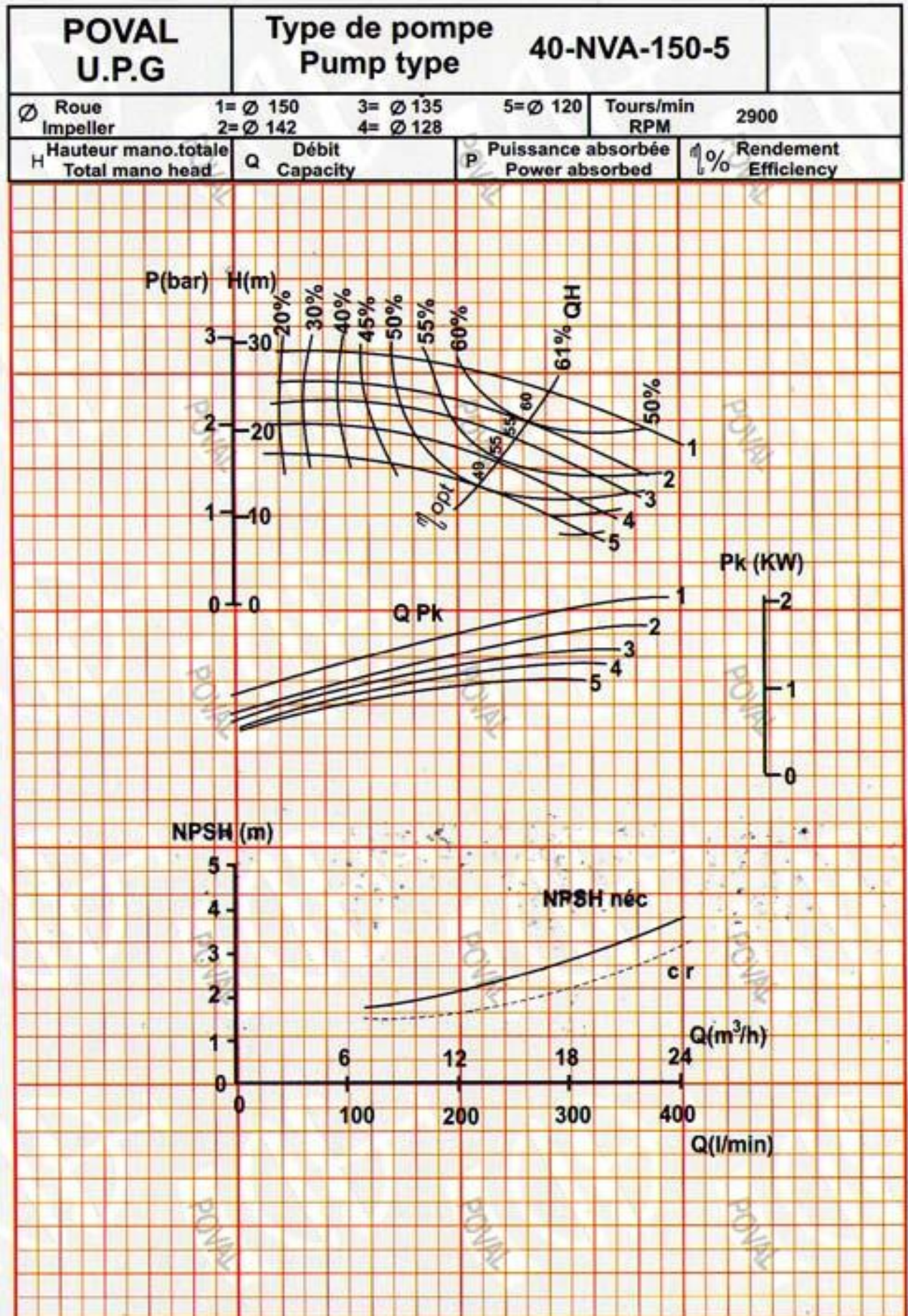


Diagramme des zones de travail des pompes NVA

ANNEXES



ANNEXES



Erosion de la roue NVA



Pompe NVA POVAL

Conclusion générale

Conclusion générale :

La cavitation étant un problème interne à la pompe qu'il faut éviter, vu les risques qu'elle produise à savoir, l'érosion de la matière de la roue, chute du rendement et détérioration de la pompe.

Pour une bonne évaluation de la cavitation, un banc d'essai lui est spécial et équipé de capteurs de pression, de vacuomètres, et de thermo couples et de débits

Les paramètres qui influent sont le calage de la pompe c-a-d la hauteur d'aspiration et les pertes de charges

Les résultats obtenus sur la base des essais de l'Enterprise poval de berrouaghia doivent être comparés à une théorie qu'on recommande comme projet futur

Références bibliographique

Références bibliographique

- [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 CENTRFUGES 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

Références bibliographique

[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.Dunod.