

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur
et de la recherche scientifique

UNIVERSITE Abderrahmane MIRA BEJAIA

Faculté de Technologie

Département de Génie Mécanique

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Installations Energétiques et Turbomachines

Par :

BENDAHMANE rafik

HOCINA lyes

Thème

**Etude et Conception d'un banc d'essai pour deux pompes
installées en série et en parallèle**

Soutenu le 20/10/2020 devant le jury composé de:

Mr.A.SAHI

Président

Mr. A.BENSLIMANE

Rapporteur

Mr.N.BOUTALBI

Examineur

Année Universitaire 2019-2020

Remerciements

Notre remerciement s'adresse en premier lieu à Allah le tout Puissant pour la volonté, la santé et la patience qu'il nous a donnée Durant toutes ces longues années. Ainsi, nous tenons également à exprimer nos vifs remerciements à notre promoteur Mr A. BENSLIMANE qui nous a apporté une aide précieuse nous lui exprimons notre gratitude pour sa grande disponibilité ainsi pour sa compréhension et les encouragements qu'il nous a apportés... Enfin, nous tenons à exprimés notre reconnaissance à tous nos amis et collègues pour le soutien moral et matériels.

Sommaire

Remerciements	1
Sommaire	ii
Table des figures	v
Liste des tableaux	vii
Nomenclature	viii
Introduction général.....	1
Chapitre I : Généralité sur les pompes centrifuge	2
I-1 Introduction	2
I-2-Généralité sur les pompes centrifuges :	2
I-2 Constitution d'une pompe centrifuge :	3
I.3 Utilisation	4
I.4 Principe de fonctionnement :	4
I.5Classification des pompes centrifuges	4
I.5.1 Le nombre de roue :	5
I.5.2 De la forme des aubes de la roue :	7
I.5.3 De la direction de l'axe :	7
I.5.4 De la position de la pompe par rapport au niveau d'aspiration :	8
I.5.5 Selon l'installation de la pompe axiale : en charge, en aspiration.....	8
I.6 Installation des pompes centrifuges :	8
I.6.1 installation en charge :	8
I.6.2 Installation en aspiration :	8
I.7 Conclusion	9
Chapitre II : Définition des grandeurs caractéristique d'une pompe centrifuges	10
II.1. Introduction:	10
II.2 paramètres caractéristiques d'une pompe centrifuge	10
II.3 triangle des vitesses:.....	10
II.4Théorème d'Euler :	12
II.5 la hauteur théorique :	13
II.6 le débit théorique :	13
II.7 la hauteur manométrique :	14
II.8 Les pertes de charge:	16

II.8.1 Les pertes de charge (hydraulique).....	16
II.8.2 Les pertes par frottement (interne) :	16
II.8.3 Les pertes par choc (externe) :	16
II.8.4 Les pertes par fuites (volumétriques) :	16
II.9 calcul des pertes de Charge :.....	17
II.9.1 Les pertes de charge singulière :	17
II.9.2 Les pertes de charges linéaire :.....	17
II.10 la notion de NPSH.....	17
II.10.1 NPSH requis	18
II.10.2 NPSH disponible :	18
II.11 La cavitation:	18
II.11.1 condition de la cavitation :	19
II.11.2 moyen de lutte contre la cavitation :.....	19
II.12 Etude des rendements:.....	19
II.12.1 Le rendement hydraulique :	19
II.12.2 Rendement volumétrique :.....	20
II.12.3 Rendement mécanique	20
II.12.4 Rendement global (total).....	20
II.13 Les courbes caractéristique des pompes centrifuge :	20
II.13.1 Courbe hauteur manométrique totale / débit :.....	21
II.13.2 la courbe puissance /débit :	22
II.13.3 La courbe rendement /débit : $\eta = f(Q)$	24
II.14 le point de fonctionnement :	24
II.15 Accouplement de deux pompes centrifuge :.....	25
II.15.1 Couplage en série :.....	25
II.15.2 Couplage en parallèle :.....	26
II.16 Réglage du débit :	27
II.16.1 Réglage par vannage :	27
II.16.2 Réglage par recirculation :	27
II.16.3 Réglage par variation de vitesse :	28
II.16.4 Réglage par distributeurs à pales orientables :	28
II.17 Conclusion :	29
Chapitre III :Conception de banc d'essai.....	30
III.1 Introduction	30
III.2 Le banc d'essai et ces équipements :	30

III.3 le but de banc d'essai	31
Tracé des courbes caractéristiques.....	31
III.4 Discription des équipements utilisé :.....	31
III.4.1 Un débitmètre volumétrique :.....	31
III.4.2 : Un vacuomètre :.....	31
III.4.3 : Un manomètre :.....	32
III.4.4 Wattmètres :.....	32
III.5.5 Un tachymètre :.....	32
III.6 plan de banc d'essai est l'installation des équipements :.....	32
III.7. Fonctionnement :.....	32
III. 7.1 Fonctionnement en série :.....	33
III.7.2 Fonctionnement en parallèle :.....	33
III.8 Automatisation du fonctionnement :.....	34
III.8.1 programme utilisé :.....	34
III.8.2 Pupitre de commande :.....	34
III.9 Manipulation expérimental	36
III.10 caractéristiques des deux pompes :.....	39
III.10.1 fonctionnement en série :.....	39
III.10.1.1 La hauteur manométrique :.....	39
III.10.1.2 La puissance utile et absorbé :.....	39
III.10.1.3 Le rendement des deux pompes :.....	40
III.10.2 Fonctionnement en parallèle :.....	41
III.10.2.1 La hauteur manométrique :.....	41
III.10.2.2 La puissance utile et absorbé :.....	42
III.10.2.3 Le rendement des deux pompes.....	43
III.10.3 Discussion des résultats :.....	47
III.10.3.1 La hauteur manométrique :.....	47
III.10.3.2 La puissance utile et absorbée :.....	48
III.10.3 Le Rendement :.....	48
III.11 Programmation des calculs sur MATLAB.....	48
III.12 Conclusion :.....	52
Conclusion Générale	53
Annexe A : scripte.....	57
Résumé/ Abstract	62

Table des figures

Figure I. 1: Constitution d'une pompe centrifuge	3
Figure I. 2: Les pompes monocellulaires	5
Figure I. 3: Les pompes multicellulaires.....	5
Figure I. 4: Pompe bicellulaire verticale.....	7
Figure II. 2: Diagramme des vitesses sur une roue à entrer radiale.....	11
Figure II. 3: Triangle des vitesses à l'entrée	12
Figure II. 4: la hauteur théorique en fonction du débit	13
Figure II. 5: installation d'une pompe en aspiration.....	15
Figure II. 6: la variation des NPSH en fonction de débit	18
Figure II. 7: Courbe hauteur / débit.	22
Figure II. 8: La courbe de puissance absorbe.....	22
Figure II. 9: courbe de la puissance utile.....	23
Figure II. 10: la courbe du rendement /débit.	24
Figure II. 11: Le point de fonctionnent.....	25
Figure II. 12: Courbe caractéristique du couplage de deux pompes en série.....	26
Figure II. 13: Courbe caractéristique du couplage de deux pompes en parallèle	26
Figure II. 14: La régulation par vanne.	27
Figure II. 15: Réglage par recirculation	28
Figure III. 1: les différents éléments du banc d'essai.....	31
Figure III. 2: emplacement des équipements du banc d'essai.....	32
Figure III. 3: Fonctionnement en série: Fonctionnement en série.....	33
Figure III. 4: Fonctionnement en parallèle.....	33
Figure III. 5: Mode de fonctionnement en série.....	35
Figure III. 6: Mode de fonctionnement en parallèle.....	35
Figure III. 7: mode de commande libre.....	36
Figure III. 8: Courbe $H_{mn}=f(Q_v)$	38
Figure III. 9: Courbe $P=f(Q_v)$	38
Figure III. 10: Courbe $n=f(Q_v)$	38
Figure III. 11: courbe $H_{mn}T=f(Q_v)$	39
Figure III. 12: courbe $P=f(Q_v)$	40
Figure III. 13: courbe $n=f(Q_v)$	41
Figure III. 14: courbe $H_{mn}T=f(Q_v)$	42
Figure III. 15: courbe $P=f(Q_v)$	43
Figure III. 16: courbe $n=f(Q_v)$	44
Figure III. 17 : schéma globale de l'installation.....	44

Figure III. 18 : tableau de calcul de la hauteur manométrique du circuit.....	46
Figure III. 19 : courbe Hmt en fonction de débit avec la courbe de réseau.....	46
Figure III. 20 courbe Hmt en fonction de débit avec la courbe de réseau.....	47

Liste des tableaux

Tableau III. 1:plaque signalétique de la pompe	37
Tableau III. 2:les résultats de l'expérience et de différents calculs.	37
Tableau III. 3calculées de la hauteur manométrique.....	39
Tableau III. 4:calcul de la puissance utile et absorbée.....	40
Tableau III. 5:calcul du rendement	40
Tableau III. 6: Calcul de la hauteur manométrique	41
Tableau III. 7: La puissance utile et absorbé	42
Tableau III. 8:Calcul du rendement des deux pompes.	43
Tableau III. 9 : tableau de calcul de la hauteur manométrique du circuit.....	47

Nomenclature

Symboles	Définition	Unité (SI)
C_r	Une composante radiale	(m/s)
C_U	Une composante circonférentielle	(m/s)
C_M	couple dont le moteur fournit la puissance absorbée	N.m
D	Diamètre de la roue	m
G	accélération de la pesanteur	(m /A ²)
H_g	Hauteur géométrique	m
h_a	hauteur d'aspiration	m
H_{man}	Hauteur manométrique de la pompe	m
H_{MT}	Hauteur manométrique totale de la pompe	m
H_{vac}	La hauteur a l'aspiration	m
H_{th}	Hauteur théorique	m
hp	Perte de charge total	m
hp_{asp}	Perte de charge à l'aspiration	m
hp_{ref}	Perte de charge au refoulement	m
h_r	hauteur de refoulement	m
J	Les pertes de charge singulière ou linaire	m.c.e
K	coefficient de pertes de charge singulière	/
L	langueur de la conduite	m
M	débit massique de liquide	g/s
N	vitesse de rotation	Tr/min
N_S	Vitesse spécifique	Tr/min
P_{abs}	Puissance de l'arbre absorbée par la pompe	W
p_a	pression a l'aspiration	pascal
p_{atm}	pression atmosphérique	pascal
p_{man}	lecture de pression sur le manomètre	pascal
p_{min}	pression minimale absolue du liquide sur les aubages	pascal

p_u	Puissance utile de la pompe	W
p_v	Tension de vapeur	pascal
P_{vac}	lecteur de pression sur le vacuomètre	pascal
p_r	pression au refoulement	pascal
Q	débit	m ³ /s.
Q_f	Débit des fuites	m ³ /s.
Q_{th}	Débit théorique	m ³ /s.
Q_v	Débit utile de la pompe	m ³ /s.
r_1, r_2	Le rayon à l'entrée et à la sortie de la roue	m
S	Section de la conduite	m ²
T	Temps	s
U	la vitesse tangentielle a la roue	m/s
C	vitesse absolue	(m/s).
V_a	vitesse d'aspiration	(m/s)
V_r	vitesse de refoulement	(m/s)
v	la vitesse moyenne	(m/s)
w	Poids volumique de l'eau	daN/m ³
W	Vitesse relative	m/s
Z	la distance verticale entre les deux prises d'appareil de mesure à l'aspiration et au refoulement	m
ω	La vitesse angulaire	Rad/s
η	rendement	/
π	Constant	/
α	angle de calage	°
β	angle de construction	°
ϖ	poids spécifique	N/m ³
Σ	La somme	/
ρ	La masse volumique de l'eau	Kg/m ³
λ	coefficient de dépression d'entrée	/
Δ	La défiance entre deux points	/
η_g, η_t	Rendement global (total)	/
η_h	Le rendement hydraulique	/

η_V	Rendement volumétrique	/
η_m	Rendement mécanique	/
η_p	Rendement de la pompe	/
$f(Q)$	Fonction	/
NPSH	Hauteur de charge nette absolue	m

Introduction général

Introduction Général

La mise en œuvre de procédés de transformation de matière nécessite très souvent le transport de fluides. L'acheminement d'un fluide d'un point à un autre peut être réalisé en utilisant les forces de gravité, de vide ou des pressions, mais ces solutions sont limitées dans leurs applications. Dans la plupart des cas, on a recours aux pompes, permettant de travailler à des débits réguliers, contrôlés et sur des distances et des hauteurs importantes.

L'énergie fournie au moteur de la pompe (électrique ou thermique) est transformée en énergie mécanique qui est transmise au fluide. Cet apport d'énergie au fluide permet de vaincre les pertes d'énergie entre les deux extrémités d'un circuit de transport liées aux pertes de charge et à d'éventuelles différences d'altitude ou de pression.

Deux grandes catégories de pompes existent :

- Les pompes volumétriques, qui fonctionnent sur le principe du déplacement d'un volume de fluide
- Les pompes centrifuges, qui fonctionnent sur le principe du rotor et du stator.

Chaque catégorie présente certains avantages et inconvénients, mais globalement on retrouve plus fréquemment les pompes centrifuges pour les applications industrielles. Lorsque l'on doit faire le choix d'une pompe pour une installation, il est nécessaire de dimensionner en utilisant les notions de hauteur manométrique totale (HMT, puissance et rendement de la pompe). Mais il arrive parfois qu'une seule pompe ne convient pas au besoin, alors il est possible d'accoiser deux ou plusieurs pompes soit raccorder en série ou en parallèle selon le type du besoin.

Pour cela nous avons voulu mettre en application les notions que nous avons acquises durant notre formation, et nous avons proposé d'étudier et de concevoir un banc d'essai de deux pompes installé en série et en parallèle afin de définir et d'étudier les caractéristiques de cette dernière et de comprendre leur comportement.

Chapitre I

**Généralité sur les pompes
centrifuge**

Généralité sur les pompes centrifuge

I-1 Introduction

On appelle pompe tout appareil qui aspire un fluide d'une région à basse pression pour le refouler vers une région à plus grande pression. Ainsi d'après cette définition on peut dire que le rôle de la pompe consiste à augmenter la pression du fluide liquide. L'augmentation de la pression du fluide véhiculé par la pompe a lieu à la suite de la transformation de l'énergie mécanique fournie par un moteur entraînant cette pompe en une augmentation de l'énergie hydraulique qui est acquise par le liquide entre l'entrée et la sortie de la pompe[2].

I-2-Généralité sur les pompes centrifuges :

Elles sont munies d'une turbine ou rotor, immergées dans le liquide. Le liquide pénètre dans la pompe par un orifice situé à proximité de l'axe du rotor. Ce dernier chasse le liquide sous haute pression vers les extrémités des aubes fixes. Le rotor donne une vitesse relativement importante au liquide. Cette énergie cinétique est convertie en force de pression dans la partie fixe de la pompe ou diffuseur. Dans les pompes à haute pression, de nombreux rotors peuvent être montés en séries et les diffuseurs successifs peuvent être munis d'ailettes, afin de réduire progressivement la vitesse du liquide. Dans les pompes à faible pression, le diffuseur est souvent un conduit en spirale, la volute, qui réduit efficacement la vitesse. Le rotor doit être amorcé avant de pouvoir fonctionner : il doit être rempli de liquide lorsque la pompe est lancée. On peut réaliser cela en plaçant un clapet de retenue dans le tuyau d'aspiration. Ce clapet retient le liquide dans la pompe lorsque le rotor est à l'arrêt. S'il n'y a pas de clapet, la pompe doit être amorcée par un apport extérieur de liquide, par décharge à partir d'un réservoir. Une pompe centrifuge est souvent munie d'une valve placée dans le tuyau d'évacuation pour contrôler le débit et la pression. Pour les faibles débits sous haute pression, la turbine agit par force centrifuge. Pour les gros débits sous faible pression, le sens de l'écoulement à l'intérieur de la pompe est pratiquement parallèle à l'axe de l'arbre. On utilise alors une pompe hélio centrifuge ou axiale. Le rotor agit alors comme un propulseur. Les pompes centrifuges présentent de nombreux avantages sur les pompes volumétriques : prix de revient inférieur, couplage direct avec un moteur, absence de vibrations. Les turbopompes sont souvent utilisées pour injecter de l'eau dans une chaudière à vapeur. Elles servent également à la propulsion des navires, en particulier en eau

peu profondes, les moyens classiques de propulsion pouvant alors être endommagés. Voir Propulsion à réaction [3].

I-2 Constitution d'une pompe centrifuge :

Les organes essentiels d'une pompe centrifuge sont les suivants [10] :

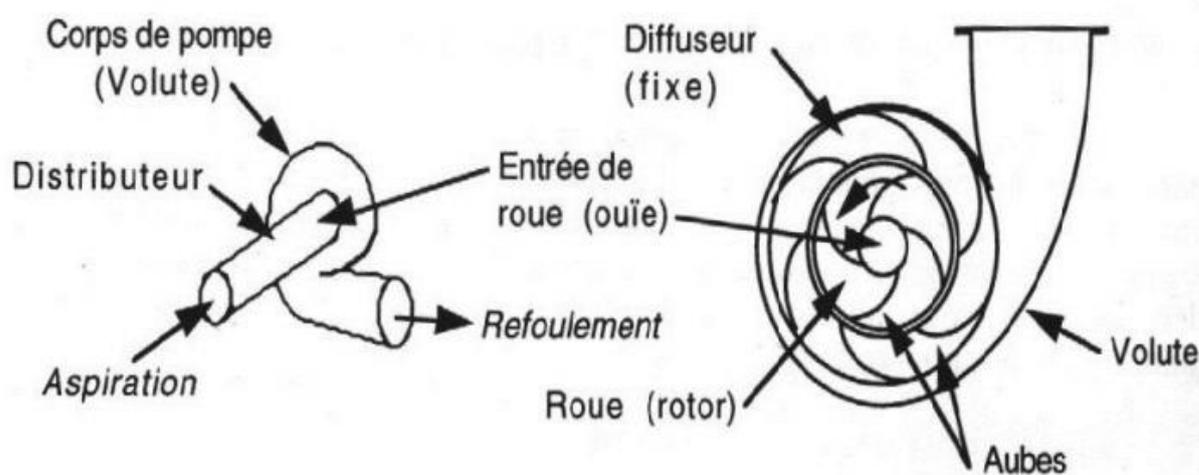


Figure I. 1: Constitution d'une pompe centrifuge [10]

- **La roue :**

C'est l'organe principal dans les pompes centrifuges. On l'appelle encore turbine, impulseur, rotor. Elle communique au liquide à pomper une partie de l'énergie transmise à l'arbre dont elle est solidaire par le moteur d'entraînement. La transmission de l'énergie de la roue au liquide se fait par l'intermédiaire des aubes. Ces dernières sont de simples palettes incurvées, libres ou fixes sur des plaques métalliques. Outre le transfert d'énergie, le rôle des aubes est aussi de guider l'eau dans la direction voulue

- **Le distributeur :**

Sorte de tubulure profilée qui, comme est nom l'indique, sert à conduire l'eau avec une vitesse et une direction convenables dans l'axe de la pompe ou « ouïe », « oreillard » de la roue. Le distributeur est généralement constitué par un cône convergent qui permet d'obtenir une meilleure disposition des files liquides en améliorant le parallélisme et l'égalité des vitesses. Il est précédé, à l'amont, par la canalisation de l'aspiration.

- **Le diffuseur**

C'est une roue fixe munie d'aubes directrices dont la courbure est inverse aux sens de rotation de la roue, Cet élément non disponible donne à la pompe une pression supérieure, par ralentissement progressif de la vitesse du liquide.

- **Volute :**

Appelée aussi colimaçon, elle forme le corps de la pompe. C'est une bache en forme de spirale qui joue le rôle de diffuseur.

- **Le divergent :**

C'est le canal de sortie, il présente un élargissement progressif, et achève le travail du diffuseur.

I.3 Utilisation

Ce sont des pompes les plus utilisées dans le domaine industriel à cause de la large gamme d'utilisation qu'elles peuvent couvrir, de leurs simplicités et de leur faible coût. Néanmoins il existe des applications pour lesquelles ne conviennent pas :

- Utilisation de liquide visqueux.
- Utilisation des liquides susceptibles (supportant pas la très forte agitation dans la pompe)
- Utilisation comme pompes doseuses : risque d'entraîner la pompe en dehors de ses caractéristiques optimales.

I.4 Principe de fonctionnement :

Une pompe centrifuge dans sa forme la plus simple est constituée d'une roue munie d'ailettes radiales tournantes à l'intérieur d'une enveloppe corps de pompe. Son principe de fonctionnement est d'utiliser la force centrifuge créée par la rotation de la roue pour transmettre au liquide pompé l'énergie. Le liquide à l'aspiration de la pompe se dirige vers le centre de l'impulseur (rotor) en rotation d'où il sera propulsé radialement vers l'extérieur par la force centrifuge. Cette vitesse est ensuite convertie en pression au niveau de diffuseur [12].

I.5 Classification des pompes centrifuges

On distingue plusieurs types de pompes centrifuges que l'on peut classer comme suite :

I.5.1 Le nombre de roue :

- **Les pompes monocellulaires :** Convenant mieux pour des débits modérés et des pressions de Refoulement moyen, elles comportent une seule roue.

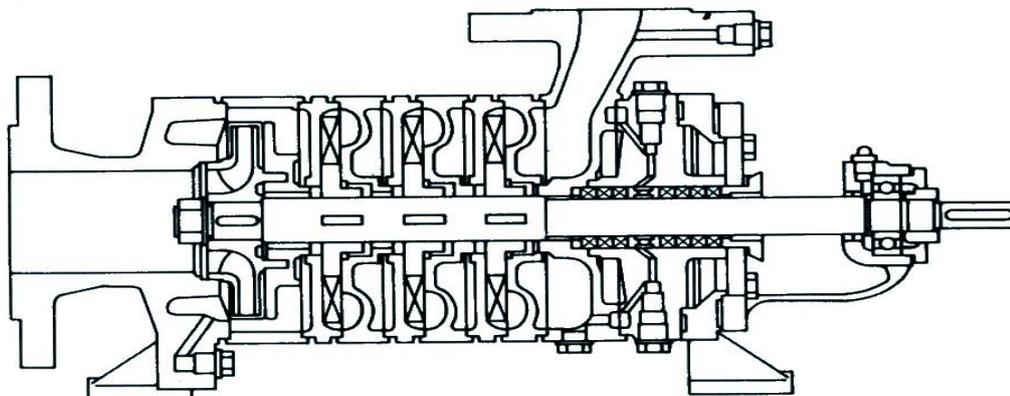


Figure I. 2: Les pompes monocellulaires

- **Les pompes multicellulaires :**

Étant caractérisées par la mise en série de plusieurs roues, elles sont conçues pour délivrer des pressions élevées au refoulement.

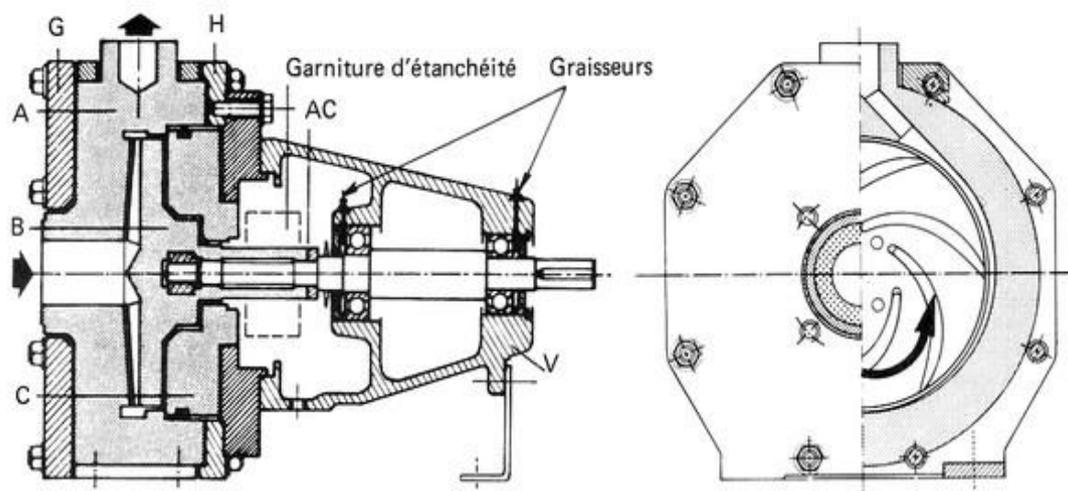


Figure I. 3: Les pompes multicellulaires

Elle ne peut engendrer de fortes pressions ; à une vitesse de rotation de 1750 r/min, par exemple, la pression de refoulement peut atteindre un maximum d'environ 30m d'eau. On ne

peut accroître démesurément le diamètre du rotor et sa vitesse à cause de la force d'inertie ou « centrifuge » qui risquerait de faire éclater le rotor.

Pour obtenir une plus grande hauteur de charge, on peut faire usage de deux ou trois pompes en série, la conduite de refoulement de la première conduisant à l'entrée de la deuxième et ainsi de suite. On peut également utiliser une pompe munie de plusieurs rotors et stators en série agencés dans un même bâti. Un tel arrangement permet de réduire le diamètre des rotors sans abaisser la pression pouvant être engendrée et permet, par ailleurs, d'obtenir de plus fortes pressions en augmentant la vitesse de rotation. De telles machines sont dites (pompes multicellulaires), chaque rotor avec son stator constituant une cellule, Ces pompes peuvent être à axe horizontal ou à axe vertical, et elles servent à alimenter les réseaux de distribution d'eau potable.

Pour les puits profonds, on peut utiliser des pompes multicellulaires verticales. Comme elles sont immergées, les pompes verticales présentent l'avantage d'être auto-amorçages. Puisque les cellules d'une pompe multicellulaire sont en série, la première cellule alimente la seconde et ainsi de suite. La pression et la hauteur de charge augmente dans d'une cellule à l'autre :

$$H_p(\text{total}) = H_p(1) + H_p(2) + \dots$$

Et si les n cellules sont identiques, comme c'est généralement le cas, il s'ensuit que :

$$H_p(\text{total}) = n H_p$$

Cependant, le rendement de ces pompes décroît rapidement avec le nombre de cellules et on limite généralement ce nombre à 2 ou 3. Les pompes destinées aux puits profonds peuvent toutefois en comporter un plus grand nombre. Par ailleurs, à cause des faibles dimensions des composantes de ces cellules et du faible jeu entre les pièces, il faut limiter l'emploi de ces appareils au pompage d'eaux limpides.

D'autre part, en ce qui a trait à la vitesse spécifique, il faut considérer celle de chaque cellule prise isolément. Si les cellules sont identiques de la pompe est égale à la vitesse spécifique de l'une des cellules :

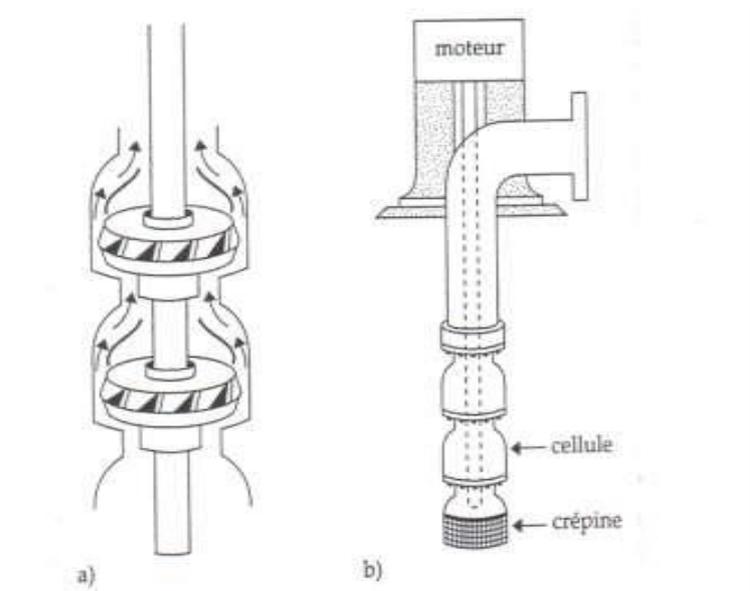


Figure I. 4: Pompe bicellulaire verticale.

I.5.2 De la forme des aubes de la roue :

- **Pompes centrifuges radiales :**

Pour lesquelles les filets de courant d'eau sont contenus dans des plans perpendiculaires à l'axe de la pompe.

- **Pompes centrifuges axiale :**

Pour les quelle les filets de courant sont axiaux.

- **Pompes semi axiales (hélico-centrifuges) :**

Dont les filets sont situés sur des surfaces dont la méridienne est inclinée par apport à l'axe de la pompe. C'est à dire semi- hélicoïdale (ni axiale, ni radiale).

I.5.3 De la direction de l'axe :

On peut avoir plusieurs s dispositions :

- **Pompes à axe horizontal :**

Conçues pour être disposée en surface, l'entretien et le démontage de ces pompes sont alors simplifiés.

- **Pompe s à axe vertical**

Ce sont des pompes immergées spécialement conçues pour l'équipement des puits profonds. Elles peuvent être commandées par un moteur placé en surface ou par un moteur immergé.

I.5.4 De la position de la pompe par rapport au niveau d'aspiration :

Selon la position de l'axe de la pompe par rapport au plan d'aspiration, on distingue :

- Des installations des pompes à dépression (en aspiration).
- Des installations des pompes en charge.
- Des installations des pompes type siphon.

I.5.5 Selon l'installation de la pompe axiale : en charge, en aspiration

I.6 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 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.

Dans notre étude on prend considération, les deux premières dispositions [2].

I.6.1 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].

I.6.2 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

I.7 Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre, un bref rappel sur les pompes centrifuge, et on a présenté les différents éléments qu'elle constitue et on la classifie selon ses différents types, les grandeurs qui caractérisent une pompe centrifuge seront exposées dans le prochain chapitre.

Chapitre II

**Définition des grandeurs
caractéristique d'une pompe
centrifuges**

Définition des grandeurs caractéristique d'une pompe centrifuges

II.1. Introduction:

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

II.2 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.

II.3 triangle des vitesses:

Le mouvement du fluide à l'intérieur des canaux d'une roue à aubes est le résultat de deux mouvements [14] :

- **La rotation de la roue :**

Représentée par la vitesse tangentielle à la roue \vec{U} (appelée aussi vitesse périphérique, vitesse circonférentielle et vitesse d'entraînement). Elle est donnée par :

$$U = \frac{\pi DN}{60} \quad (\text{II.1})$$

- **Le déplacement par rapport à l'aube :**

Représenté par la vitesse relative \vec{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 \vec{C} est appelée la vitesse absolue, peut être déterminé par : $\vec{C} = \vec{U} + \vec{W}$.

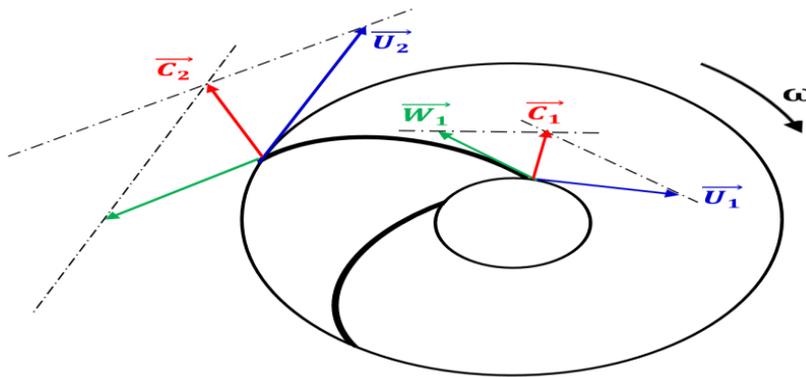


Figure II. 1:Diagramme des vitesses sur une roue à entrées radiales [14]

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 :

- Une composante radiale :

$$C_r = C \cdot \sin \alpha \quad (\text{II.2})$$

- Une composante circumférentielle :

$$C_U = C \cdot \cos \alpha \quad (\text{II.3})$$

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

$$C_r = \frac{Q_v}{S} = \frac{Q_v}{\pi D b} \quad (\text{II.4})$$

Pour une pompe à entré radiale, la vitesse absolue est perpendiculaire à la vitesse d'entraînement et égale à sa composante radiale vu que la composante tangentielle est nulle. ($C_1 = C_{r1}$, $\alpha_1 = 90^\circ$).

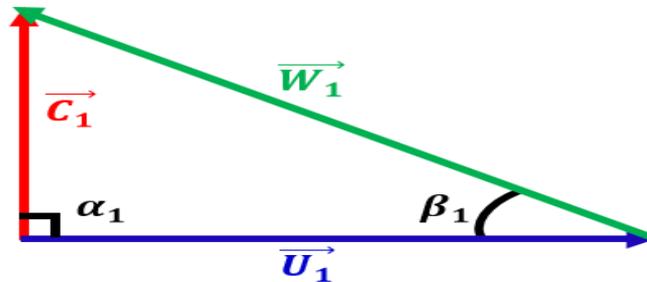


Figure II. 2: Triangle des vitesses à l'entrée [14]

II.4 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[2] :

$$\frac{m}{t}(r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) = \frac{\rho g \cdot Q_{th} \cdot H_{th}}{\omega} = C_M \quad (\text{II.5})$$

Pour une pompe radiale $\alpha_1 = 90^\circ$ l'équation devient comme suite :

$$H_{th} = \frac{P}{\rho g \cdot Q_{th}} = \frac{1}{g} \omega (r_2 c_2 \cos \alpha_2 - r_1 c_1 \cos \alpha_1) \quad (\text{II.6})$$

Et comme on a :

$$\begin{aligned} U_1 &= \omega \cdot r_1 & C_{U1} &= C_1 \cdot \cos \alpha_1 \\ U_2 &= \omega \cdot r_2 & C_{U2} &= C_2 \cdot \cos \alpha_2 \end{aligned}$$

Donc on aura l'équation fondamentale d'Euler :

$$H_{th} = \frac{1}{g} (U_2 \cdot C_{U2} - U_1 \cdot C_{U1}) \quad (\text{II.7})$$

II.5 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 $f(Q)$.

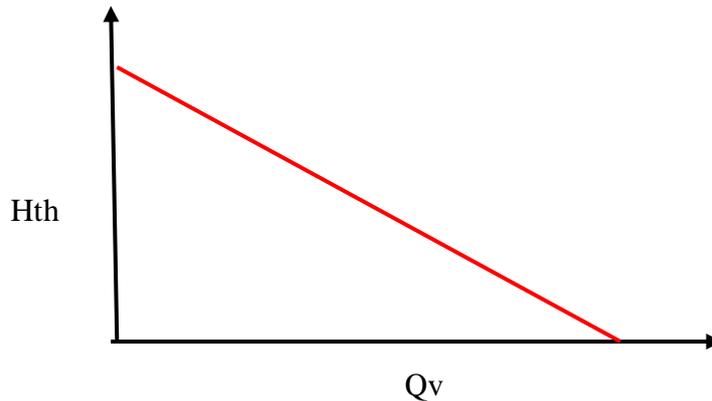


Figure II. 3:la hauteur théorique en fonction du débit

$$H_{th} = \frac{1}{g} (U_2 C_2 \cos \alpha_2 - U_1 C_1 \cos \alpha_1) \quad (\text{II.8})$$

Et si la rentrer et radiale l'équation (II.8) devient

$$H_{th} = \frac{U_2 C_2 \cos \alpha_2}{g} \quad (\text{II.9})$$

II.6 le débit théorique :

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

$$Q = V \cdot S = C_{r2} \cdot S \quad (\text{II.10})$$

$$S = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 = \pi \cdot D \cdot b_2 \quad (\text{II.11})$$

A partir des triangles des vitesses on détermine que :

$$\cos \alpha_2 = \frac{C_{U2}}{C_2} \quad \text{et} \quad \text{tg } \beta_2 = \frac{C_{r2}}{U_2 - C_{U2}} \quad (\text{II.12})$$

$$C_{U_2} = \operatorname{tg} \beta_2 (U_2 - C_2 \cos \alpha_2) \quad (\text{II.13})$$

$$Q_{th} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2 (U_2 - C_2 \cos \alpha_2) \quad (\text{II.14})$$

Pour une entrer radiale :

$$H_{th} = \frac{C_2 U_2 \cos \alpha_2}{g} \quad (\text{II.15})$$

$$Q_{th} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2 \left(U_2 - \frac{H_{th}}{U_2} \right) \quad (\text{II.16})$$

- Si $Q_{th} = 0 \Rightarrow H_{th} = \frac{U_2^2}{g}$
- Si $H_{th} = 0 \Rightarrow Q_{th} = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2 \cdot U_2$

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 H_{MT} donné par le constructeur [10]

II.7 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 H_{mn} , on utilise l'équation généralisée de Bernoulli.

Considérons l'installation de pompage ci-après:

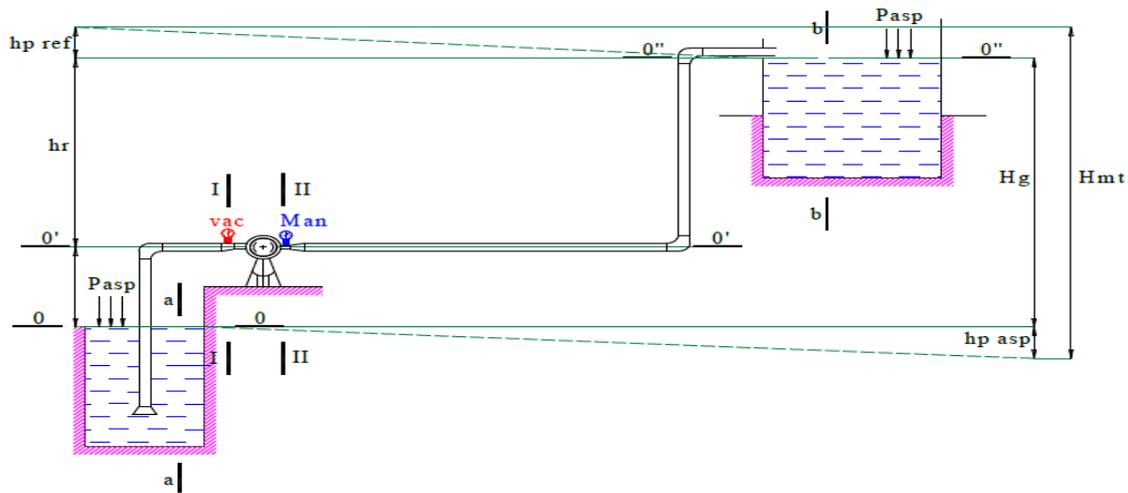


Figure II. 4: installation d'une pompe en aspiration [2].

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 II-4) [2] :

$$\frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} = \frac{P_a}{\rho g} + \frac{v_a^2}{2g} + h_a + \sum hp_{asp} \tag{II.17}$$

$v_0 = 0$ (Grand réservoir)

$$\frac{P_a}{\rho g} = \frac{P_{atm}}{\rho g} - \frac{P_{vac}}{\rho g} \tag{II.18}$$

$$\frac{P_a}{\rho g} = \frac{P_{atm}}{\rho g} - \frac{P_{vac}}{\rho g} + \frac{v_a^2}{2g} + h_a + \sum hp_{asp} \tag{II.19}$$

$$H_{vac} = \frac{P_{vac}}{\rho g} = \frac{v_a^2}{2g} + h_a + \sum hp_{asp} \tag{II.20}$$

- **Coté ronflement :**

Coupe (b-b) et (II – II) → (0' – 0') et (0'' – 0''')

$$\frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{v_0^2}{2g} + h_r + \sum hp_{ref} = \frac{P_r}{\rho g} + \frac{v_r^2}{2g} \tag{II.21}$$

$v_0 = 0$ (grand réservoir)

$$\frac{P_r}{\rho g} = \frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{P_{man}}{\rho g} \quad (\text{II.22})$$

$$\frac{P_{atm}}{\rho g} + h_r + \sum hp_{ref} = \frac{P_{atm}}{\rho g} + \frac{P_{man}}{\rho g} + \frac{v_r^2}{2g} \quad (\text{II.23})$$

$$H_{man} = \frac{P_{man}}{\rho g} = h_r - \frac{v_r^2}{2g} - z + \sum hp_{ref} \quad (\text{II.24})$$

Donc on aura finalement :

$$H_{MT} = H_{vac} + H_{man} + \frac{v_r^2 - v_a^2}{2g} \quad (\text{II.25})$$

$$H_{MT} = h_a + h_r + \sum hp_{asp} + \sum hp_{ref} \quad (\text{II.26})$$

$$H_{MT} = H_g + \sum hp \quad (\text{II.27})$$

II.8 Les pertes de charge:

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

II.8.1 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.

II.8.2 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).

II.8.3 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.

II.8.4 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 $Q+q$.

II.9 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 .

II.9.1 Les pertes de charge singulière :

$$J = K \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (\text{II.28})$$

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

$$\Delta P = K \cdot \rho \cdot \frac{V^2}{2} \quad (\text{II.29})$$

II.9.2 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 apparaît :

Une perte de charge exprimée en mètre de colonne de liquide (m.c.e)

$$J = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (\text{II.30})$$

Ainsi la différence de pression en (Pa) s'écrit :

$$\Delta P = \lambda \cdot \rho \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2} \quad (\text{II.31})$$

II.10 la notion de NPSH

NPSH est l'abréviation de l'expression anglais net-positive-suction-head encoure appelée hauteur de charge nette absolue, le NPSH est rattaché au phénomène de la cavitation. de même que de hauteur d'élévation, le débit et la puissance absorbée, il représente pour une pompe des données les plus importantes. On distingue le NPSH d'installation et de la pompe .en comparant simplement les deux valeurs NPSH disponible et NPSH requis, il est possible de déterminer si la pompe choisie pour l'installation concernée est adaptée ou non.

II.10.1 NPSH requis

On définit le NPSH requis comme étant l'énergie massique requise à l'aspiration

Comme propriété NPSH requis on cite :

- Le NPSH requis est une caractéristique réelle de la pompe (NPSH requis, Q) est une courbe caractéristique citationnelle (figure II.5)
- pour ω donné, le NPSH requis ne dépend que du débit, donc du point de fonctionnement
- Le NPSH requis est minimal pour un débit un peu inférieur au débit d'adaptation.

II.10.2 NPSH disponible :

On le définit comme étant l'énergie massique à l'aspiration son expression est la suivante :

$$NPSH_{disponible} = \frac{P_A - P_V}{\rho v} + (Z_A - Z_0) - \Delta H_A^0 \quad (\text{II.32})$$

Ses propriétés sont :

- Il est une caractéristique du circuit d'aspiration et des conditions du milieu
- Il dépend de la pression au-dessus du réservoir
- C'est une fonction décroissante du débit puisque la perte de charge à l'aspiration est une fonction décroissante du débit.

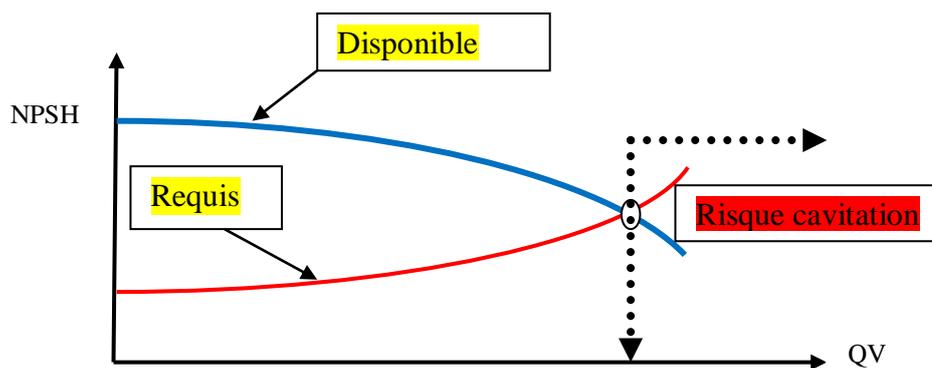


Figure II. 5:la variation des NPSH en fonction de débit

1

II.11 La cavitation:

La cavitation est le phénomène de vaporisation des liquides sous l'effet de dépression, généralement dues à des grandes vitesses d'écoulement. Elle se produit dans la plupart des machines hydrauliques, dont la plage utile de fonctionnement est limitée par l'apparition ou le développement du phénomène.

La cavitation s'accompagne le plus souvent des nuisances comme :

- Génération des bruits intenses.
- Destruction des surfaces : Dans les liquides, sous l'action d'une certaine agitation, se produit localement une baisse de pression suffisante pour provoquer leur vaporisation, même en dessous de leur température d'ébullition. En implosant, les bulles formées créent des ondes de choc, ce qui est néfaste pour une hélice et l'use rapidement
- Perte de performances : lorsque le phénomène est trop développé, les machines subissent des chutes importantes de leur performance [15]

II.11.1 condition de la cavitation :

L'expression donnant la condition de cavitation est :

$$NPSH_{\text{disponible}} \leq NPSH_{\text{requis}}$$

II.11.2 moyen de lutte contre la cavitation :

Vu les dégâts qu'occasionne la cavitation dans les machines hydrauliques : chute de performance, bruit et érosion, des mesures doivent être prises pour que ce phénomène ne se manifeste pas dans ces appareils,

Voici quelques mesures à prendre par l'utilisation pour éviter la cavitation dans les pompe :

- Protéger les organes exposés à la cavitation par les matériaux résistants
- L'emplacement de la pompe doit être bien calculé, en tenant compte de la variation de la température de l'eau à refouler (hiver, été).
- Débit critique à ne pas dépasser, donc vitesse de rotation limitée.
- Augmenter la pression dans le réservoir (à l'aspiration)

II.12 Etude des rendements:

Le rendement total d'une pompe est le résultat de la multiplication de trois types de rendements. Chaque type est lié à un genre de pertes qui se passent dans la pompe [16] :

- Pertes hydrauliques : due aux frottements.
- Pertes volumétriques : causées par les fuites du liquide à travers les jeux de la pompe.
- Pertes mécaniques : due aux frottements mécaniques dans les paliers, les presses étoupe.

II.12.1 Le rendement hydraulique :

$$\eta_h = \frac{H_{th} - \sum h_p}{H_{th}} = \frac{H}{H_{th}} \quad (\text{II.33})$$

II.12.2 Rendement volumétrique :

Ce type de rendement est lié aux pertes volumétriques qui sont dues à l'existence de fuites de liquide à l'intérieur de la pompe (à travers les joints, les bagues,).

$$\eta_V = \frac{Q_V}{Q_V + Q_f} \quad (\text{II.34})$$

II.12.3 Rendement mécanique

Il est lié aux pertes mécaniques qui représentent les pertes en puissance mécanique du moteur d'entraînement.

$$\eta_m = \frac{P_u}{P_{abs}} = \frac{p \cdot g \cdot H \cdot Q_V}{P_{abs}} \quad (\text{II.35})$$

II.12.4 Rendement global (total)

Le rendement global de la pompe est déterminé par la multiplication des trois rendements précédents :

$$\eta_g = \eta_t = \eta_h \cdot \eta_V \cdot \eta_m \quad (\text{II.36})$$

Le rendement global des pompes hydrauliques est compris généralement entre 70% et 85%.

II.13 Les courbes caractéristique des pompes centrifuge :

Les courbes caractéristiques d'une pompe sont [2] :

- La courbe de la hauteur nette d'élévation ou encore courbe débit/hauteur(Ou débit/pression).
- La courbe débit/puissance ou courbe de puissance.
- La courbe débit/rendement ou courbe de rendement.

L'importance des courbes caractéristiques tient à ce qu'une fois établies elles sont invariables et permettent de prévoir le fonctionnement de la pompe dans des conditions d'exploitation données.

Les courbes caractéristiques se déterminent expérimentalement en mesurant la variation de la charge en fonction du débit entre l'aspiration et le refoulement de la pompe.

$$H_{mn} = \frac{P_2 - P_1}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} \text{ Avec } V = \frac{Q_v}{S} = \frac{4Q_v}{\pi D^2} \quad (\text{II.37})$$

Des manomètres sont placés aux emplacements prévus à cet effet à l'entrée et à la sortie de la pompe. On peut mesurer ou calculer pour chaque débit les différentes d'altitudes

$(Z_r - Z_a)$, de hauteurs de pression $\left(\frac{P_r}{\rho g} - \frac{P_a}{\rho g} \right)$ et de hauteurs de vitesses $\frac{V_r^2}{2g} - \frac{V_a^2}{2g}$ La somme de trois termes ci-dessus, donne la hauteur nette d'élévation, encore appelées « hauteur manométrique totale » (H_{mT})

Parallèlement on détermine la puissance absorbée (P_{abs}) de la pompe, il s'agit de la puissance disponible à l'entrée du moteur d'entraînement, elle s'obtient en multipliant la vitesse de rotation n (tr/min) mesurée au tachymètre par le couple échangé mesuré un dispositif approprié.

Le rendement de la pompe (η_p) est le rapport entre la puissance utile et la puissance Absorbée. On peut donc écrire :

$$P_{abs} = \frac{H_{MT} \cdot Q \cdot \rho \cdot g}{1000 \cdot \eta_p} \quad (\text{II.38})$$

II.13.1 Courbe hauteur manométrique totale / débit :

Elle est d'allure parabolique, de concavité tournée vers le bas, et elle décroît avec la variation du débit, du fait des pertes par frottement dans la pompe.

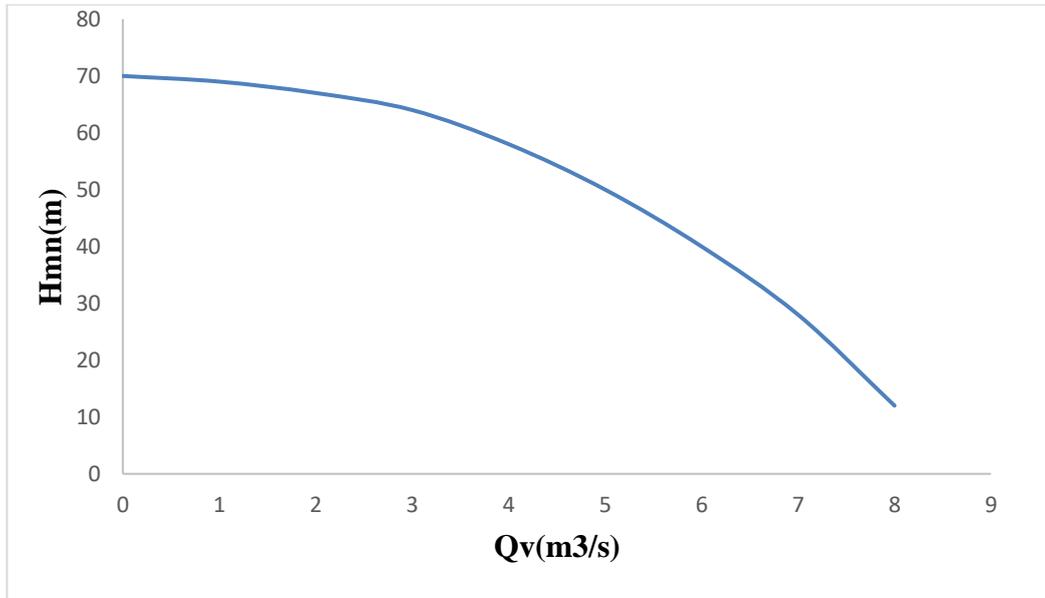


Figure II. 6: Courbe hauteur / débit.

II.13.2 la courbe puissance /débit :

On distingue deux courbes qui caractérisent la puissance d'une pompe :

- La courbe de puissance absorbée $P_{abs} = f(Q)$:

Elle représente la puissance absorbée par l'arbre de la pompe, ce qui permet de faire le choix du moteur qui convient. Elle démarre avec une puissance minimale qui s'explique par la caractéristique du moteur qui développe la puissance progressivement, voire la figure (II.7).

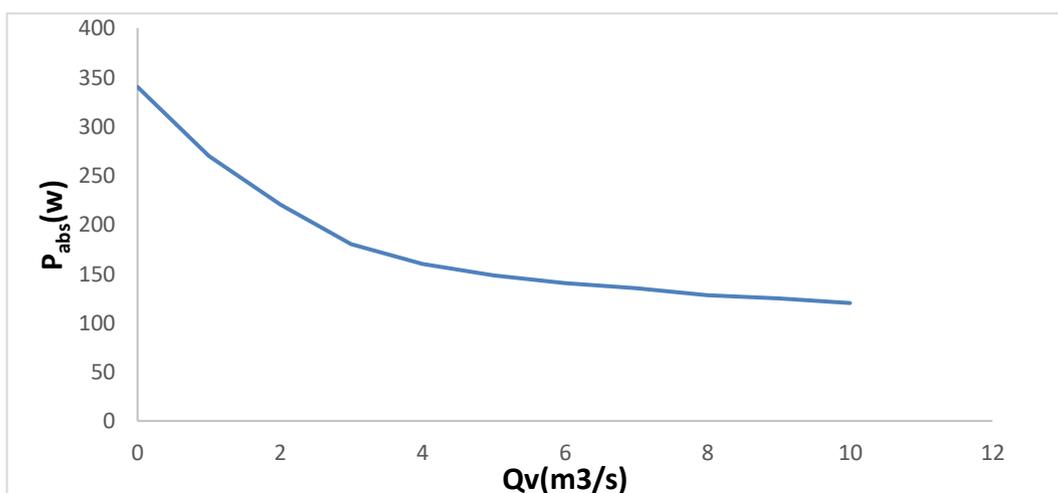


Figure II. 7: La courbe de puissance absorbée

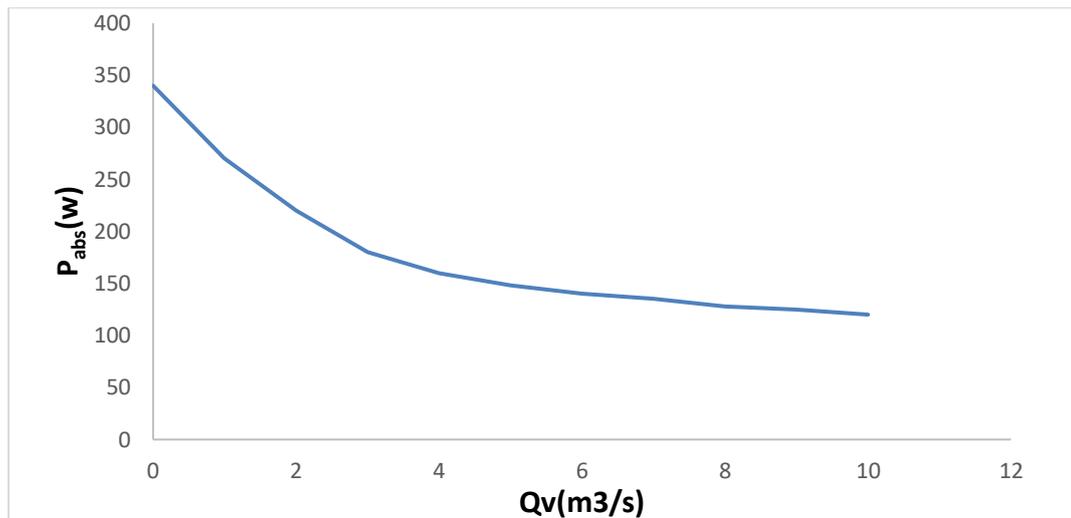


Figure II. 8:La courbe de puissance absorbe

- la courbe de Puissance utile $P_{utl} = f(Q)$

La puissance utile est la puissance transmise au fluide. Elle est définie par :

$$P_u = Q_v \cdot \rho \cdot g \cdot H_m \quad (\text{II.39})$$

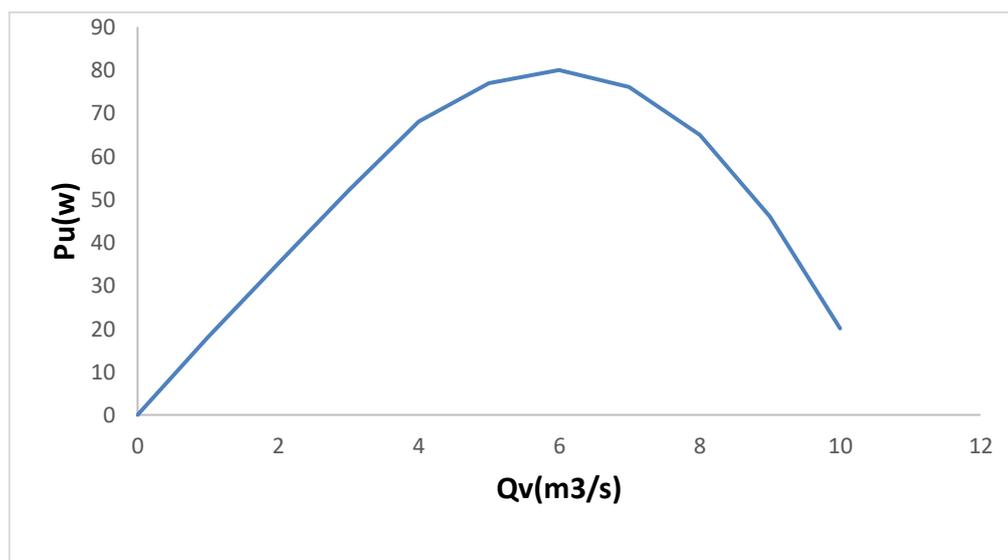


Figure II. 9:courbe de la puissance utile.

II.13.3 La courbe rendement /débit : $\eta = f(Q)$

La courbe du rendement est d'allure parabolique et elle passe par un maximum pour le débit nominal de la pompe, elle ce comme étant le rapport entre la puissance utile par la puissance absorbée par l'arbre, et elle est représentée sure la figure ci-dessous :

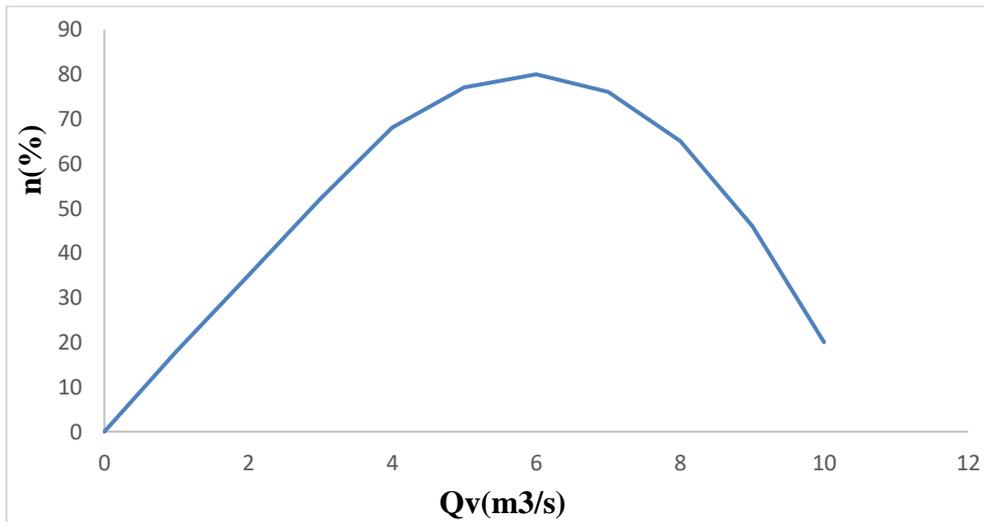


Figure II. 10:la courbe du rendement /débit.

II.14 le point de fonctionnement :

La courbe du réseau (également appelée caractéristique du circuit) représente l'énergie par unité de poids ou encore l'énergie par unité de volume à fournir au fluide pour le faire circuler avec un débit. Elle tient donc compte de l'élévation éventuelle du fluide, et des pertes de charge dans le circuit de refoulement, comme illustré sur la figure (II.11). L'intersection de la courbe du réseau et de la caractéristique de la pompe définit le point de fonctionnement pour un débit et une hauteur donnée [13].

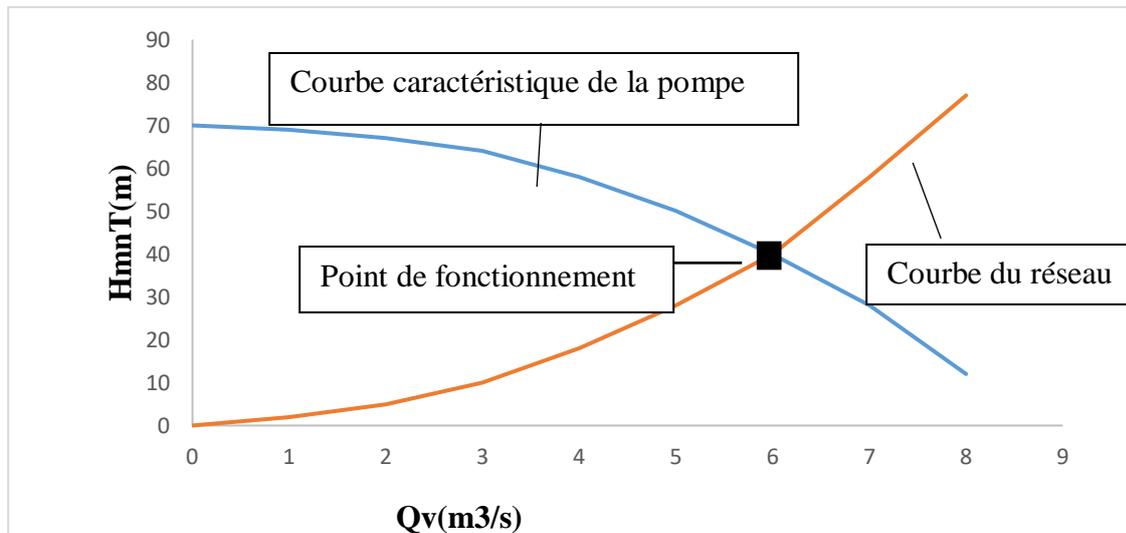


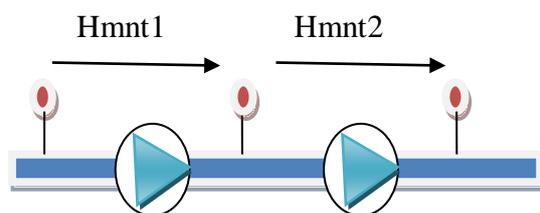
Figure II. 11:Le point de fonctionnent [13].

II.15 Accouplement de deux pompes centrifuge :

Il arrive parfois que la pression ou le débit d'une seule pompe ne répond pas aux exigences d'un client. Pour cela, il est judicieux de coupler plusieurs pompes pour créer des paramètres (P , Q) qui sont supérieur qu'une seule pompe fonctionnant seule.

Le couplage des pompes peut se faire en série ou en parallèle. [9]

II.15.1 Couplage en série :



$$H_{mnT} = H_{mnt1} + H_{mnt2}$$

$$Q_{vT} = Q_{v1} = Q_{v2}$$

On dit que deux ou plusieurs pompes sont en série si l'orifice de refoulement de l'une est relié à l'orifice d'aspiration de la suivante. Les différentes pompes ont par conséquent le même débit et les hauteurs nettes s'ajoutent. La courbe caractéristique hauteur-débit de l'ensemble s'obtient en faisant la somme des ordonnées correspondant à une même abscisse. Cette disposition est celle que l'on trouve dans les pompes multicellulaires [8]. (Voir Figure II.12).

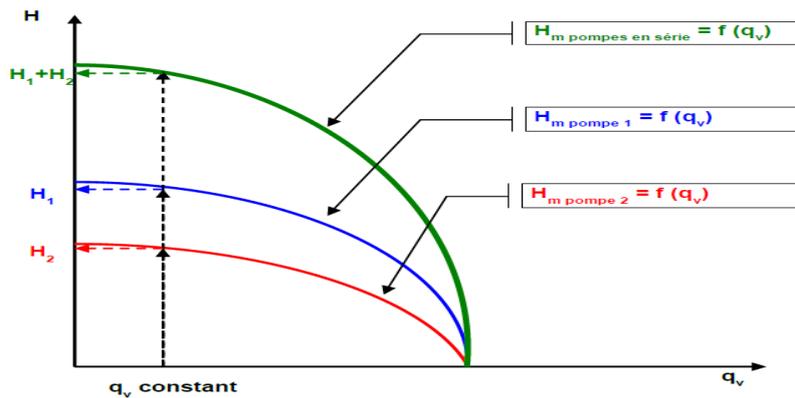
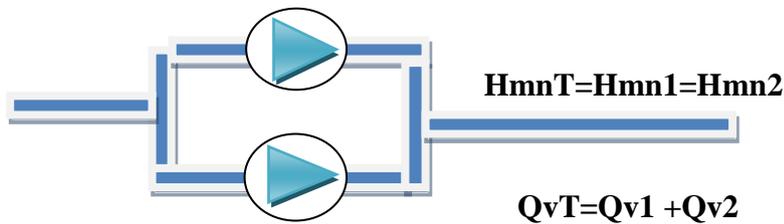


Figure II. 12: Courbe caractéristique du couplage de deux pompes en série [9].

II.15.2 Couplage en parallèle :



On dit que plusieurs pompes fonctionnent en parallèle si leurs entrées et leurs sorties sont respectivement reliées entre elles. Pour cet ensemble de machines, la hauteur nette est la même à chaque instant, et le débit résultant est la somme des débits partiels. La courbe caractéristique hauteur-débit de l'ensemble s'obtient en faisant la somme des abscisses correspondant à une même ordonnée (voir la figure II.13).

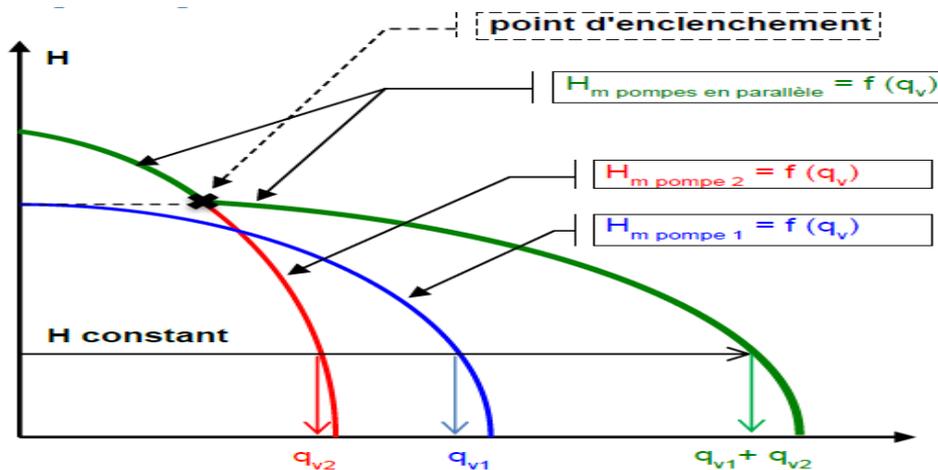


Figure II. 13: Courbe caractéristique du couplage de deux pompes en parallèle [9]

II.16 Réglage du débit :

Le but du réglage d'une pompe est d'adapter son débit à la valeur demandée dans le circuit d'utilisation. On distingue les réglages par action sur la vitesse du moteur d'entraînement, par action hydraulique sur le circuit, et par action sur la géométrie de la pompe.

II.16.1 Réglage par vannage :

La procédure consiste à placer sur le circuit de refoulement une vanne de réglage. En variant l'ouverture de celle-ci, on modifie la caractéristique résistante du circuit, et on déplace donc le point de fonctionnement. Considérons la figure II.15, sur laquelle on fait varier l'ouverture de la vanne ce qui modifie la caractéristique du circuit et déplace le point de fonctionnement A en A' au débit réduit Q_v' . L'énergie utile (par unité de poids) $h_A' = aA'$ créée par la pompe peut être divisée en deux parties, la première aA'' est l'énergie indispensable pour assurer la circulation du débit Q_v' dans le circuit primitif, la seconde $A'' - A'$ correspond à la perte par étranglement dans la vanne de réglage.

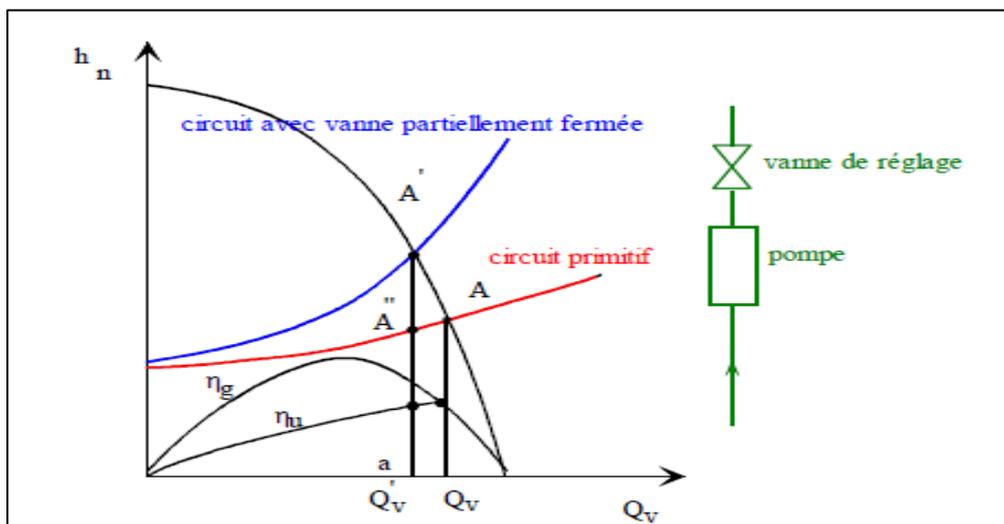


Figure II. 14: La régulation par vanne.

II.16.2 Réglage par recirculation :

Ce système consiste à établir un by-pass muni d'une vanne de réglage entre le refoulement et l'aspiration de la pompe dont on veut régler le débit et à renvoyer directement à l'aspiration une partie du débit refoulé. Considérons la figure II.15, et supposons que le débit QA

traversant le circuit d'une pompe doit être réduit à la valeur Q_B par recirculation. Pour ce faire, on diminue la résistance du circuit de la pompe en ouvrant la vanne de dérivation et ce jusqu'à ce que la pompe fonctionne au point C tel que la hauteur nette soit exactement égale à celle nécessaire pour faire circuler le débit réduit Q_B dans le circuit initial. Le débit Q_C fourni par la pompe se divise en une partie utile Q_B , et une partie recyclée ($Q_C - Q_B$). On constate que le réglage par recirculation a donc comme inconvénient d'augmenter le débit fourni par la pompe et donc d'augmenter la puissance absorbée par celle-ci.

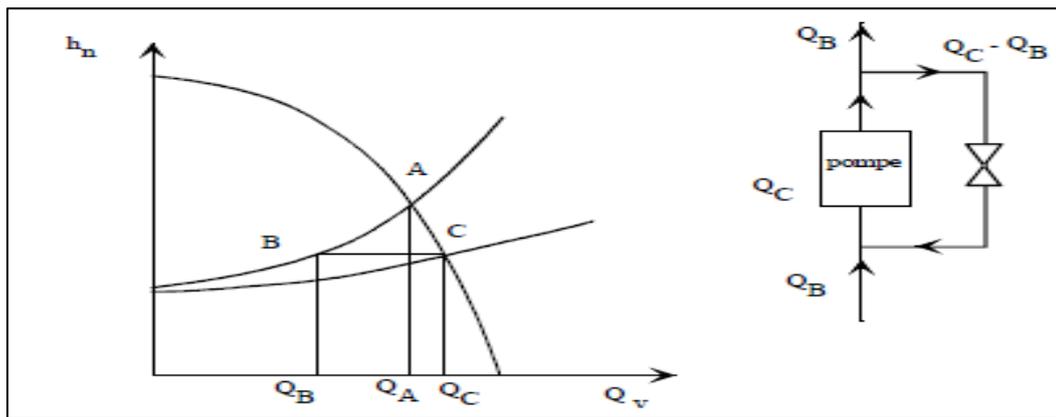


Figure II. 15: Réglage par recirculation.

II.16.3 Réglage par variation de vitesse :

Dans ce cas la caractéristique du circuit change ce qui modifie le point de fonctionnement. Ce type de réglage est très favorable d'un point de vue énergétique puisque pour des points de fonctionnements semblables, le rendement global est quasiment inchangé. Les pompes étant souvent entraînées par des moteurs électriques, le système de réglage de la vitesse de rotation fait appel à des techniques d'ingénierie électrique du type variateur de vitesse, réglage rhéostatique...

II.16.4 Réglage par distributeurs à pales orientables :

Ce type de réglage s'intervient assez souvent pour les ventilateurs axiaux de tailles moyennes ou grandes.

II.17 Conclusion :

Dans ce chapitre on a présenté les différentes théories qui caractérise les pompes centrifuge et qui permet de bien faire le choix de la pompe, en suite nous avons illustre la condition d'association de deux ou de plusieurs pompes pour un fonctionnement en série ou en parallèle, en suite nous avons cité les différents modes de réglage du débit.

Chapitre III

Conception de banc d'essai

Conception de banc d'essai

III.1 Introduction :

Le banc d'essai nous permet d'étudier une seule pompe centrifuge Industrielle ou deux pompes montées soit en série, soit en parallèle. Conçu pour fonctionner en circuit fermé, il constitue un moyen expérimental complet pour l'étude des performances et des caractéristiques des pompes centrifuges, Pour déterminer cette dernière il est nécessaire de mesurer certaines grandeurs qui sont :

- Le débit volumique
- La pression à l'entrée
- La pression à la sortie
- La vitesse de rotation N
- La puissance absorbée par la pompe P_{abs}

III.2 Le banc d'essai et ces équipements :

Le banc d'essai consiste en un circuit (l'aspiration et le refoulement se font dans la même bache d'eau) composés des appareillages suivants :

- Deux moteurs d'entraînement
- Deux pompes identiques
- Un débitmètre volumétrique
- Deux vacuomètres : pour mesurer la pression a la rentrée de la pompe
- Deux manomètres : pour mesurer la pression a la sortie de la pompe
- deux wattmètres : pour mesurer la puissance électrique
- deux tachymètres : pour mesurer le nombre de tour de mouture

La figure suivante m'entre l'emplacement des équipements utiliser dans la construction du banc d'essai

Avec :

1 table ,2 moteur d'entraînement, 3 tachymètre, 4 débitmètre, 5 pompe, 6 manomètre, 7vacuometre, 8 vanne, 9 conduite ,10 pupitre de commande, 11 réservoir, 12 vanne de vidange.

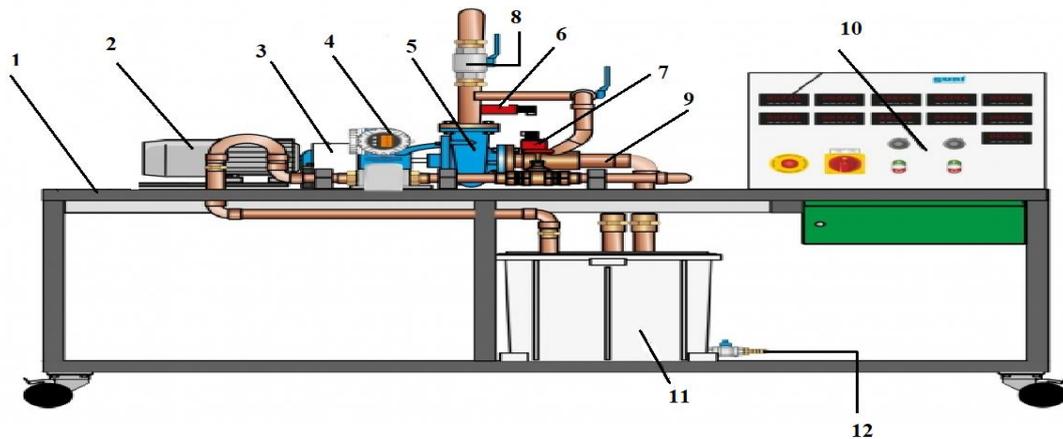


Figure III. 1:les différents éléments du banc d'essai

III.3 le but de banc d'essai :

- Mesure de la hauteur manométrique totale en fonction du débit.
- Mesure de la puissance électrique absorbée en fonction du débit.
- Détermination du rendement hydraulique.

Tracé des courbes caractéristiques.

- Etude comparative de deux pompes en série et en parallèle et voire la déférence entre les deux.

III.4Discription des équipements utilisé :

III.4.1 Un débitmètre volumétrique :

Pour la mesure du débit c'est à dire la quantité de fluide qui traverse une surface donnée par unité de temps, il s'exprime en mètre cube par seconde

III.4.2 : Un vacuomètre :

Pour la mesure de la pression d'aspiration, il est destiné aux mesures de faibles variations de pression et de dépression

III.4.3 : Un manomètre :

Un manomètre est un instrument de mesure de la pression d'un fluide. Il est à noter que celle-ci ne peut être mesurée que par rapport à une pression de référence, en général la pression atmosphérique

III.4.4 Wattmètres :

Instrument de mesure de la puissance électrique, permettant de mesurer la puissance consommée par les deux pompes afin de pouvoir calculer leur rendement global.

III.5.5 Un tachymètre :

Pour mesurer la vitesse elle doit être mesurée en comptant le nombre de tours pendant un intervalle de temps connu.

III.6 plan de banc d'essai est l'installation des équipements :

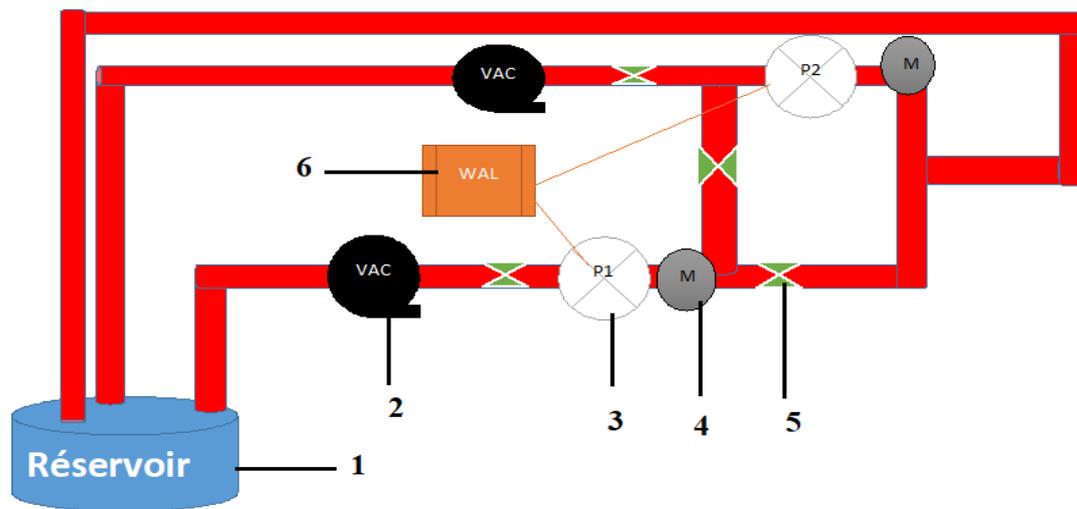


Figure III. 2: emplacement des équipements du banc d'essai.

Avec :

1 : Réservoir 2 : vacuomètre 3 : pompe 4 : manomètre 5 : vanne 6 : wattmètre

III7. Fonctionnement :

Ce banc nous permet d'avoir deux types de fonctionnements soit en série ou en parallèle dans la même installation, et aussi d'étudier les deux pompes séparément, il comporte des éléments qui permettent d'obtenir des mesures avec lesquelles on calcule les différentes caractéristiques de chaque type du fonctionnement.

III. 7.1 Fonctionnement en série :

Pour avoir un fonctionnement de deux pompes en série quand l'orifice de refoulement de la première est relié à l'orifice d'aspiration de la deuxième donc dans notre installation on doit fermer les deux vanne (2 et 4), et ouvrir les deux restantes (1 et 3) Voir la (figure III.3).

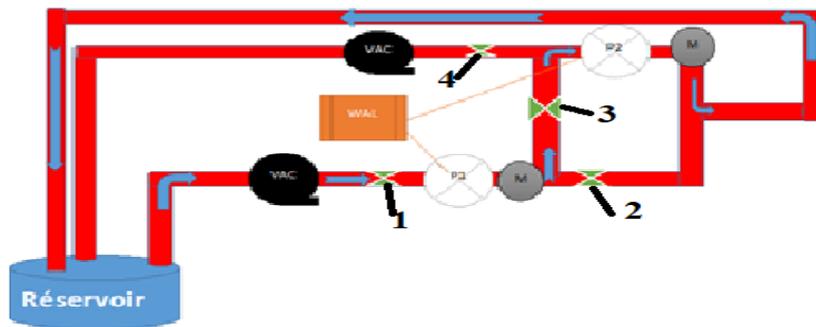


Figure III. 3: Fonctionnement en série: Fonctionnement en série

III.7.2 Fonctionnement en parallèle :

Pour avoir un fonctionnement en parallèle on doit assurer que le fluide aspirer par les deux pompes se refoule dans la même conduite de refoulement ainsi dans notre installation on ferme la vanne (3) et on laisse les autres ouvertes, voir la (figure III.4).

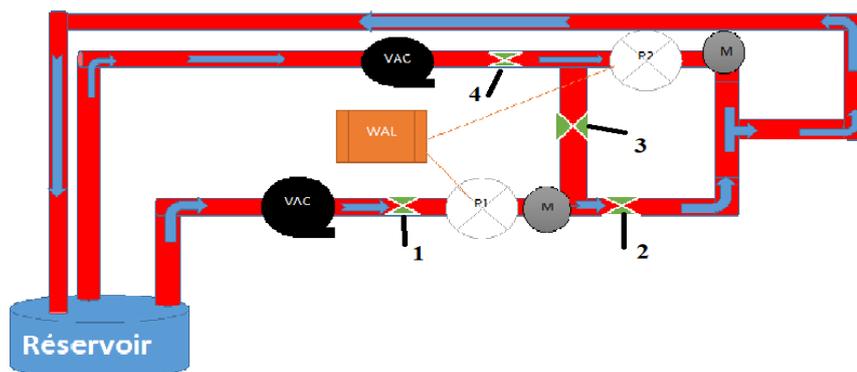


Figure III. 4: Fonctionnement en parallèle

Remarque : le fonctionnement est manuel donc il comporte des risques qui peuvent endommager le matériel, par exemple, la fermeture d'une vanne au moment que la pompe est en marche va causer l'endommagement de la pompe ou de la conduite.

III.8 Automatisation du fonctionnement :

Pour garantir un fonctionnement sécurisé et fiable, on a fait une automatisation du fonctionnement à l'aide du logiciel TIAPORTAL qui est lui-même constitué de deux sous-logiciels

STEP7 : le logiciel STEP 7 Professional fédère toutes les fonctions requises pour concevoir, configurer, programmer, tester, mettre en service et maintenir les systèmes d'automatisation SIMATIC

Le WINCC : est un logiciel pour la création et gestion du pupitre opérateur ou Pupitre de commande qui est formée de plusieurs dispositifs, qui permet à un technicien d'arrêter ou de mettre en marche un ordinateur, un système informatique, de régler et de contrôler son fonctionnement.

III.8.1 programme utilisé :

On a utilisé un programme LADDER qui signifie Ladder Diagram(LD) ou schéma à contacts est un langage graphique très populaire auprès des automaticiens pour programmer les automates programmables industriels. Il ressemble un peu aux schémas électriques, et est facilement compréhensible. L'annexe 1, présente le programme qui gère le fonctionnement de notre banc d'essai.

III.8.2 Pupitre de commande :

Après avoir programmé le fonctionnement sur le logiciel STEP7, on l'a inséré dans le deuxième logiciel (WINCC V13) afin de pouvoir réaliser notre pupitre de commande. et ce dernier est composé de trois modes de fonctionnement :

- **Mode de fonctionnement en série :**

on appuie sur la touche AUTO et la touche vue en série pour avoir un fonctionnement en série automatisé.

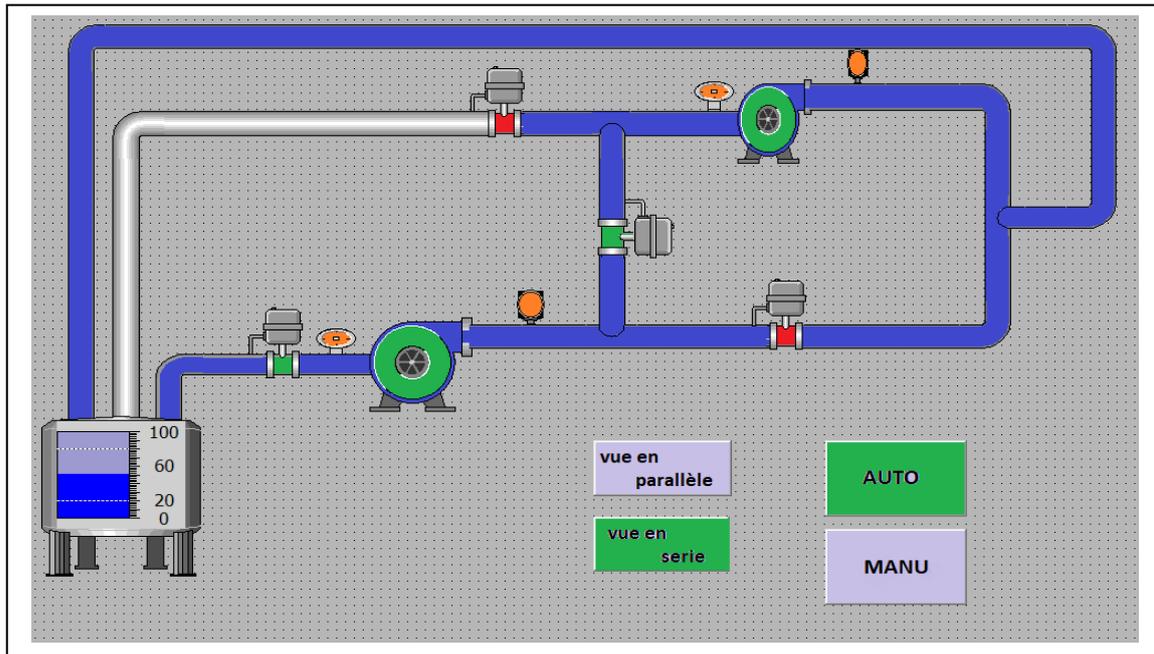


Figure III. 5: Mode de fonctionnement en série.

- Mode de fonctionnement en parallèle :

On appuie sur la touche AUTO et la touche vue en parallèle pour avoir un fonctionnement en parallèle automatiser.

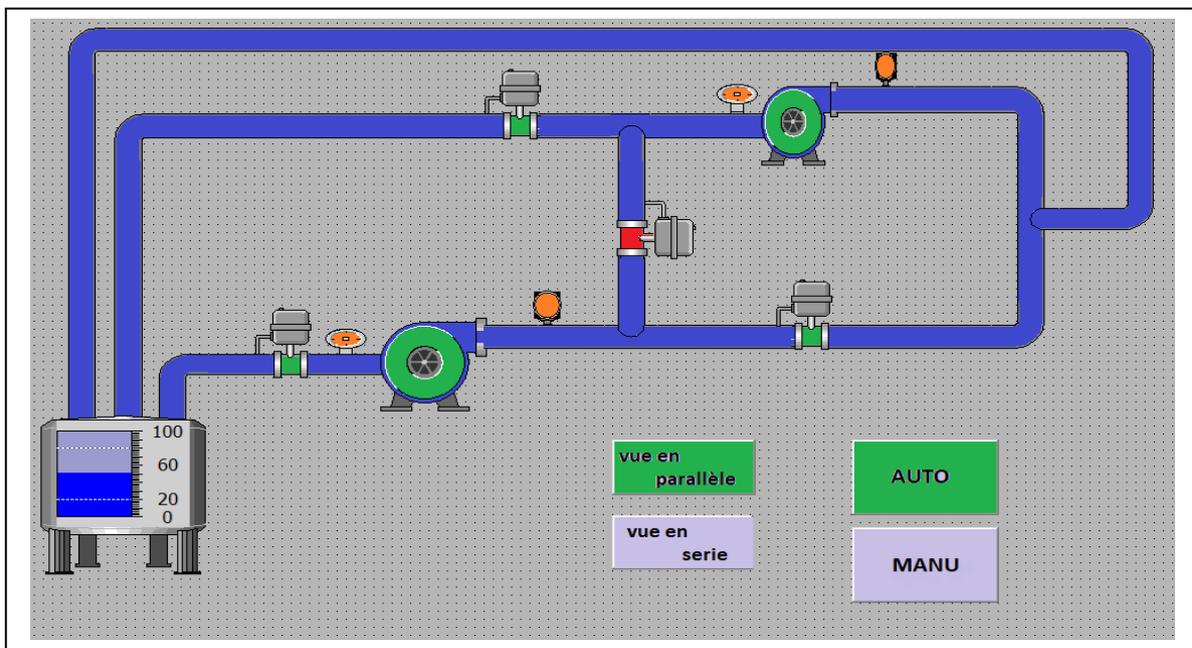


Figure III. 6: Mode de fonctionnement en parallèle

- **Mode de fonctionnement libre:**

On appuie sur la touche MANU, une autre fenêtre s'ouvre pour accéder à des commandes manuelles de chaque élément de notre installation, ce troisième mode nous permet de contrôler le débit total de l'installation et l'étude des deux pompes séparément.

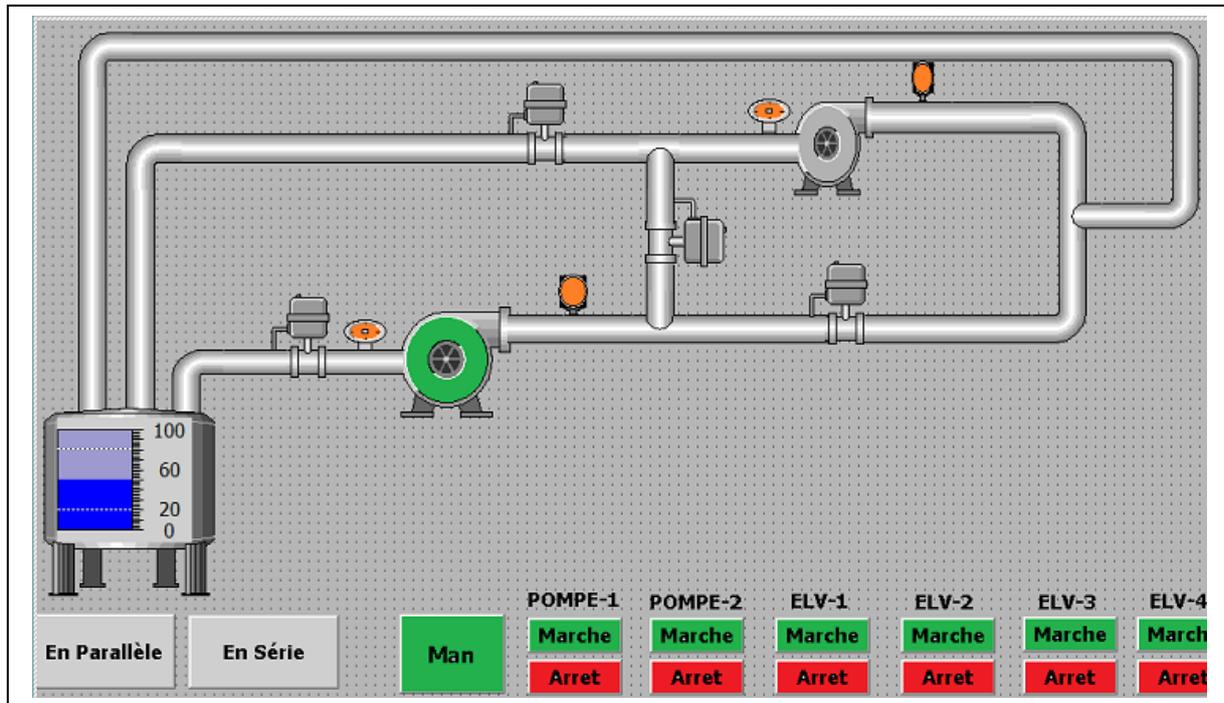


Figure III. 7: mode de commande libre

III.9 Manipulation expérimental

Pour faire une manipulation expérimentale nous devons réaliser le banc d'essai, mais vu le manque de moyen et du temps, nous avons opté pour l'utilisation d'un banc d'essai déjà présents au niveau de hall technologie, qui consiste à déterminer les caractéristiques d'une seule pompe qui porte la plaque signalétique suivante :

Le débit maximal de la pompe	$Q_v \text{ Max } 40 \text{ l/min}$
Hauteur maximal de la pompe	$H_{\text{Max}} 40\text{m}$
Tension nominale de moteur	220v
Fréquence	50Hz
Puissance nominale	0.37kw
Vitesse nominale	2800tr/min
Courant nominale	2.3A
Indice de protection	IP44
Capacité de moteur	10Uf 450 v

Tableau III. 1:plaque signalétique de la pompe

Après les différentes manipulations et calculent nous avons obtenu les résultats suivant :

Qv(m³/s)	0	0,00047	0,00072	0,00086	0,001	0,0014	0,0015	0,0016	0.0018	0,0019	0,0021	0,0022
Hmn(m)	11,30	10,80	10,61	10,31	10,12	9,26	8,98	8,79	8,42	8,24	7,87	7,49
Pe(w)	338	464	493	501	524	567	582	590	601	606	619	639
pu (w)	0	50,01	75,17	87,13	99,33	128,72	139,56	143.82	151,46	157,23	163,06	163,34
Pa (w)	88	214	243	251	274	317	332	340	351	356	369	376
n %	0	23	30	34	36	40	42	42	42	44	44	43

Tableau III. 2:les résultats de l'expérience et de différent calcules.

A partir de ces résultats on peut tracer les courbes caractérisant cette pompe :

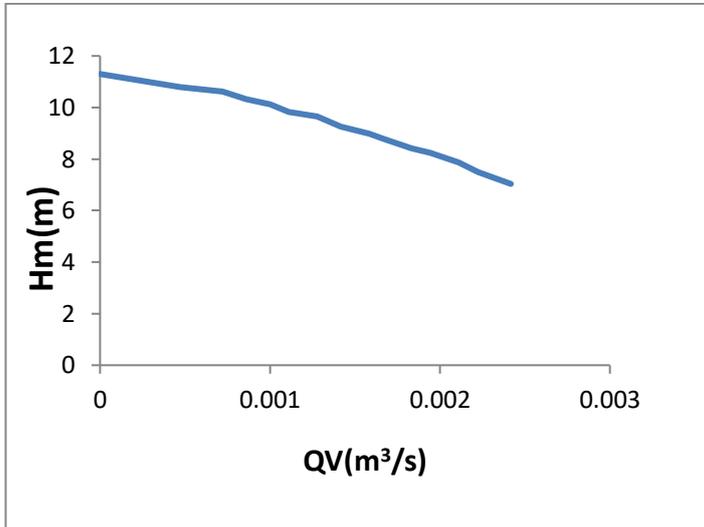


Figure III. 8: Courbe de la hauteur $H_m=f(Q_v)$

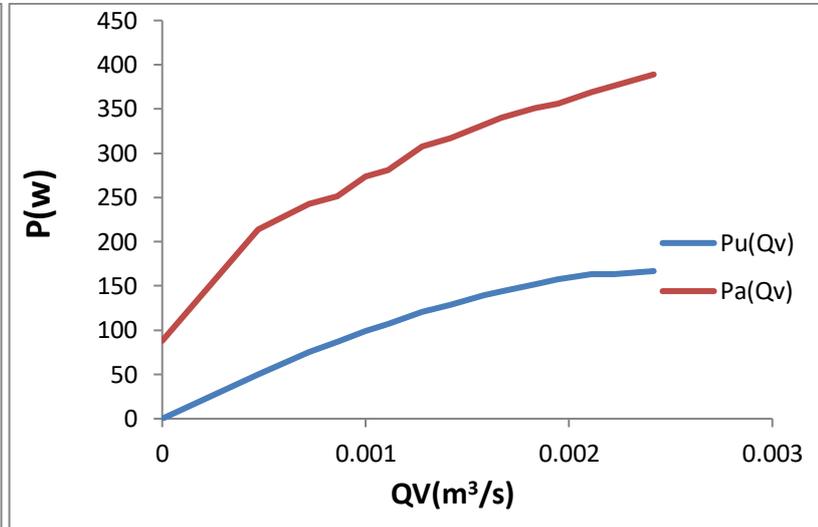


Figure III. 9: Courbe puissance $P=f(Q_v)$.

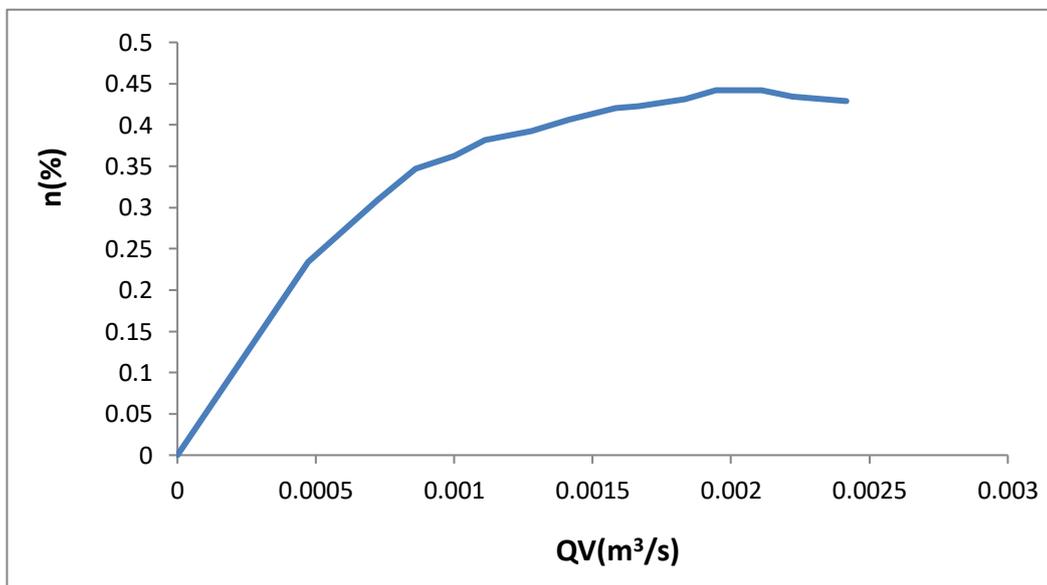


Figure III. 10: Courbe de rendement $n=f(Q_v)$.

III.10 caractéristiques des deux pompes :

En utilisant deux pompes du même modèle décrit et en appliquant la condition d'accouplement des pompes qu'on a expliquée dans le deuxième chapitre, on obtient des nouveaux résultats du fonctionnement des deux pompes en série et en parallèle qui sont présentés comme suite :

III.10.1 fonctionnement en série :

III.10.1.1 La hauteur manométrique :

Exemple : pour un $Q_{vT} = Q_{v1} = Q_{v2} = 0.0022 (m^3 / s)$ $H_{mnT} = 7.49 * 2 = 14.98 (m)$

QvT (m³/s)	0	0,00047	0,00072	0,00086	0,001	0,0014	0,0015	0,0016	0.0018	0,0019	0,0021	0,0022
HmT(m)	22.59	21.59	21.22	20.63	20.25	18.52	17.97	17.59	16.84	16.48	15.74	14.98

Tableau III. 3 calculées de la hauteur manométrique

Ainsi on peut tracer la nouvelle courbe $H_{mnT} = f(Q_{vT})$

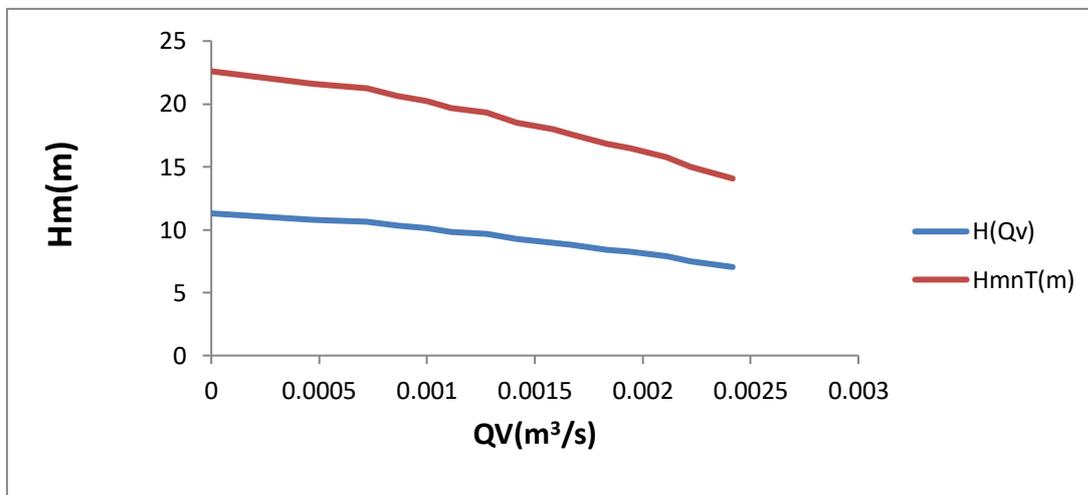


Figure III. 11: courbe $H_{mnT} = f(Q_{vT})$.

III.10.1.2 La puissance utile et absorbé :

Exemple $P_u = \rho \cdot g \cdot H_{mnT} \cdot Q_{vT}$

$P_a = P_e - P_0$

$$P_u = 326.68(w)$$

Avec $P_0 = 250 (w)$

QvT(m³/s)	0	0,00047	0,00072	0,00086	0,001	0,0014	0,0015	0,0016	0.0018	0,0019	0,0021	0,0022
Pu (w)	0	100.03	150.34	174.27	198.66	257.44	279.12	287.64	320.93	314.46	326.14	326.68
Pa (w)	88	214	243	251	274	317	332	340	351	356	369	376

Tableau III. 4:calcul de la puissance utile et absorbée.

Ainsi on peut tracer les courbe $P_u=f(Q_vT)$ et $P_a=f(Q_vT)$ comme suite :

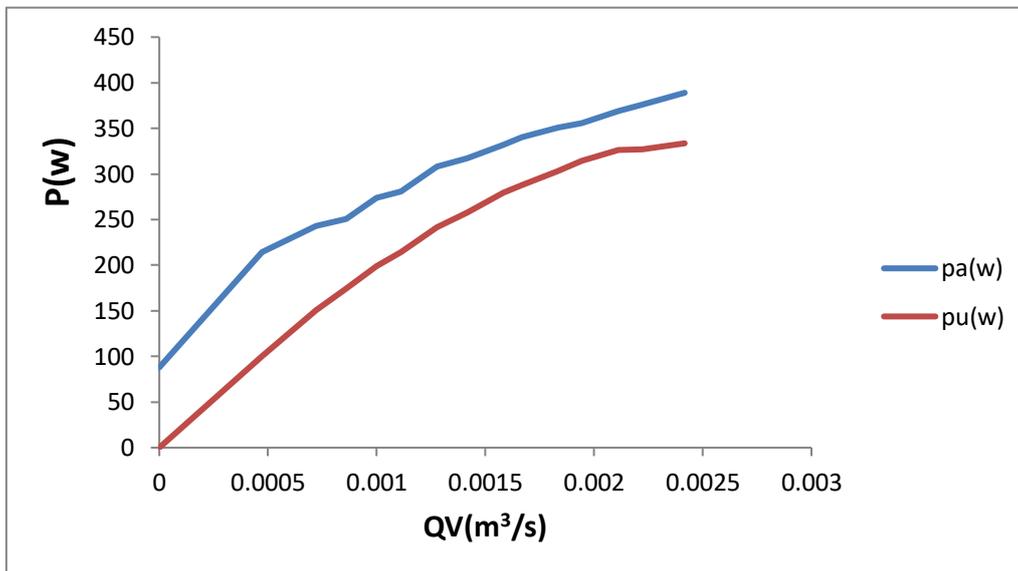


Figure III. 12:courbe P=f(Qv).

III.10.1.3 Le rendement des deux pompes :

$$\eta = \frac{P_u}{P_a} = \frac{287}{340} = 84 \% .$$

Qv (m³/s)	0	0,00047	0,00072	0,00086	0,001	0,0014	0,0015	0,0016	0.0018	0,0019	0,0021	0,0022
n	0	0.46	0.61	0.69	0.72	0.81	0.84	0.84	0.86	0.88	0.88	0.86

Tableau III. 5:calcul du rendement

Ainsi la courbe de rendement du fonctionnement en série est définie comme suite :

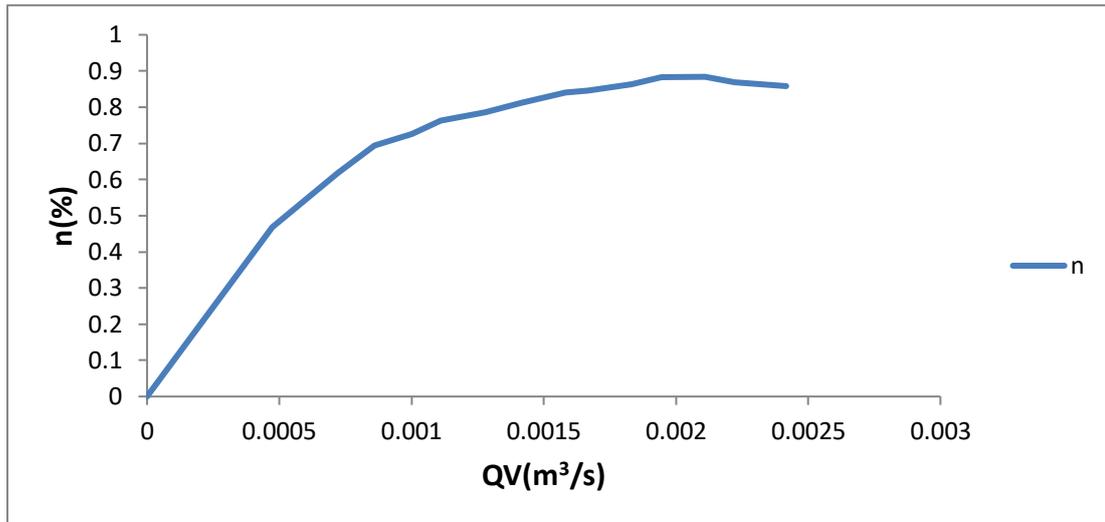


Figure III. 13: courbe n=f(QV).

III.10.2 Fonctionnement en parallèle :

III.10.2.1 La hauteur manométrique :

$$H_{mnT} = H_{mn1} = H_{mn2} \quad Q_{vT} = Q_{v1} + Q_{v2}$$

Exemple : Pour un $Q_{vT} = 0.0022 * 2 = 0.0044 \text{ (m}^3 / \text{s)}$ on aura

$$H_{mnT} = H_{mn1} = H_{mn2} = 7.49 \text{ (m)}$$

QvT (m3/s)	0	0.009	0.0014	0.0017	0.002	0.0028	0.0031	0.0033	0.0036	0.0038	0.0042	0.0044
HmT (m)	11,30	10,80	10,61	10,31	10,12	9,26	8,98	8,79	8,42	8,24	7,87	7,49

Tableau III. 6: Calcul de la hauteur manométrique

Ainsi on peut tracer la nouvelle courbe $H_{mnT} = f(Q_{vT})$

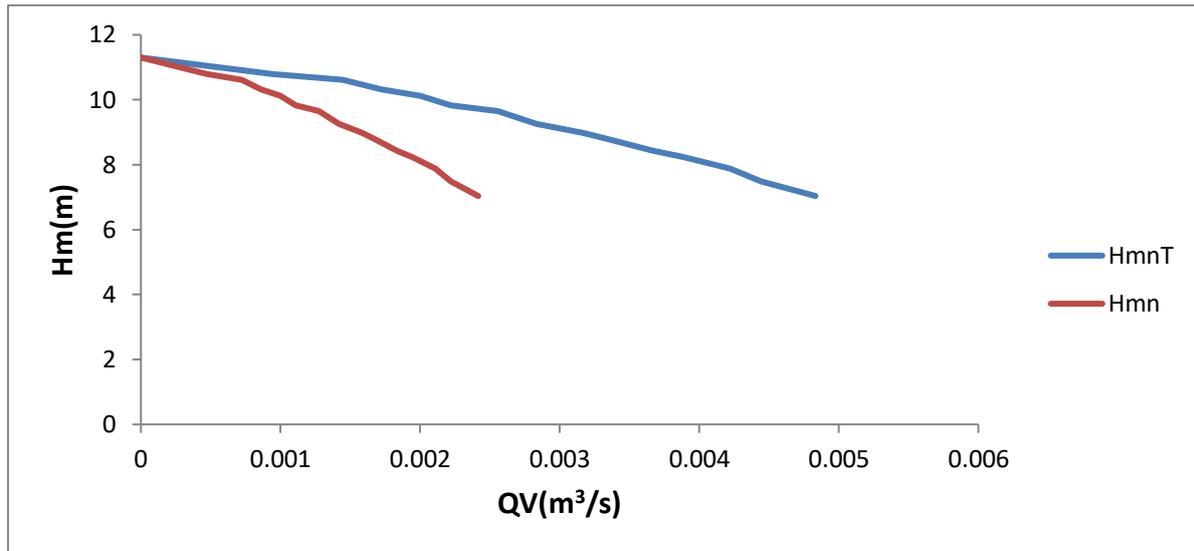


Figure III. 14: courbe \$H_{mnT}=f(Q_v)\$

III.10.2.2 La puissance utile et absorbé :

Exemple $P_u = \rho \cdot g \cdot H_{mnT} \cdot Q_{vT} = 100.17(w)$ $P_a = P_e - P_0$ Avec $P_0 = 250$

\$Q_{vt}\$ (m³/s)	0	0.009	0.0014	0.0017	0.002	0.0028	0.0031	0.0033	0.0036	0.0038	0.0042	0.0044
\$P_u\$ (w)	0	100.03	150.34	174.27	198.66	257.44	279.12	287.64	320.93	314.46	326.14	326.68
\$P_a\$ (w)	88	214	243	251	274	317	332	340	351	356	369	376

Tableau III. 7: La puissance utile et absorbé

Ainsi on peut tracer les courbe \$P_u=f(Q_{vT})\$ et \$P_a=f(Q_{vT})\$ comme suite :

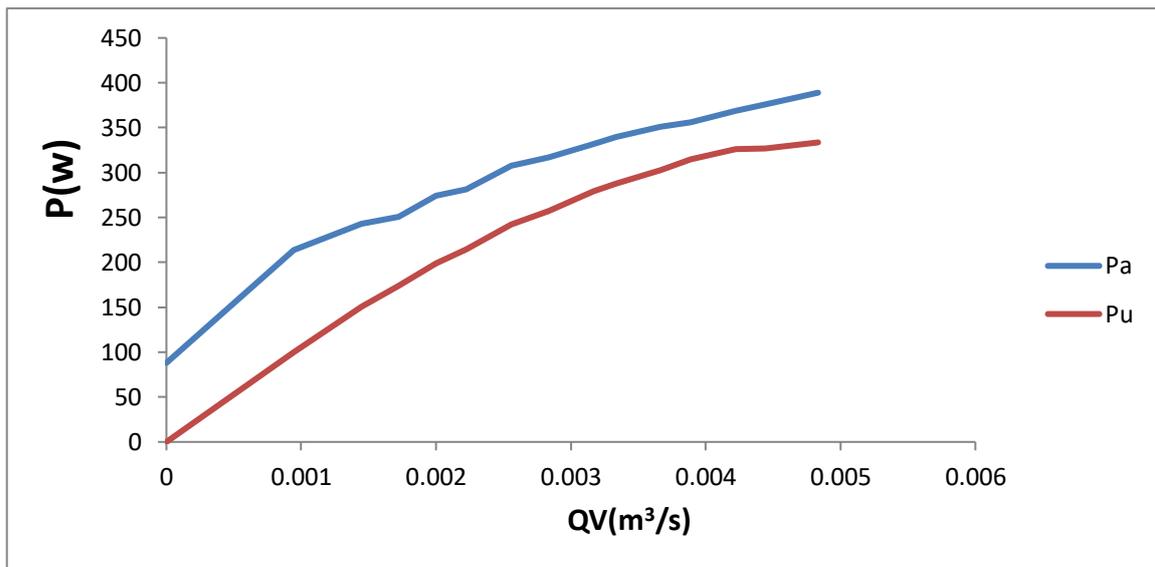


Figure III. 15: courbe P=f(Qv).

III.10.2.3 Le rendement des deux pompes

$$\eta = \frac{P_u}{P_a} = \frac{287}{340} = 84 \%$$

QvT (m ³ /s)	0	0.009	0.0014	0.0017	0.002	0.0028	0.0031	0.0033	0.0036	0.0038	0.0042	0.0044
n	0	0.46	0.61	0.69	0.72	0.81	0.84	0.84	0.86	0.88	0.88	0.86

Tableau III. 8: Calcul du rendement des deux pompes.

A partir de ce rendement calculé, on peut tracer la courbe du rendement pour le fonctionnement des deux pompes installé en parallèle comme suite :

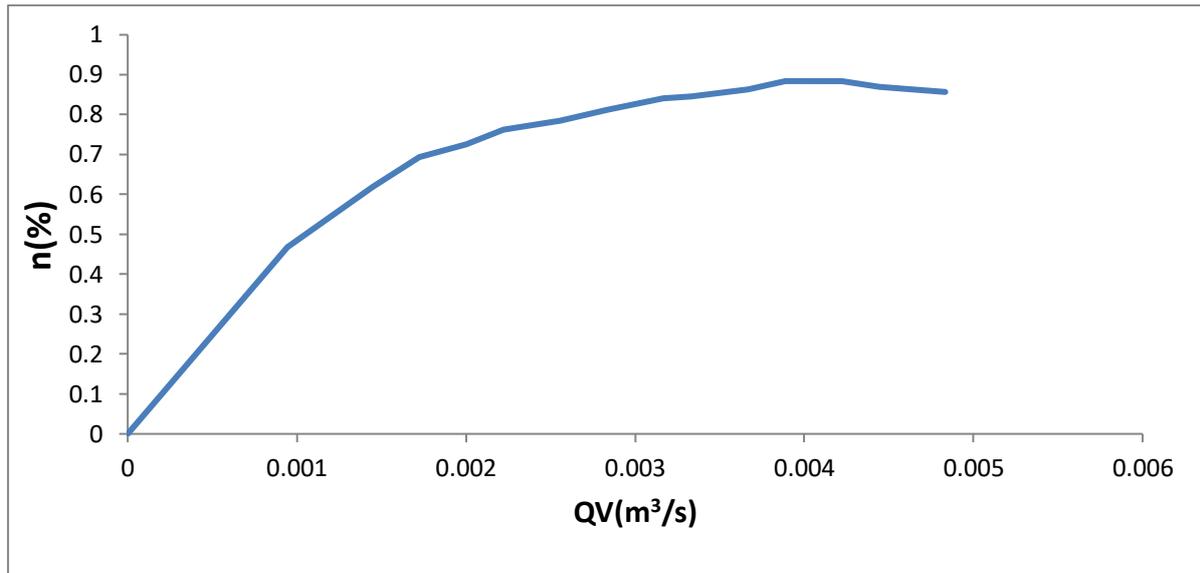


Figure III. 16: courbe n=f(QV).

III.10.3 Le point de fonctionnement :

Le point de fonctionnement de la pompe est déterminé par le point d'intersection de la courbe Hmt=f(qv) de la pompe et de la courbe caractéristique du réseau.

- La longueur des conduites L= 50 m Diamètre $D_a= 50 \text{ mm}$, $D_r= 32 \text{ mm}$.
- Hauteur géométrique HG= 9 m,
- Coefficient des pertes de charge singulière $K=K_a= K_r=8.43$
- Nombre de couds : n=8 couds

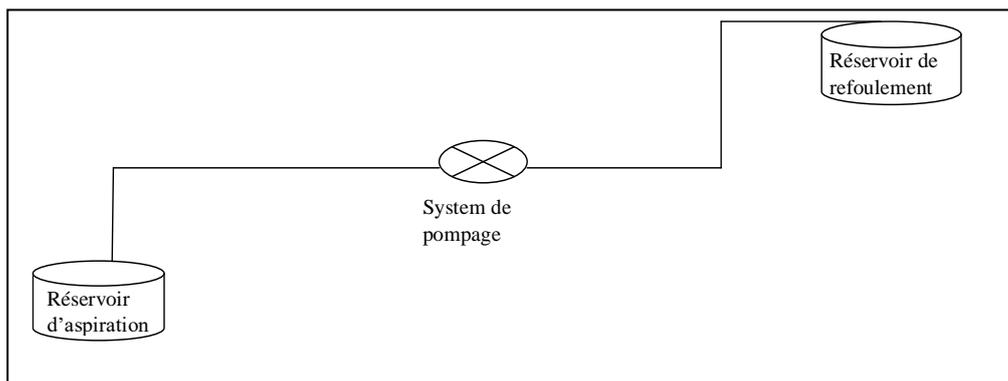


Figure III. 17 : schéma globale de l'installation

- On applique le théorème de Bernoulli entre les deux extrémités (aspiration et refoulement)

$$\frac{1}{2} \rho (V_r^2 - V_a^2) + \rho g (z_r - z_a) + p_r - p_a = \frac{P_h}{qV} - \Delta p_{r_{ar}}$$

Avec

$$v_2^2 = v_1^2 = 0 \text{ m/s}$$

$$p_2 = p_1 = p_{atm}$$

$$z_2 - z_1 = H_G = H_{gr} + H_{ga}$$

$$\rho g H_G = \frac{q_v \cdot \rho g \cdot H_m}{q_v} + \Delta p_{r12}$$

Où :

$$\Delta p_{r12} = \Delta p_{s12} + \Delta p_{L12} = (\kappa_r + \kappa_a) + \frac{\rho v^2}{2} + (\lambda_r + \lambda_a) \frac{\rho v^2 L}{2D}$$

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad \text{et} \quad L = L_r + L_a$$

$$H_m = H_G + \left[\kappa_r + \kappa_a + (\lambda_r + \lambda_a) \frac{L}{D} \right] \frac{8}{(\pi D^2)^2 g}$$

On pose:

$$A = \left[\kappa_r + \kappa_a + (\lambda_r + \lambda_a) \frac{L}{D} \right] \frac{8}{(\pi D^2)^2 g}$$

D'où :

$$H_m = H_G + A Q_v^2$$

- **Calcul du nombre de Reynolds**

- aspiration

$$Re = \frac{V \cdot D}{\nu} = \frac{1.23 \cdot 0.05}{1.31 \cdot 10^{-6}} = 47000$$

$$Re > 2000$$

Le régime est turbulent.

$$\lambda_{as} = 0.316 Re^{-0.25} = 0.0215$$

- refoulement

$$Re = \frac{V.D}{\nu} = \frac{3.006*0.032}{1.31*10^{-6}} = 73438.8$$

$$Re > 2000$$

- Le régime est turbulent.

$$\lambda_{as} = 0.316Re^{-0.25} = 0.0192$$

• **Calcul des pertes de charges**

$$A = \left[\kappa_r + \kappa_a + (\lambda_r + \lambda_a) \frac{L}{D} \right] \frac{8}{(\pi D^2)^2 g} = 125 * 10^4$$

Ainsi la courbe caractéristique du circuit peut être définie comme suite :

- Raccordement En série :

Qv(m ³ /s)	0	0,00047	0,00072	0,00086	0,001	0,0014	0,0015	0,0016	0,0018	0,0019	0,0021	0,0024
Hmc(m)	9	9.278	9.651	9.926	10.249	11.506	12.131	12.469	13.197	13.721	14.565	16.293

Figure III. 18 : tableau de calcul de la hauteur manométrique du circuit

$$H_m = H_G + A Q_v^2 = 9 + 125 * 10^4 * (0.0024)^2 = 16,29 \text{ m}$$

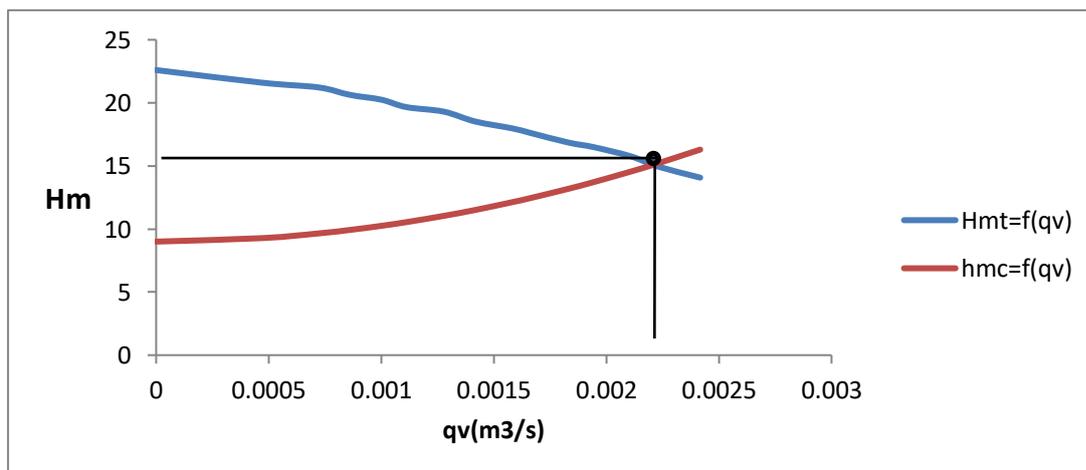


Figure III. 19 : courbe Hmt en fonction de débit avec la courbe de réseau

Le point de fonctionnement de la pompe est l'intersection entre la courbe caractéristique de la pompe et de celle du réseau l'installation en série nous permet

d'obtenir d'environ $2.22 \cdot 10^{-3}$ (m³/s) pour une hauteur de 15.16m

- Raccordement En parallèle :

$$H_m = H_G + A Q_V^2 = 10 + 125 \cdot 10^6 \cdot (0.0048)^2 = 38,17 \text{ m}$$

Q _v (m ³ /s)	0	0.009	0.0014	0.0017	0.002	0.0028	0.0031	0.0033	0.0036	0.0038	0.0042	0.0048
H _{mc} (m)	9	10.114	11.605	12.704	13.995	19.025	21.522	22.875	25.789	27.886	31.262	38.173

Tableau III. 9 : tableau de calcul de la hauteur manométrique du circuit

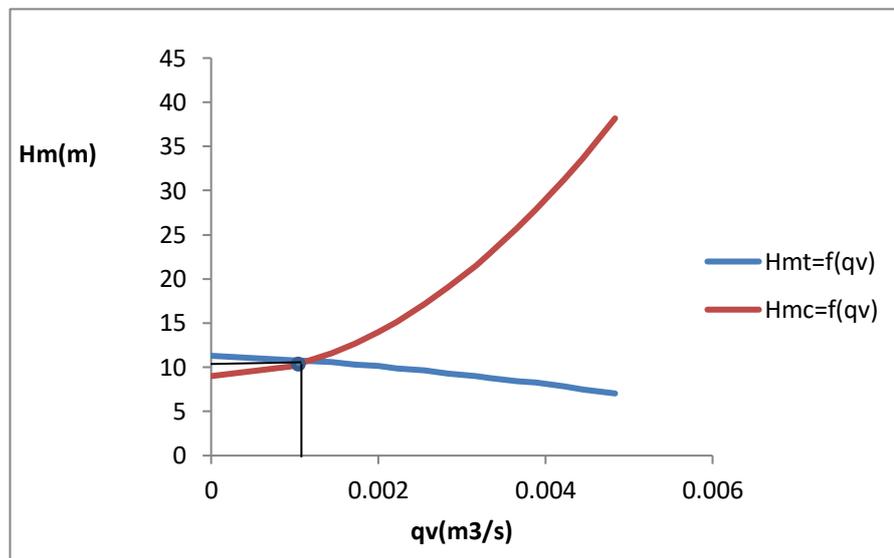


Figure III. 20 courbe Hmt en fonction de débit avec la courbe de réseau.

L'installation en parallèle nous permet d'obtenir d'environ $1.27 \cdot 10^{-3}$ pour une hauteur de 11.04 m ainsi on peut dire que pour ce circuit l'installation en série est plus adéquate afin d'avoir un bon point de fonctionnement.

III.10.4 Discussion des résultats :

A partir des résultats expérimentaux obtenus et graphes établis, nous pouvons prélever les observations suivantes :

III.10.4.1 La hauteur manométrique :

L'analyse des figures II.11 et II.14 montre que la hauteur manométrique est inversement proportionnelle au débit fourni par les deux pompes installées soit en parallèle ou en série. Nous pouvons aussi constater que pour une installation en série le débit reste constant par contre la hauteur manométrique s'ajoute et que pour une installation en parallèle c'est le débit qui s'ajoute par contre la hauteur des deux pompes reste constante.

III.10.4.2 La puissance utile et absorbée :

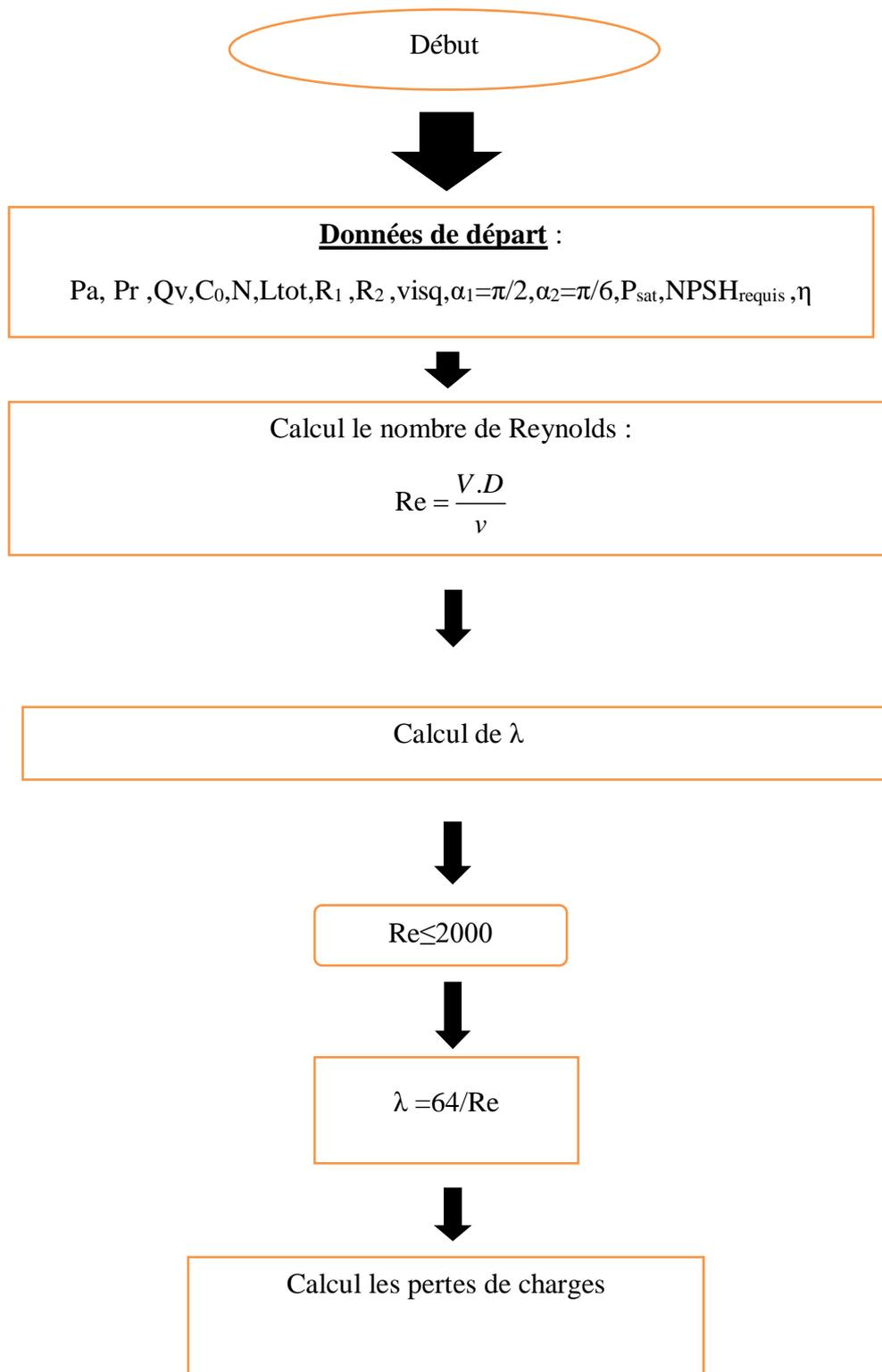
On constate que pour une installation en série ou en parallèle la puissance utile à débit nul est nul, maximale pour un débit maximal et que la puissance absorbée à débit nul est minimale, les deux puissances augmentent proportionnellement avec l'augmentation du débit pompé par les deux pompes.

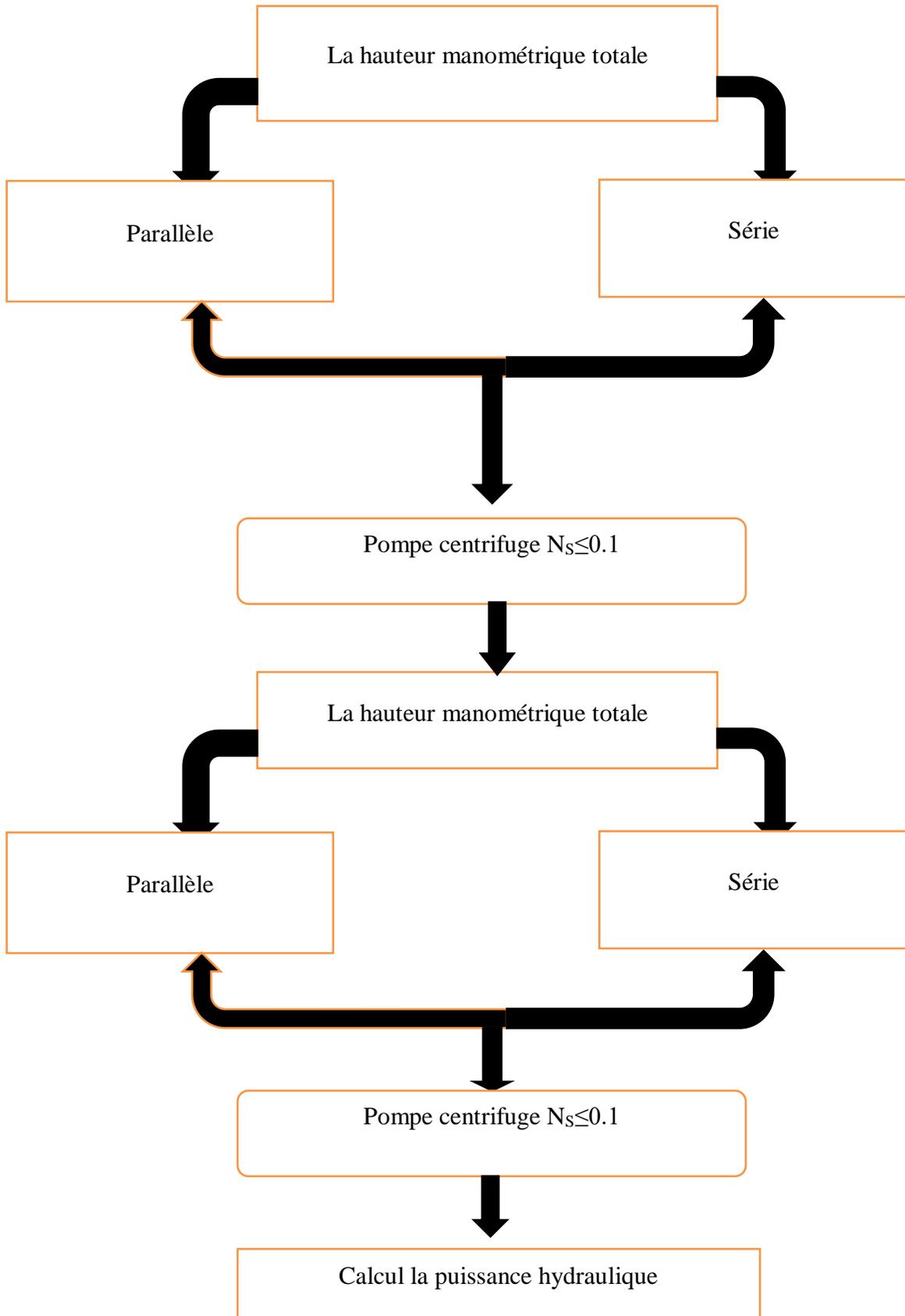
III.10.4 Le Rendement :

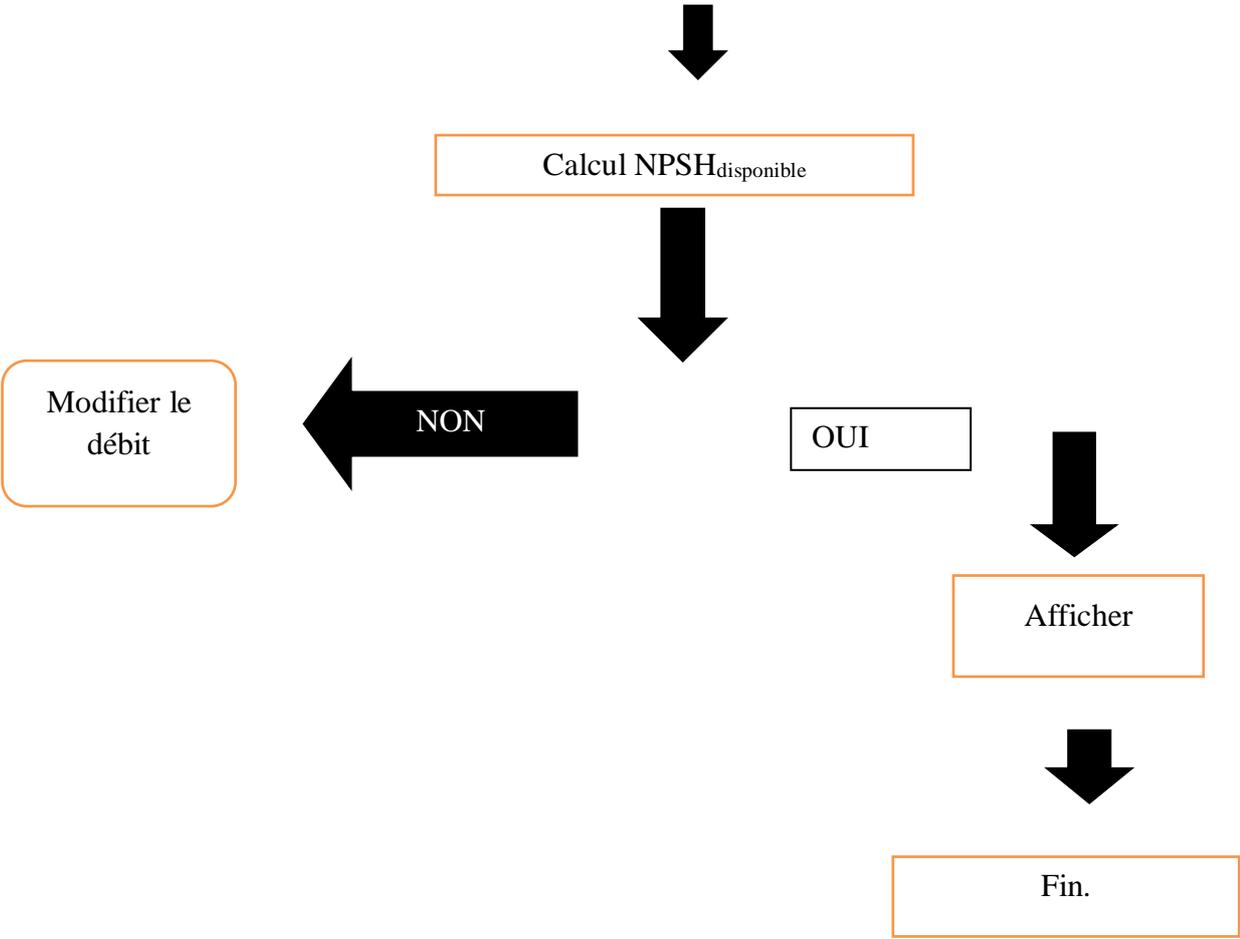
On remarque que pour les deux cas d'installation le rendement est maximal, pour une valeur du débit correspondant à la plage de fonctionnement optimal.

III.11 Programmation des calculs sur MATLAB

A partir du logiciel MATLAB on a fait un script qui facilite les différents calculs afin de pouvoir caractériser une pompe centrifuge, le logigramme ci-dessous présente les différentes étapes de calculs traduites en boucle sur MATLAB (le script est présenté comme annexe).







III.12 Conclusion :

On a consacré ce chapitre à la conception d'un banc d'essai qui nous permet d'étudier et de caractériser des pompes installées en série et en parallèle, il constitue des outils de mesure qui nous permettent de calculer puis tracer les courbes de différents paramètres qu'elles caractérisent.

Dans le but d'avoir un fonctionnement fiable on a eu recours à l'automatisation des différents modes de fonctionnement à l'aide du logiciel TIAPORTAL avec lequel on a réalisé trois modèles de fonctionnement, deux automatisés soit en série ou parallèle selon notre choix et un troisième libre pour avoir un accès direct aux différents réglages pour contrôler le débit ou la hauteur voulus obtenir.

À partir des résultats d'une étude sur une seule pompe centrifuge on a présenté les nouvelles courbes des deux pompes identiques pour les deux fonctionnements.

Pour des calculs fiables et rapides on a conçu un script sur le logiciel MATLAB qu'on a présenté sous forme d'un organigramme qui traduit les différentes étapes des calculs.

Conclusion Générale

Conclusion Générale

Au terme de notre étude, nous pouvons constater et conclure qu'il est très important de définir et d'étudier les caractéristiques d'une pompe centrifuge afin de comprendre leur comportement et voir ces performances et de définir la plage de bon fonctionnement, débit, hauteur, rendement et faire le bon choix.

En premier lieu, nous avons fait un bref rappel sur les généralités des pompes centrifuges. Après nous avons consacré le deuxième chapitre pour étudier cette dernière et ses caractéristiques et comment les calculer, en suite nous avons étudié les deux cas d'installation pour les deux pompes soit en série ou en parallèle.

Cependant le troisième chapitre, nous avons présenté les différents équipements utilisés dans la conception d'un banc d'essai et les appareils qui mesurent les grandeurs qui caractérisent une pompe, à l'aide d'un logiciel « TAIPORTAL » on a fait un programme qui nous assure un fonctionnement automatisé, et un organigramme programmé avec le logiciel « MATLAB » pour nous faciliter le calcul et le tracé des courbes.

Ce qui concerne la partie expérimentale, nous avons réalisé manuellement des expériences sur une pompe centrifuge, à l'aide d'outils disponibles, cette démarche est basée sur la réalisation des essais sur un banc d'essai déjà présent au niveau de la technologie, afin de pouvoir appliquer les théories mentionnées dans le chapitre précédent pour les deux modes de fonctionnement et de tracer la nouvelle courbe de chacun.

Ensuite nous avons construit les courbes caractéristiques de deux pompes, tel que nous avons constaté clairement une différence dans les deux modes de fonctionnement.

D'après l'étude faite on a obtenu les résultats suivants :

La hauteur manométrique maximale pour un fonctionnement en série égale 22.59 m donc deux fois la hauteur manométrique maximale d'une seule pompe et le débit max reste le même 0,0022 m³/s

Le débit max pour un fonctionnement en parallèle égale 0.0044 m³/s donc deux fois le débit d'une seule pompe et la hauteur manométrique maximale reste la même 11.30 m

Le rendement égale 0.88 dans les deux cas et la puissance, utile et absorbé égale double d'une seule pompe

D'après ces résultats on peut dégager les remarques et les conclusions dont les plus importants sont :

Pour faire un bon choix d'une pompe il faut bien déterminer ces caractéristiques et sont

Point de fonctionnement Le couplage en série nous donne un débit constant (égale à débit d'une seule pompe) et une hauteur double que le couplage en parallèle et atteint sa valeur maximale pour un débit nul (vanne fermée) Par contre le couplage en parallèle nous donne une hauteur constante et un double débit pour une hauteur minimale qu'en couplage en série Le rendement reste toujours le même dans les deux installations Les puissances absorbées et utile doublé dans les deux cas.

Références Bibliographiques

Références bibliographiques

- [1]. Jan KRYSINSKI, « Turbomachines Théorie Générale », OPU Ben AKnoun (Alger) ,1986.
- [2]. CARLIER, M. (1968). Machines hydrauliques. France : ENGRFE.P 25, 32,48.
- [3]. LENCASTRE, Armando. (1999) .Hydraulique générale. Paris : Eyrolles. P 128,147.
- [4]. AID .H et YOUNCI. K, étude comparative de la pompe centrifuge LVZ 125/300/3 et ses arbres d'accouplements, 2010.
- [5]. SAHLI.Y Etude expérimentale de la cavitation sur une pompe axiale ,2001/2002.
- [6]. REGIS JOULIÉ "Mécanique des fluides appliquée", Ed. Ellipses, Paris, 1998.
- [7]. THIEMO. D Reconstitution de la documentation technique d'une station d'essais et de simulations hydrauliques 2003.
- [8]. Daniel. B (énergétique des machines), Ecole d'Ingénieurs Centre de Recherche Département Energétique Industrielle IMT Lille Douai, 2018.
- [9]. LIMAM .M, BENHAMMAMI. « Étude de comparaison énergétique d'un groupement de pompe a fluide incompressible en série et en parallèles»2019.
- [10]. BEN SALAHEDDINE F, OUAHRANI .H mise au point d'un banc d'essai d'une motopompe centrifuge 2017/2018.
- [11]. Mr BENLABIOD. B Etude comparative 'Equation d'Euler' Dimensionnelle Et Expérimentale. Cas d'une pompe centrifuge radiale de POVAL, 2014
- [12]. Les Pompes, TOTAL Manuel de Formation : EXP-PR-EQ070 Révision 0.1, Dernière Révision : 13/04/2007.
- [13]. HYDRAULIQUE pour le génie des procédés, lien : <http://gpip.cnam.fr>, fondation unit, université numérique ingénierie et technologie.
- [14]. thèse : « méthode de calcul et dimensionnement d'une pompe centrifuge » département : génie mécanique, option construction mécanique, promotion, 2000.
- [15]. Mémoire, «la simulation numérique d'un écoulement », 2017, université Abderrahmane Mira de Bejaia.

[16]. Aidli Abdelkrim et Aissani youba, mémoire « Étude et réalisation d'un banc d'essai sur les pompes centrifuges », Université de Bejaia, 2017.

[17]. Livre, « Les Principes des mesures: pressions, débits, niveaux, températures », Michel Capot.

ANNEXES

Annexe A : scripte

```
clc ; clear all ; close all ;
```

```
m=input('donner le nombres de points ; m=');
Qv=input('donner les valeurs [] de Qv ;Qv=');
NPSHdisp=zeros(1,m);
Re=zeros(1,m);
lambda=zeros(1,m);
C1=zeros(1,m);
C2=zeros(1,m);
ht=zeros(1,m);
Hm=zeros(1,m);
Hmt=zeros(1,m);
Hl=zeros(1,m);
Hs=zeros(1,m);
Ns=zeros(1,m);
Qvp=zeros(1,m);
n=zeros(1,m);
```

```
%les données de départ
```

```
k=2;
np=2;
n=2;
Pvac=input('donner les valeurs [] de la pression a laspiration ;Pvac=')
Pman=input('donner les valeurs [] de la pression au refoulement ;Pman=')
R2=input('donner le rayon de la sortie de la pompe (m) ;R2=')
D1=input('donner le diametre de la conduite (m) ,D1=')
D2=input('donner le diametre de la conduite (m) ,D2=')
Ltot=input('donner la longueur totale (m) ,Ltot=')
N=input('donner la vitesse de rotation (tr/min),N=')
R1=input('donner le rayon d'entrée de la pompe (m),R1=')
psat=input('donner la pression de saturation (Pa) ,psat=')
ha=input('donner la hauteur d'aspiration (m),R1=')
Pabs=input('donner les valeurs [] de la puissance absorbé ;Pabs=')
Patm=1.013*10^5;
alpha1=pi/2 ;
alpha2=pi/6 ;
visq=1.79*10^-3 ;
C0=0;
rho=1000 ;
ks=2.593;
g=9.81 ;
NPSHrequis=input('donner la pression de saturation NPSHrequis ,NPSHrequis=')
disp('choisir parmi les cas suivants')
```

```

disp('montage en série|1|')
disp('montage en parallèle|2|')
choix=input('entrer votre choix :')
switch choix
case 1
for i=1:1:m
qv=Qv(i)*2;
%calcul les vitesses
C1(i)=(4*Qv(i))/(pi*(D1^2));
C2(i)=(4*Qv(i))/(pi*(D2^2));
%calcul nombre de reynolds

Re(i)=(4*Qv(i))/(pi*D1*visq);
if (Re<2000)
disp('le régime est laminaire')
lambda(i)=64/Re(i);
else
disp('le régime est turbulent')
lambda(i)=0.3164*(Re(i)^(-0.25));
end

%calcul les pertes de charge singulier
hs(i)=(ks*(C1(i)^2))/(2*g);
%calcul les pertes de charge linéaires
hl(i)=(((lambda(i))*Ltot*(C1(i)^2))/(2*D1*g));
%calcul les pertes de charge totale
ht(i)= hs(i)+hl(i);

%CALCUL LA HAUTEUR MANOMÉTRIQUE
Pa(i)=Patm+Pvac(i);
Pr(i)=Patm+Pman(i);
Hm(i)=((Pr(i)-Pa(i))/(rho*g))+(((C2(i)^2)-(C1(i)^2)/2)*g);
Hmt(i)= Hm(i)
%calcul la puissance hydraulique
Pu(i)=rho*g*Qv(i)*Hmt(i);
for j=1:1:6
%calcul du LNPSHdisp pour la pompe 1
NPSHdisp(j)=(Patm/(rho*g))-(psat/(rho*g))+ha-ht(i);
if (NPSHdisp(j)>=NPSHrequis)
disp('il n y a pas un risque de cavitation')
else
disp('il y a un risque de cavitation')
end
end
%calcul du LNPSHdisp pour la pompe 2
for j=2
NPSHdisp(j+1)=(Patm/(rho*g))-(psat/(rho*g))+ha-ht(i);
if (NPSHdisp(j+1)>=NPSHrequis)

```

```

        disp('il n y a pas un risque de cavitation')
    else
        disp('il y a un risque de cavitation')
    end
    %calcul du rendement
    n(i)=Pu(i)/Pa(i);
end
end
case 2
for i=1:1:m
    qv=Qv(i);
    %calcul les vitesses
    C1(i)=(4*Qv(i))/(pi*(D1^2));
    C2(i)=(4*Qv(i))/(pi*(D2^2));
    %calcul nombre de reynolds
    Re(i)=(4*Qv(i))/(pi*D1*visq);
    if (Re<2000)
        disp('le régime est laminaire')

        lambda(i)=64/Re(i);
    else
        disp('le régime est turbulent')
        lambda(i)=0.3164*(Re(i)^(-0.25));
    end

    %calcul les pertes de charge singulier
    hs(i)=(ks*(C1(i)^2))/(2*g);
    %calcul les pertes de charge linéaires
    hl(i)=(((lambda(i))*Ltot*(C1(i)^2))/(2*D1*g));
    %calcul les pertes de charge totale
    ht(i)= hs(i)+hl(i);

    %CALCUL LA HAUTEUR MANOMÉTRIQUE
    Pa(i)=Patm+Pvac(i);
    Pr(i)=Patm+Pman(i);
    Hm(i)=((Pr(i)-Pa(i))/(rho*g))+(((C2(i)^2)-(C1(i)^2)/2)*g);
    Hmt(i)=Hm(i)*2;
    %calcul la puissance hydraulique
    Pu(i)=rho*g*qv(i)*Hmt(i);
    for j=1:1:6
        %calcul du LNPSHdisp pour la pompe 1
        NPSHdisp(j)=(Patm/(rho*g))-(psat/(rho*g))+ha-ht(i);
        if (NPSHdisp(j)>=NPSHrequis)
            disp('il n y a pas un risque de cavitation')
        else
            disp('il y a un risque de cavitation')
        end
    end
end
end

```

```

    %calcul du NPSHdisp pour la pompe 2
    for j=2
        NPSHdisp(j+1)=(Patm/(rho*g))-(psat/(rho*g))+ha-ht(i);
        if (NPSHdisp(j+1)>=NPSHrequis)
            disp('il n y a pas un risque de cavitation')
        else
            disp('il y a un risque de cavitation')
        end
        %calcul du rendement
        n(i)=Pu(i)/Pa(i);
    end
end
end

%les resultats
Hm
Hmt
C1
C2
Pu
NPSHdisp
n

%La figures
figure(1)

plot(Qv,Hmt,'-')
xlabel('Qv(m3/s)')
ylabel('Hmt(m)')
title('la hauteur manometrique total en fonction du debit')

figure(2)
plot(Qv,Hm,'-')

xlabel('Qv(m3/s)')
ylabel('Hm(m)')
title('la hauteur manometrique en fonction du debit')

figure(3)
plot(Qv,Pu,'-')
xlabel('Qv(m3/s)')
ylabel('Pu(w)')
title('la puissance utile en fonction du debit')

figure(4)
plot(Qv,Pabs,'-')
xlabel('Qv(m3/s)')
ylabel('Pabs(w)')

```

```
title('la puissance absorbée en fonction du debit')
```

```
figure(5)
```

```
plot(Qv,n,'-')
```

```
xlabel('Qv(m3/s)')
```

```
ylabel('n(%))')
```

```
title('le rendement en fonction du debit')
```

Résumé

La pompe est une machine hydraulique qui sert à déplacer les liquides d'une région de basse pression vers une zone de haute pression, Les pompes centrifuges sont largement utilisées en raison de leur fonctionnement relativement simple et de leur prix abordable. Elles sont destinées à accroître l'énergie du liquide qui les traverse sous forme potentiel, en augmentant sa pression, elle transforme la puissance mécanique du moteur électrique en une puissance hydraulique fournie au fluide, Nous présentons dans notre travail le principe de fonctionnement de deux pompes centrifuges installer en série et en parallèle sur un banc d'essai afin de pouvoir identifier les différentes caractéristiques ainsi les principes de mesures des différentes grandeurs caractéristiques, En vue d'améliorer les performances du banc d'essai nous avons eue l'idée d'automatiser son fonctionnement avec le logiciel TIAPORTAL en utilisant un langage LADER afin d'éviter les nombreux endommagements qu'on peut provoquer manuellement, et en ce qui concerne la certitude des résultats calculer on a utilisé un scripte sur MATLAB qui calcule puis trace les courbes qui caractérise les deux fonctionnements en série et en parallèle.

Abstract

Centrifugal pumps are widely used because of their relatively simple operation and affordable price. They are intended to increase the energy of the liquid that passes through them in potential form, by increasing its pressure; it transforms the mechanical power of the electric motor into hydraulic power supplied to the fluid. In our work, we present the operating principle of two centrifugal pumps installed in series and in parallel on a test bench in order to identify the different characteristics as well as the principles of measurement of the different characteristic magnitudes In order to improve the performance of the test bench we had the idea to automate its operation with the TIAPORTAL software using a LADER language to avoid the numerous damages that can be caused manually, and regarding the certainty of the calculated results we used a script on MATLAB that calculates and then draws the curves that characterize the two operations in series and in parallel.