



الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
La République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي والبحث العلمي
Ministère de L'Enseignement Supérieur & la Recherche Scientifique
جامعة عبد الحميد بن باديس - مستغانم
Université Abdel Hamid Ben Badis – Mostaganem
كلية العلوم والتكنولوجيا
Faculté des Sciences et de la Technologie
قسم الهندسة الميكانيكية
Département Génie Mécanique



N° d'ordre : M...../GM/2019

MEMOIRE DE FIN D'ETUDE MASTER ACADEMIQUE

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Energétique

Thème

**ETUDE DE COMPARAISON ENERGETIQUE D'UN
GROUPEMENT DE POMPES A FLUIDE INCOMPRESSIBLE :
EN SERIE ET EN PARALLELES**

Présenté par :

- ❖ LIMAM Mansouria
- ❖ BENHAMMAMI Nadia

Soutenu le 06/07 / 2019 devant le jury composé de :

Président	Dr. A.FLITTI	Université de Mostaganem UMAB
Examineur	Dr. B.MEDJAHED	Université de Mostaganem UMAB
Encadreur	Dr. A.GUERMAT	Université de Mostaganem UMAB

Année Universitaire : 2018 / 2019

Remerciement

Nous tenons tout d'abord à remercier Dieu le tout puissant et miséricordieux, qui nous a donné la force et la patience d'accomplir ce Modeste travail.

Nous tenons à exprimer toute ma reconnaissance à notre encadreur Dr: "Abdelkader GUERMAT". Nous le remercions de nous avoir encadré, de son précieux conseil et son aide durant toute la période du travail.

Nous adressons nos sincères remerciements aux membres du jury "Dr B. MEDJAHED" et "Dr A.FLITTI" pour l'intérêt qu'ils ont porté à notre recherche en acceptant d'examiner notre travail et de l'enrichir par leurs propositions.

Nos vifs remerciements vont également à tous les professeurs de notre parcours licence et master

Nous remercions nos très chers parents, qui ont toujours été là pour nous . « Vous avez tout sacrifié pour vos enfants n'épargnant ni santé ni efforts. Vous nous avez donné un magnifique modèle de labeur et de persévérance. Nous sommes redevables d'une éducation dont nous sommes fiers ».

Nous remercions nos frères et sœurs pour leur encouragement. Nos vifs remerciements et très spécialement à BOUSMAT Abderrahmane qui a toujours été là pour nous.

À tous ces intervenants, nous présentons nos remerciements, notre respect et notre gratitude.

Dédicaces

Nous dédions ce modeste travail qui représente des longues années d'études, et que nous espérons qu'il soit à la hauteur de nos efforts à toutes nos familles.

D'abord nos chers pères et nos tendres mères qui ont toujours signé présent à chaque instant de notre vie, aussi à nos sœurs et frères.

Nous dédions aussi ce projet à tous ce qui nous est très chers et qui nous ont apporté une aide précieuse que nous ne serions jamais oubliés.

MANSOURIA, NADIA

Liste des tableaux

N°	Titres	Pages
(I-01)	Pression de vapeur saturante de l'eau	09
(II-01)	Type de pompe en fonction des paramètres hydrauliques Q et Hmt	20
(II-02)	Type de pompe et domaine d'utilisation recommandé	22
(III-01)	Calcul de nombre de Reynold	33
(III-02)	Calcul des pertes de charge linéaires	34
(III-03)	Calcul de la hauteur manométrique total	35
(III-04)	Calcul de la vitesse de rotation spécifique	35
(III-05)	Calcul de la puissance hydraulique	36
(III-06)	Calcul des vitesses	36
(III-07)	Calcul des pressions	37
(III-08)	vérification de la cavitation dans la 1 ^{ère} pompe	37
(III-09)	vérification de la cavitation dans la 2 ^{ème} pompe	39
(III-10)	calcul de nombre de Reynold	40
(III-11)	calcul des pertes de charge linéaires	40
(III-12)	calcul de la hauteur manométrique total	41
(III-13)	Calcul de la vitesse de rotation spécifique	41
(III-14)	Calcul de la puissance hydraulique	42
(III-15)	Calcul des vitesses	42
(III-16)	Calcul des pressions	42
(III-17)	vérification de la cavitation	43
(III-18)	Les résultats de MATLAB de 04 pompes montées en série et en parallèle en variant le débit volumétrique	44
(III-19)	Les résultats de MATLAB de 06 pompes montées en série et en parallèle en variant le débit volumétrique.	47
(III-20)	Les résultats de MATLAB de 08 pompes montées en série et en parallèle en variant le débit volumétrique.	50

Liste des figures

N°	Titres	Pages
(I-01)	Schéma d'une pompe hydraulique	05
(I-02)	Pompe centrifuge	06
(I-03)	Pompe volumétrique à disque excentré	06
(I-04)	Fonctionnement de quelques types de pompe volumétrique	07
(I-05)	Evolution de la vitesse et de la pression dans la pompe	08
(I-06)	schémas présente la cavitation dans les pompes	10
(I-07)	Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit	14
(I-08)	Courbes caractéristiques : rendement et puissance en fonction de débit	14
(I-09)	Courbes caractéristiques de NPSH en fonction de débit	15
(II-01)	Point de fonctionnement d'une pompe	23
(II-02)	Schémas d'un couplage des deux pompes en série	23
(II-03)	Courbe hauteur en fonction du débit des deux pompes en série	23
(II-04)	Schémas d'un couplage des deux pompes en parallèle	25
(II-05)	Courbe caractéristique de la hauteur en fonction du débit des deux pompes en parallèle	25
(III-01)	Organigramme des étapes de calculs	32
(III-02)	Eléments ou étapes d'un réseau de distribution (circuit)	33
(III-03)	Les triangles des vitesses	36
(III-04)	la relation H_m en fonction de q_v ($n = 4, N = 2000$ tr/min)	45
(III-05)	la relation Ph en fonction de q_v ($n = 4, N = 2000$ tr/min)	45
(III-06)	la relation NPSH en fonction de q_v ($n = 4, N = 2000$ tr/min)	46
(III-07)	la relation H_m en fonction de q_v ($n = 6, N = 2000$ tr/min)	48
(III-08)	la relation Ph en fonction de q_v ($n = 6, N = 2000$ tr/min)	48
(III-09)	la relation NPSH en fonction de q_v ($n = 6, N = 2000$ tr/min)	49
(III-10)	la relation H_m en fonction de q_v ($n = 8, N = 2000$ tr/min)	51
(III-11)	la relation Ph en fonction de q_v ($n = 8, N = 2000$ tr/min)	51
(III-12)	la relation NPSH en fonction de q_v ($n = 8, N = 2000$ tr/min)	52

Liste des abréviations

D : diamètre en mètre (m)

h ou Z : hauteur en mètre (m)

g : accélération due à la pesanteur (m/s^2)

V ou C: vitesse en mètre sur seconde (m/s)

q_v : Débit volumique en mètre cube par seconde (m^3/s)

N : vitesse de rotation en tours par minute (tr/min)

N_s : la vitesse spécifique de rotation en tour par minute (tr/min)

P : pression en bar ou en Pascale (Pa)

ΔP : la différence de pression en Pascale (Pa)

H_m : hauteur manométrique en mètre (m)

H_{mt} : hauteur manométrique total en mètre de colonne de liquide (mcL)

L : longueur en mètre (m)

J : les pertes de charge en mètre (m)

ρ : la masse volumique en kilogramme par mètre cube (kg/m^3)

NPSH : Net Positive Suction Head

λ : le coefficient de perte de charge linéaire

k : le coefficient de perte de charge singulière

Re : le nombre de Reynold

Ph : la puissance hydraulique (W)

ν : la viscosité cinématique (m^2/s)

Table des matières

Remerciement.....	II
Dédicace.....	III
Liste des tableaux.....	IV
Liste des figures.....	V
Liste des abréviations.....	VI
Table des matières	VII
Introduction générale.....	2

Partie théorique

Chapitre 01 : généralités sur les pompes

I.1. Introduction	4
I.2. Définition	4
I.3. Classification des pompes	5
I.4. Fonctionnement d'une pompe	6
I.4.1. Pompe volumétrique	6
I.4.2. Turbopompe	7
I.5. Cavitation dans les pompes	8
I.5.1. définition	8
I.5.2. Charge nette à l'aspiration N.P.S.H (Net Positive Suction Head)	9
I.5.3. Cavitation locale	9
I.5.4. Cavitation globale	10
I.5.5. Exemple de calcul de NPSH disponible	12
I.6. Les caractéristiques d'une pompe	13
I.6.1. Les courbes caractéristiques de la pompe	13
I.7. Sécurité de la pompe	15
I.7.1.Sécurité avant de mettre la pompe en marche	15
I.7.2.Sécurité de la pompe pendant le fonctionnement	15
I.8. les fluides	16

Chapitre 02 : Modes de couplage des pompes

II.1. Introduction	18
II.2. Eléments de base pour le calcul des pompes	18
II.3. Point de fonctionnement	18

II.4. Utilisation de catalogues de constructeurs : choix de pompe	20
II.4.1. Choix de type de pompe en fonction des paramètres hydrauliques Q et Hmt	20
II.4.2. Choix de type de pompe en fonction de conditions particulières d'utilisation	20
II.5. Couplage des pompes (montage)	22
II.5.1. Couplage des pompes en série	22
II.5.2. Couplage des pompes en parallèle	24
II.6. Conditions de couplage en série et en parallèle des pompes	27

Partie pratique

Chapitre 03 : Calculs et résultats

III-1. Introduction	30
III-2. Organigramme des étapes de calculs sous le logiciel MATLAB.....	31
III-3. exemple d'un calcul simple	33
III-4: présentation des résultats du programme	42
Conclusion générale	53
Bibliographie	55
Résumé	56

Introduction générale

L'histoire des pompes hydrauliques a commencé au 1er siècle en Chine. Et au XVIIe siècle les pompes modernes ont été développées. De nos jours, l'utilisation des pompes diesel et électriques peuvent avoir des débits très élevés et des pressions très élevées plus de 400 bars suivant les besoins de l'utilisateur.

Le principe de la pompe est apparu lorsque le besoin en eau nécessaire à la survie de l'homme l'obligea à trouver un système de transport de cette eau, du puits ou de la rivière à son habitat. L'homme utilisa d'abord l'énergie musculaire pour le transport de cette eau. Plus la distance et la quantité en eau augmentaient, il avait besoin de beaucoup d'énergie. Les techniques de pompage ont dépassé les limites initiales de leur domaine d'application. Les pompes sont passées du simple transport de l'eau et des divers fluides liquides à la transmission de la puissance mécanique. Leurs caractéristiques principales sont entre autres le débit et la pression.

Dans ce travail, nous avons pour objectif de faire une étude comparative entre un montage série et un montage parallèle de deux pompes hydrauliques. La pompe facilite le transport d'un fluide d'un point A vers un point B. Dans la pratique de l'hydraulique, il arrive souvent qu'une seule pompe ne soit pas en mesure de fournir, en fonctionnement normal, les valeurs spécifiques de pression et de débit. Pour obtenir ces valeurs typiques, on doit monter deux ou plusieurs pompes en série. Ceci est comparable à une mise en série ou en parallèle.

Nous avons opté pour une méthode déductive. Nous procédons premièrement à une étude bibliographique. Nous présentons la théorie sur les pompes, leurs caractéristiques, leur structure, leur principe de fonctionnement et les différents montages et leurs conséquences..

Le présent travail comprend trois chapitres en dehors de l'introduction et la conclusion générales. Les deux premiers constituent ce que nous venons d'appeler l'étude bibliographique. Le premier chapitre donne les généralités sur les pompes. Le deuxième consiste les modes de couplage des pompes. Le troisième chapitre, quant à lui, présente les résultats de calcul. Nous y confrontons la théorie.

Chapitre 01 :

Généralités sur les pompes

I.1. Introduction :

On appelle turbomachine un appareil dont le rôle est d'assurer un échange d'énergie mécanique entre un débit permanent de fluide et rotor tournant à vitesse constante autour d'un axe [1].

Selon le sens de l'échange d'énergie, la turbomachine est appelée :

- Génératrice : lorsqu'elle communique de l'énergie au fluide (Ex : pompe centrifuge), donc elle doit être nécessairement accouplée à une autre machine jouant un rôle de moteur (moteur électrique, moteur diesel, turbomachine réceptrice).
- Motrice : lorsqu'elle en reçoit de l'énergie du fluide (Ex : turbine à vapeur) pour entraîner une machine génératrice (alternateur ou turbomachine génératrice).

Les turbomachines se subdivisent en : pompes, compresseurs, ventilateurs ou soufflantes, selon la nature liquide ou gazeuse du fluide véhiculé et sa compressibilité. Dans le cas des pompes et des ventilateurs, la variation de son volume massique est nulle ou négligeable au cours de la traversée de la machine et l'on dit alors que le fluide se comporte de manière incompressible ; il n'en est pas de même dans le cas des soufflantes, où sa compressibilité intervient [1].

Les pompes sont, après les moteurs électriques, les machines le plus banalement utilisées aussi bien sur le plan industriel que dans le domaine domestique. Dans la plupart des cas, il s'agit de pompes de construction courante pour lesquelles l'utilisateur peut trouver les renseignements et les indications concernant ce matériel dans les catalogues de constructeurs [1].

Cependant l'utilisation doit avoir une connaissance générale du fonctionnement des pompes afin d'effectuer le bon choix de la machine.

Il faut surtout éviter le gaspillage d'énergie qui dû à l'utilisation des pompes mal adaptées aux installations [1].

I.2. Définition :

Une pompe est une machine hydraulique qui aspire et refoule un liquide (l'eau, l'huile, l'essence, les liquides alimentaires, etc...) D'un point à un endroit voulu [2].

La pompe est destinée à élever la charge du liquide pompé.

La charge ou l'énergie est la somme de trois catégories d'énergie :

- Energie cinétique.
- Energie potentielle.
- Energie de pression.

C'est donc un appareil génère une différence de pression entre l'entrée et la sortie de la machine. L'énergie requise pour faire fonctionner une pompe dépend :

- Des propriétés du fluide : la masse volumique, la viscosité dynamique,
- Des caractéristiques de l'écoulement : la pression, la vitesse, le débit volume, la hauteur,
- Des caractéristiques de l'installation : la longueur des conduites, le diamètre et la rugosité absolue [2].

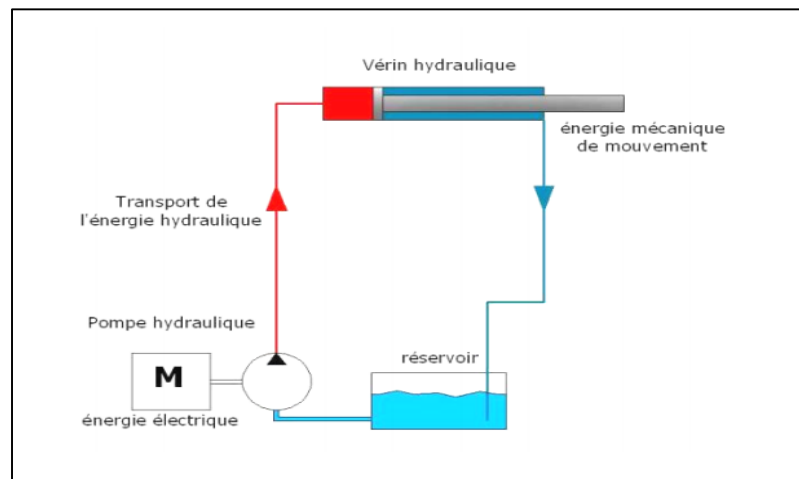


Figure (I-01) : schéma d'une pompe hydraulique

I.3. Classification des pompes :

Suivant les modes des déplacements des liquides à l'intérieur des pompes, on classe ces dernières en deux grandes familles :

- Les turbopompes,
- les pompes volumétriques.

L'utilisation d'un type de pompes ou d'un autre dépend des conditions d'écoulement du fluide. De manière générale, si on veut augmenter la pression d'un fluide on utilisera plutôt les pompes volumétriques, tandis que si on veut augmenter le débit on utilisera plutôt les pompes centrifuges [3].

Dans les turbopompes une roue, munie d'aubes ou d'ailettes, animée d'un mouvement de rotation, fournit au fluide de l'énergie cinétique dont une partie est transformée en pression, par réduction de vitesse dans un organe appelé récupérateur [3].

Dans les pompes volumétriques, l'énergie est fournie par les variations successives d'un volume raccordé alternativement à l'orifice d'aspiration et à l'orifice de refoulement (grand encombrement) [3].



Figure (I-02): Pompe centrifuge



Figure (I-03): Pompe volumétrique à disque excentré

I.4. Fonctionnement d'une pompe :

Le fonctionnement d'une pompe consiste à produire une différence de pression entre la région d'aspiration et la région de refoulement au moyen de l'organe actif (piston, roue, ...etc.) de la pompe. Du point de vue physique, la pompe transforme l'énergie mécanique de son moteur d'entraînement en énergie hydraulique [4].

I.4.1. Pompe volumétrique :

Une pompe volumétrique se compose d'un corps de pompe parfaitement clos à l'intérieur duquel se déplace un élément mobile rigoureusement ajusté. Ce déplacement est cyclique. Pendant un cycle, un volume de liquide pénètre dans un compartiment avant d'être refoulé. Une pompe volumétrique est constituée :

- d'un corps fixe ou stator.
- D'un ou de plusieurs éléments mobile participant au déplacement de fluide à l'intérieur de la pompe.
- D'autres éléments mobiles destinés à mettre en mouvement les éléments précédents.

Pour ce type de pompe l'entrée et la sortie sont non communicantes grâce à une étanchéité interne, ainsi les fuites seront minimales et les pressions importantes.

Une pompe volumétrique fonctionne en prélèvement en un volume V_0 du fluide contenu dans la conduite d'arrivée pour l'emprisonner dans un espace avant de le pousser vers la sortie de pression. La dépression que se prélèvement provoque fait que le fluide se mette en mouvement vers la pompe et fait de la pompe volumétrique une pompe auto-amorçante [4].



Figure (I-04) : Fonctionnement de quelques types de pompe volumétrique [4]

I.4.2. Turbopompe :

On peut décomposer le fonctionnement en deux étapes :

- **L'aspiration :**

Le liquide est aspiré au centre du rotor par une ouverture appelée distributeur dont le rôle est de conduire le fluide depuis la conduite d'aspiration jusqu'à la section d'entrée du rotor [3].

La pompe étant amorcée, c'est à dire pleine de liquide, la vitesse du fluide qui entre dans la roue augmente et par conséquent la pression dans l'ouïe diminue et engendre ainsi une aspiration et maintient l'amorçage [3].

- **L'accélération :**

Le rotor transforme l'énergie mécanique appliquée à l'arbre de la machine en énergie cinétique. A la sortie du rotor, le fluide se trouve projeté dans la volute dont le but est de collecter le fluide et de le ramener dans la section de sortie. La section offerte au liquide étant de plus en plus grande, son énergie cinétique se transforme en énergie de pression [3].

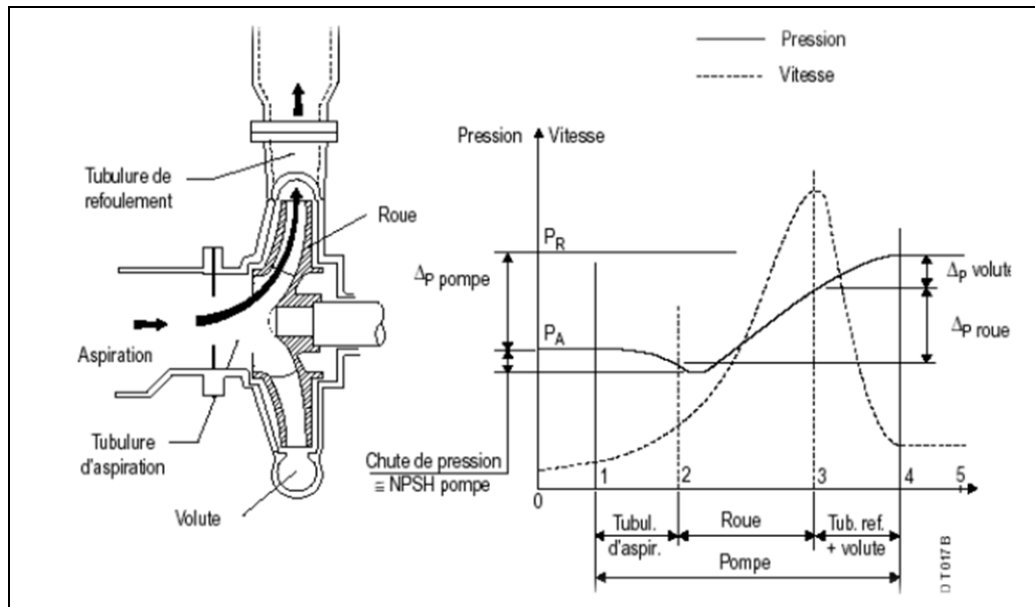


Figure (I-05): évolution de la vitesse et de la pression dans la pompe [3]

I.5. Cavitation dans les pompes:

I.5.1. Introduction :

- La cavitation d'une machine se caractérise par la formation de bulles ou de poches de vapeur dues à l'ébullition provoquée par une chute brutale de la pression locale.
- Lorsque la pression du fluide devient égale à la tension ou pression de vapeur saturante P_{sat} , un phénomène d'ébullition sous faible pression à température ordinaire se produit alors une bulle de vapeur se forme.
- Ce phénomène risque de se produire si pour Hg donnée on augmente trop la hauteur d'aspiration (H_a).
- La cavitation dans une turbomachine est caractérisée par l'apparition de bruits et de vibrations, et il en résulte une chute considérable des caractéristiques et une altération de la turbomachine (érosion des aubes) si celle-ci cavité durant un temps assez important [5].

T (°C)	P _{sat} (kpa)
0	0.611
10	1.227
20	2.337
30	2.242
40	7.357
50	12.34
60	19.92
70	31.16
80	47.35
90	70.11
100	101.33

Tableau (I-01) : Pression de vapeur saturante de l'eau

I.5.2. Charge nette à l'aspiration N.P.S.H (Net Positive Suction Head) :

La cavitation d'une pompe se produit dans la zone où la dépression est maximale [5].

- On peut alors appliquer le théorème de Bernoulli entre l'entrée de la pompe et un point M (où la dépression est maximale, en général proche du bord d'attaque sur l'extrados de l'aube [5].

I.5.3. Cavitation locale :

- D'après l'équation, on conclue que la pression p_B diminue quand ω augmente \rightarrow lorsque $p_B = p_{sat}$, il y a formation de bulle de vapeur.

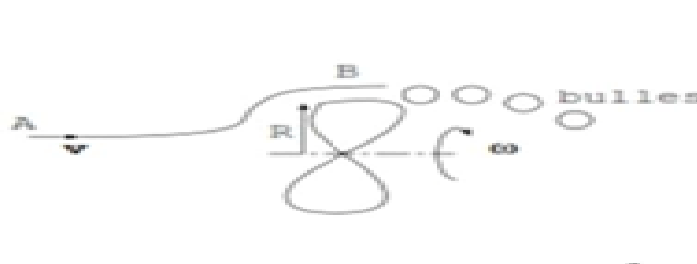


Figure (I-06) : schémas présente la cavitation dans les pompes [5]

$$p_A + \rho \frac{V^2}{2} \cong p_B + \rho \frac{C_e^2}{2} \quad (1)$$

$C_e = R \omega$ et $V \ll C_e$, donc

$$p_B \cong p_A - \rho \frac{(R\omega)^2}{2} \quad (2)$$

- Les bulles de vapeur sont transportées par l'écoulement et dès qu'elles arrivent dans une zone où la pression est légèrement supérieure à p_{sat} , elles implosent en des temps très brefs (microsecondes).
- Pour une bulle de 1 mm de rayon, cela correspond à une vitesse locale du fluide de l'ordre de 1 km/s ! Les vitesses sont donc très grandes au voisinage du point d'implosion et on enregistre des variations de pression de quelques centaines de bars. Les parois sont soumises à des efforts énormes et des coups de bélier très destructeurs → faire travailler les turbomachines dans des conditions où il n'y a pas d'apparition de cavitation [5].

I.5.4. Cavitation globale :

- Lorsque la pompe n'est pas en charge ou en charge, il arrive qu'au point A d'entrée, $p(A) = p_{sat}$. Dans ce cas, il y a cavitation globale à l'entrée de la pompe.
- Lorsque la pompe n'est pas en charge ou en charge, il arrive qu'au point A d'entrée, $p(A) = p_{sat}$. Dans ce cas, il y a cavitation globale à l'entrée de la pompe.
- La notion de N.P.S.H permet de mieux dimensionner la hauteur d'aspiration qui est d'une grande importance quand :
 - ❖ Le liquide est volatil ou à température élevée.
 - ❖ Le liquide est stocké sous vide.
 - ❖ Un bon fonctionnement de la pompe est caractérisé par la NPSH qui sert à définir la pression nécessaire à l'entrée de la roue pour avoir en tout point du fluide (y compris à l'intérieur de la pompe) une pression supérieure à p_{sat} de façon à éviter la cavitation.
- Cette NPSH est donnée par le constructeur sous l'appellation $NPSH_{requis}$. Elle tient compte de la chute de pression que subit le fluide lors de son accélération à l'entrée de la roue.
- La $NPSH_{requis}$ est le supplément minimal de pression qu'il faut ajouter à p_{sat} au niveau de l'entrée de la pompe pour avoir $p(M) > p_{sat}, \forall M$ à l'intérieur de la pompe → en conclusion, la pompe fonctionne correctement si :

$$p_{tE} \geq p_{sat} + NPSH_{requis} \quad (3)$$

- Qui peut s'écrire aussi :

$$NPSH_{requis} \leq p_{tE} - p_{sat} \quad (4)$$

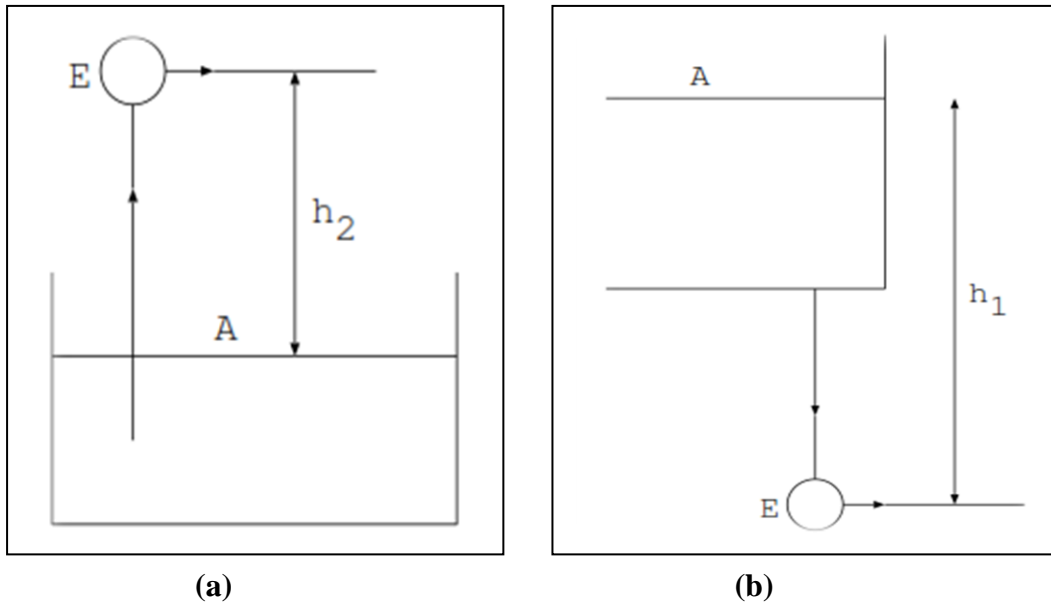
- où $NPSH_{requis}$ est donné par le constructeur et $(p_{tE} - p_{sat})$ est la $NPSH_{disponible}$, calculé à partir de l'installation.

P_{tE} est la pression totale à l'entrée de la pompe [5].

$$P_{tE} = P_E + \frac{1}{2}V_E^2 \quad (5)$$

I.5.5. Exemple de calcul de NPSH disponible :

Il existe deux configurations d'aspiration du fluide par une pompe (a) et (b) :



- Appliquons le théorème de Bernoulli entre A et E:

$$P_A + \rho \cdot g \cdot Z_A + \frac{1}{2}\rho V_A^2 = P_E + \rho \cdot g \cdot Z_E + \frac{1}{2}\rho V_E^2 - \Delta P_{conduite} \quad (6)$$

- Le plus souvent $V_A \ll V_E$, donc :

$$P_{tE} = P_E + \frac{1}{2}\rho V_E^2 = P_A + \rho g(Z_A - Z_E + \Delta P_{conduite}) \quad (7)$$

- On a $NPSH_{dis} = P_{tE} - P_{sat}$, et si on divise cette dernière par ρg , on obtient une expression qui fait intervenir les charges :

$$NPSH_{disp} (m) = H_A - h_{sat} + Z_A - Z_E + \Delta H_{conduite} \quad (8)$$

Ou :

$$H_A = \frac{P_A}{\rho g} + h_{sat} = \frac{P_{sat}}{\rho g} \quad (9)$$

- ✓ $\Delta H_{conduite}$ représente les pertes de charge dans la conduite.
- ✓ Si $P_A = P_{atm}$, alors au niveau de la mer, $H_A = 10.33 m$ et à $1500 m$, $H_A = 8.6 m$.

- ✓ h_{sat} est en fonction de la température [5].

Remarque

- Si la cavitation apparaît, parmi les solutions existantes on injecte des bulles d'air en petite quantité dans le fluide → ces bulles compressibles servent d'amortisseurs et permettent l'élimination de bruits et de vibrations.
- Si le NPSH disponible est insuffisant, on peut :
 - Diminuer la température pour abaisser h_{sat} .
 - Diminuer les pertes de charge $\Delta H_{conduite}$ en augmentant la section des tuyaux et en ouvrant les vannes.
 - Augmenter $h_1 = z_A - z_E$.
 - Diminuer $h_2 = |z_A - z_E|$.
 - Diminuer la vitesse de rotation de la pompe [5].

I.6. Les caractéristiques d'une pompe :

Les constructeurs fournissent les caractéristiques des pompes en fonction du débit (souvent en m^3/h) pour des conditions données (nature du liquide, vitesse du moteur pour une pompe centrifuge ou fréquence et course du piston pour une pompe à membrane). Une caractéristique de pompe dépend uniquement de la construction de la pompe.

Les caractéristiques fournies sont la hauteur manométrique totale, la puissance consommée par le moteur (kW), le rendement et le N.P.S.H._{req}.

La hauteur manométrique (H_{mt}) permet le choix de la pompe pour une courbe de réseau imposée.

Le N.P.S.H._{req} permet en fonction des caractéristiques du circuit d'aspiration de connaître la valeur limite de débit avec laquelle la pompe peut fonctionner sans risque de cavitation.

Le rendement renseigne sur la zone de débit où le rendement est plus élevé : ainsi, il peut être économiquement avantageux de se placer à un débit plus faible (si bien sûr celui-ci n'est pas imposé par le procédé) en augmentant artificiellement la perte de charge sur le circuit de refoulement ('utilisation d'une vanne de réglage').

La puissance consommée pour un débit donné permet de connaître le coût de fonctionnement de la pompe [6].

I.6.1. Les courbes caractéristiques de la pompe :

Une pompe est toujours fournie par le constructeur avec une série de courbes caractéristiques pour une vitesse de rotation donnée. On cite:

- Courbe caractéristique : Hauteur - Débit.
- Courbe caractéristique : Rendement, Puissance - Débit.
- Courbe caractéristique : NPSH – Débit [7].

a) **Courbe caractéristique hauteur – débit :**

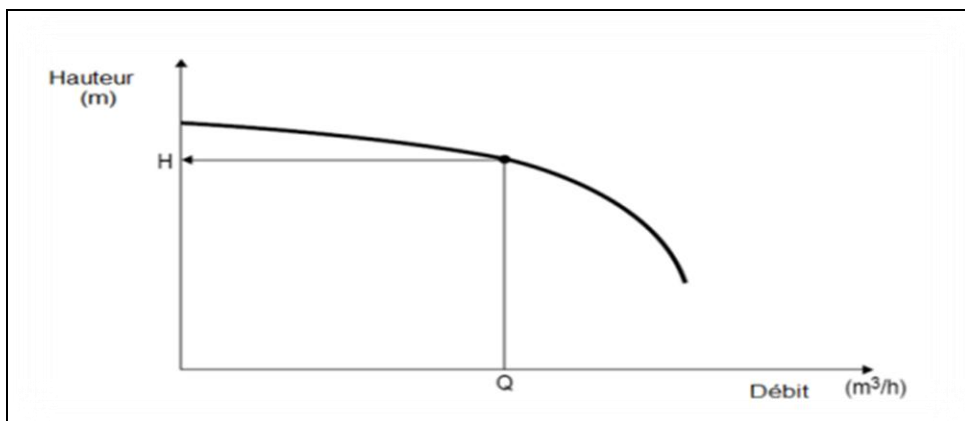


Figure (I-07) : Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit [7]

b) **Courbe caractéristique : rendement, puissance-débit :**

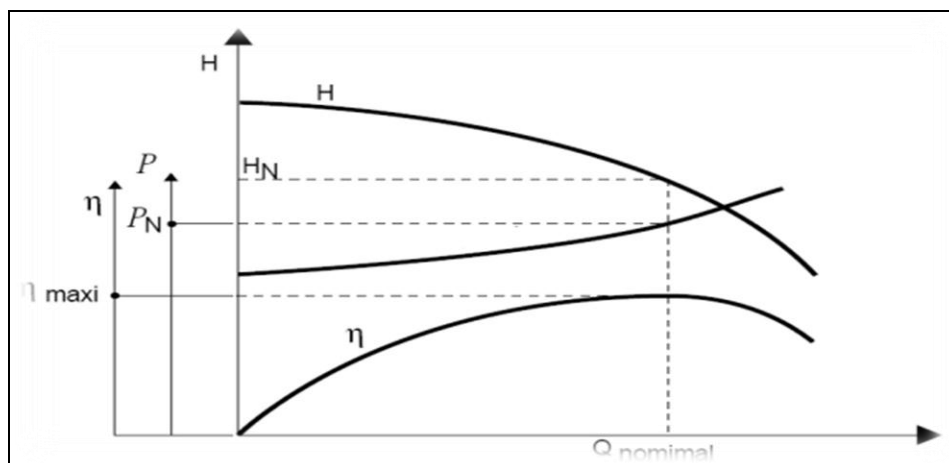


Figure (I-08) : Courbes caractéristiques : rendement et puissance en fonction de débit [7].

c) **Courbe caractéristique : NPSH-Débit :**

Le **NPSH** est la hauteur totale de charge à l'entrée de la pompe.

NPSH: (net positive section head), abbreviation anglaise.

Le **NPSH** est défini comme étant la charge minimale requise à l'entrée de la bride d'aspiration pour assurer le fonctionnement correct de la pompe ; il s'agit du NPSH

requis. L'installation devra mettre à la disposition de la pompe au niveau de la bride d'aspiration, une charge au moins égale à celle requise ; il s'agit du NPSH disponible [7].

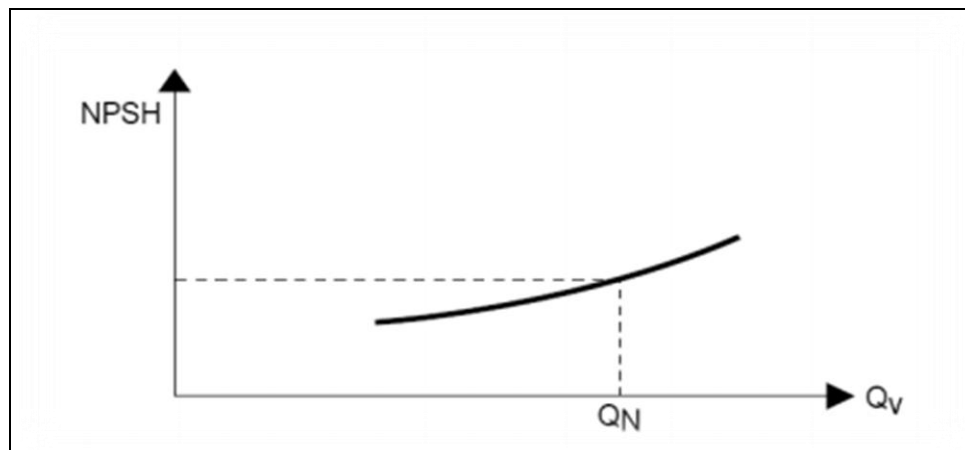


Figure (I-09) : Courbes caractéristiques de NPSH en fonction de débit [7].

I.7. Sécurité de la pompe :

Le rôle de la sécurité s'accomplit d'une manière très intéressante en évitant la présence des accidents et l'endommagement du matériel et des équipements. La sécurité de la pompe doit être établie suivant deux périodes :

- Avant de mettre la pompe en marche.
- Pendant la période de fonctionnement de la pompe [7].

I.7.1. Sécurité avant de mettre la pompe en marche

Avant de mettre la pompe en marche il faut :

- Vérifier les dispositifs, leur fixation et système de lubrification.
- Remplir la pompe par la brute.
- Fermer la vanne de refoulement et ouvrir celle d'aspiration.
- Au moment de démontage de la pompe quand la vanne d'aspiration, il est recommandé de laisser la vanne d'aspiration ouverte tout le temps de réparation, il est aussi suggéré d'utiliser un dispositif empêchant le démarrage de la pompe quand la vanne d'aspiration est fermée.
- Vérifier l'état des conduites d'aspiration et de refoulement pendant et avant le démarrage de la pompe [7].

I.7.2.Sécurité de la pompe pendant le fonctionnement

Pendant la mise en marche de la pompe, il faut :

- Consulter les appareils de contrôle.
- Surveiller les dispositifs la lubrification de la partie d'entraînement
- Eviter les fuites de brute du coté des couvertures tubulure garniture.
- Contrôler les vibrations de l'ensemble pompe moteur à l'aide d'indicateur.
- Pour la sécurité et la condition de production il faut instituer une pompe en réserve lors d'une panne de la pompe en service [7].

I.8. les fluides :

Les fluides sont des corps dont les molécules sont très mobiles les unes par rapport aux autres, un fluide prend automatiquement la forme du récipient qui le contient, on peut classer les fluides en deux groupes : des liquides et des gaz, les liquides ont un volume propre alors que les gaz occupent tout le volume qui leur est offert [8].

Un fluide est dit incompressible lorsque le volume occupé par une masse donnée ne varie pas en fonction de la pression extérieure. Les liquides peuvent être considérés comme des fluides incompressibles (eau, huile, etc.) [8].

Un fluide est dit compressible lorsque le volume occupé par une masse donnée varie en fonction de la pression extérieure. Les gaz sont des fluides compressibles. Par exemple, l'air, l'hydrogène, le méthane à l'état gazeux, sont considérés comme des fluides compressibles [8].

Chapitre 02 :

Mode de couplage Des

pompes

II.1. Introduction :

Le bon fonctionnement d'une installation de pompage ne dépend pas seulement de la qualité des pompes, où 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 [11].

II.2. Eléments de base pour le calcul des pompes :

- **Débit :**

Une pompe est calculée et choisie pour le transport d'un débit Q donné. Le débit Q est déterminé à partir de contrainte de volume à pomper sur une période donnée [9].

- **Hauteur manométrique totale d'élévation :**

La pompe est calculée et choisie pour transporter et élever un débit Q donné à une hauteur géométrie donnée. Toutefois au cours du transport dans les canalisations des résistances (pertes de charge) apparaissent.

La hauteur manométrique totale (Hmt) d'une pompe est la différence de pression en mètres entre les orifices d'aspiration et de refoulement. Plusieurs situations se présentent à une installation [9].

II.3. Point de fonctionnement :

Une fois la pompe choisie le problème qui se pose reste à déterminer les conditions hydrauliques de son fonctionnement dans le système pompe réseau. La résolution de ce problème revient à déterminer le point de fonctionnement de l'installation de pompage [9].

- La courbe donnant les pertes de charge totales en fonction de débits ; la courbe ainsi obtenue est appelée courbe caractéristique de la conduite.

Soit une conduite donnée AB à l'intérieur de laquelle on transporte un débit de A vers B. En appliquant Bernoulli entre l'origine A et l'extrémité B nous avons,

$$\frac{P_A}{\rho g} + Z_A = \frac{P_B}{\rho g} + Z_B + j_{A \rightarrow B} \rightarrow \frac{P_A - P_B}{\rho g} = Z_B - Z_A + (j * L + \sum K \frac{V^2}{2g}) \quad (10)$$

Les pertes de charge étant proportionnelles à Q² nous avons

$$\frac{P_A - P_B}{\rho g} = Z_B - Z_A + KQ^2 \quad (11)$$

C'est l'équation d'une parabole

Le terme $\frac{P_A - P_B}{\rho g}$ représente la hauteur nécessaire dans le cas d'un pompage, ou disponible pour un écoulement gravitaire, pour que la canalisation transporte le débit Q

- La courbe caractéristique $H=f(Q)$ de la pompe.
- La courbe de rendement de la pompe.

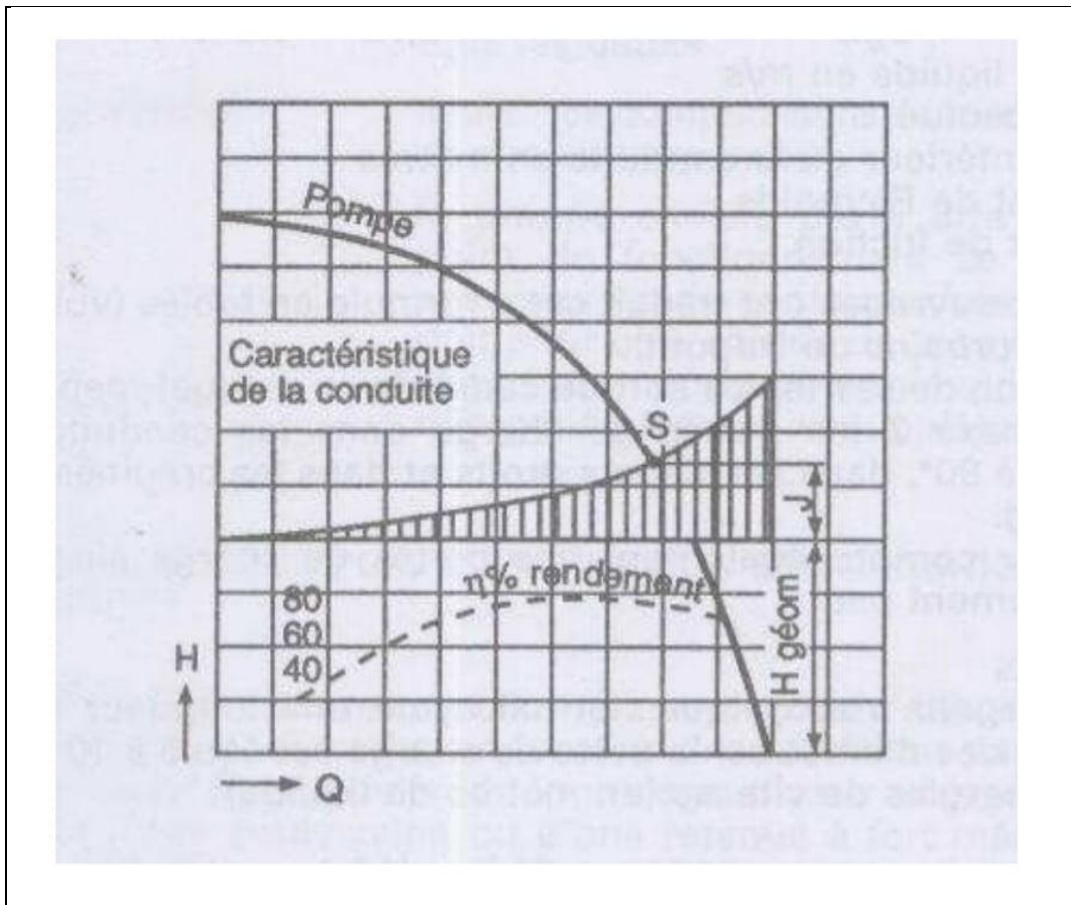


Figure (II-01) : point de fonctionnement d'une pompe [9].

Au point d'intersection S de la courbe caractéristique de la conduite et de la courbe caractéristique $H=f(Q)$ de la pompe, la hauteur manométrique totale de la pompe sera égale à la somme des pertes des pertes de charge totales dans les conduites et la hauteur géométrique totale. Ce point est appelé point de fonctionnement du système pompe réseau.

Le fonctionnement optimal requiert que le point de fonctionnement se situe au droit du rendement optimal.

La détermination du point de fonctionnement est aisée quand l'installation comporte seulement une pompe et une conduite.

Généralement les stations de pompage comportent plus d'une pompe (installées en série ou en parallèle) et refoulant dans des conduites (en série ou en parallèle) [9].

II.4. Utilisation de catalogues de constructeurs : choix de pompe :

II.4.1. Choix de type de pompe en fonction des paramètres hydrauliques Q et Hmt :

Caractéristique hydrauliques	Type de pompe recommandé
Hmt < 15m et $Q_v > 1000$ l/s	Pompes à hélices ou hélicocentrifuges
Hmt > 15m et quelque soit de débit	Pompes centrifuges
Zone intermédiaire aux cas ci-dessus	Seulement les comparaisons économiques permettent de choisir les pompes
<p>Remarque :</p> <p>La pompe choisie devra être telle que son point de fonctionnement se situe dans la zone des rendements maxima, même si pour plus on doit choisir un type de pompe plus cher : l'économie d'énergie qui résulte à l'exploitation justifie généralement ce supplément de cout d'investissement.</p>	

Tableau (II-01) : type de pompe en fonction des paramètres hydrauliques Q et Hmt

II.4.2. Choix de type de pompe en fonction de conditions particulières d'utilisation :

Les critères hydrauliques de choix d'une pompe s'avèrent souvent insuffisants dans la pratique. En fonction des conditions particulières d'utilisation –eaux chargées, variations importantes de la Hmt (fort marnage du plan d'eau), l'on peut être amené (pour les pompes centrifuges) à déterminer si la pompe doit être verticale ou horizontale, immergée ou à l'air, monocellulaire ou multicellulaire [9].

Type de pompe	Domaines d'utilisation recommandés
Pompe à piston et pompe centrifuge avec hydro-éjecteur	Puits profonds, modestes débits
Pompe à ligne d'arbre : groupe immergé	<p>Domaines d'utilisation assez étendus</p> <p>Ils sont moins chers que les pompes à ligne d'arbre où le moteur est installé au niveau du sol.</p> <p>Les dimensions radiales des groupes électropompes permettent leur installation dans les forages de diamètre de 3 " à 12".</p>
Pompes centrifuges monocellulaires/pompes centrifuges multicellulaires	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Pour des hauteurs d'élévation inférieures à 60m ▪ Pour des hauteurs d'élévation comprises entre 60 à 90m : <ul style="list-style-type: none"> - Si les moteurs sont électriques on fera une étude économique entre la pompe monocellulaire à vitesse élevée (2900tr/mn) et la pompe multicellulaire à faible vitesse (1450tr/mn), - Si les moteurs sont thermiques, on préférera à priori les pompes multicellulaire à faible vitesse ; ▪ Pour des hauteurs d'élévation supérieures à 90m on utilisera les pompes multicellulaires.

<p>Pompe à axe horizontal / pompe à axe vertical</p>	<p>Les pompes centrifuges à axe horizontal ou les pompes centrifuges à axe vertical (pompe à ligne d'arbre conviennent pour des nombres spécifiques N_s faible.</p> <ul style="list-style-type: none"> ▪ Axe horizontal conseillé toutes les fois que l'alimentation de la pompe pourra se faire en charge ou que les conditions d'aspiration (hauteur d'aspiration inférieure à 6-7m) et d'amorçage se trouveront satisfaites sans frais importants de génie civil. ▪ Axe vertical convient pour des retenues à fort marnage, pour des puits ou forages. Dans le cas d'utilisation de moteur thermique le raccordement à la pompe verticales par un renvoi d'angle onéreux.
--	---

Tableau (II-02) : type de pompe et domaine d'utilisation recommandé

II.5. Couplage des pompes (montage) :

II.5.1. Couplage des pompes en série :

Le refoulement de la première pompe débouche dans la seconde. Le même débit traverse les pompes et les hauteurs d'élévation produites par chaque groupe s'ajoutent. Dans tous les cas, la hauteur résultant du couplage est inférieure à la somme des hauteurs créées pour chaque pompe fonctionnant seule sur la même canalisation [3].

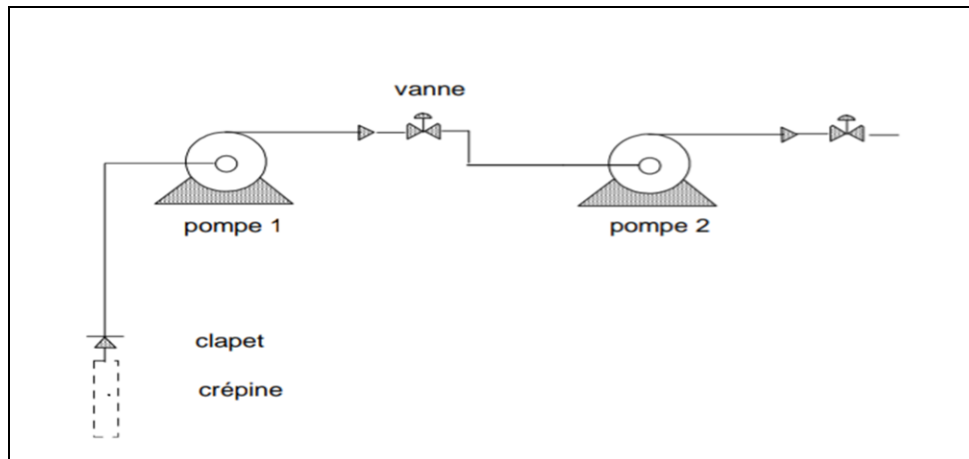


Figure (II-02) : schémas d'un couplage des deux pompes en série [10].

II.5.1.1. La caractéristique d'un couplage de deux pompes en série :

- Pratiquement :

Soient deux pompes de caractéristiques $H_{m1}=f(Q)$ et $H_{m2}=f(Q)$.

La caractéristique de celles-ci en fonctionnement s'obtiendra en suivant les deux conditions suivantes :

- Le débit circulant dans les deux pompes est identique ($q_v = q_{v1} = q_{v2}$)
- La hauteur manométrique totale est la somme hauteurs manométriques de chaque pompe ($H_{m\ total} = H_{m1} + H_{m2}$)[10].

- Théoriquement :

Construction :

- Pour un débit donné, on relève la hauteur manométrique de la 1^{ère} pompe, que l'on rajoute à la hauteur manométrique de la 2^{ème} pompe (cela pour le même débit),
- Ainsi, et pour plusieurs débits fixés, on construit cette courbe d'évolution [10].

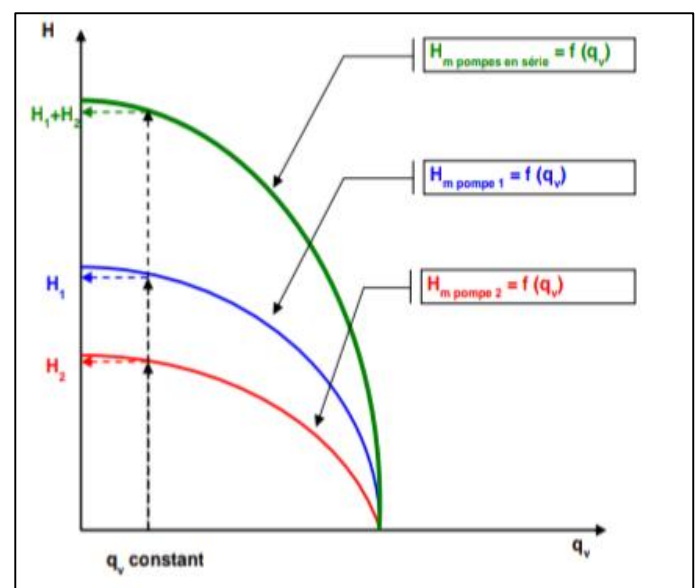


Figure (II-03): courbe hauteur en fonction du débit des deux pompes en série

Utilisation :

On utilisera deux pompes en série, ou plus, lorsque l'on cherchera à augmenter la hauteur manométrique. Ce couplage est adapté au circuit ouvert ou fortement résistant [10].

II.5.1.2. Avantages :

- ✓ Le couplage série des pompes permet d'augmenter ou mieux de doubler la hauteur manométrique totale. Ceci veut dire que deux pompes placées en série sont capables d'aspirer le fluide d'un point plus bas ou d'emmener le fluide vers un point plus élevé.
- ✓ Ce couplage n'a pas besoin d'une augmentation de la section de tuyauterie.
- ✓ Pompes en série font naturellement varier à la fois la hauteur manométrique totale et le débit. La seconde pompe étant alimentée sous pression présente un meilleur rendement. Ceci peut relativement influencer la vitesse de rotation de la roue et, par conséquent, la vitesse du fluide. Afin de ne faire varier que la HMT en la doublant, il faut garder constant le débit d'une seule pompe à l'aide d'une vanne [4].

II.5.1.3. Inconvénients :

- ✓ Un mauvais vannage peut endommager précocement la pompe.
- ✓ Un allongement conséquent de la tuyauterie est éventuellement nécessaire dans un couplage série. Le non-respect de la distance entre les pompes peut avoir des conséquences néfastes sur le fonctionnement du montage. Autrement dit, pour deux pompes identiques montées en série, il faut s'assurer que la pression résultante est admissible par la dernière pompe. Si cela n'est pas le cas on peut toutefois la réduire à une valeur acceptable en augmentant les pertes de charges.
- ✓ La surconsommation d'énergie due à la multiplication des moteurs devant entraîner les deux pompes [4].

II.5.2. Couplage des pompes en parallèle :

Chaque pompe est équipée de sa propre tuyauterie de refoulement. Le débit de collecteur commun sera composé de la somme des débits de chaque pompe. La caractéristique de l'ensemble des groupes sera obtenue en sommant pour une même ordonnée H les débits abscisses de chaque groupe [3].

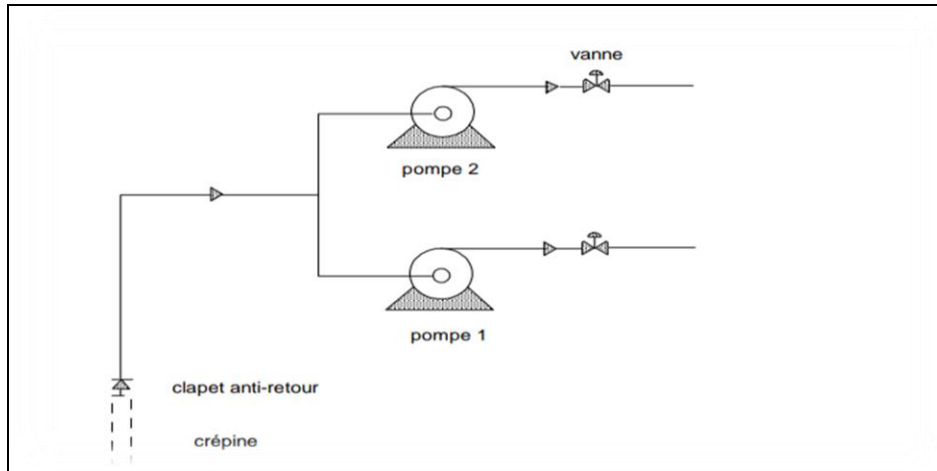


Figure (II-04) :Schémas d'un couplage des deux pompes en parallèle.

II.5.2.1. la courbe caractéristique du couplage de deux pompes en parallèle :

- Pratiquement :

Soient deux pompes de caractéristiques $H_{m1} = f_1(q_v)$ et $H_{m2} = f_2(q_v)$.

La caractéristique du couplage en parallèle de celles-ci en fonctionnement s'obtiendra en suivant les deux conditions suivantes :

- Le débit total est la somme des débits circulants dans chaque pompe
- $$q_{v.total} = q_{v2} + q_{v1}$$
- La hauteur manométrique est la même pour chaque pompe $H_m = H_{m1} = H_{m2}$ [10]

- Théoriquement :

Construction :

- Pour une hauteur manométrique donnée, on relève le débit de la 1^{ère}, que l'on rajoute au débit de la 2^{ème} (cela pour la même hauteur manométrique).
- On fait de même pour plusieurs hauteurs manométriques pour construire la courbe [10].

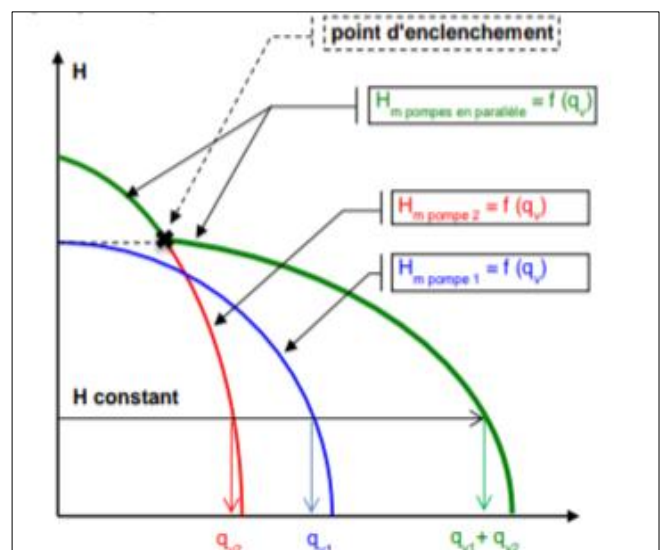


Figure (II-05) : courbe caractéristique de la hauteur en fonction du débit des deux pompes en parallèle

Note :

Dans le cas où les deux pompes ont des caractéristiques $H_m=f(Q)$ différentes, il existe un point d'enclenchement des deux pompes, dans la mesure où l'une d'entre elles est plus "puissante" que l'autre [10].

Utilisation :

On utilisera deux pompes en parallèle lorsque l'on cherchera à augmenter le débit dans les réseaux fermés faiblement résistifs [10].

II.5.2.2. Avantages :

Deux pompes sont mises en parallèles afin de modifier le débit. Ce dernier est en effet augmenté sans être doublé suite aux pertes linéaires et singulières. Ceci est possible à condition d'adapter la tuyauterie d'aspiration et de refoulement. Ce couplage permet de gagner en temps dans le cas d'un vidage ou d'un remplissage. Le montage en parallèle de deux pompes centrifuges est indiqué pour des circuits ayant des faibles pertes de charge. Le débit se trouve sensiblement augmenté avec une pression proche de la celle d'une pompe [4].

II.5.2.3. Inconvénients :

- ✓ La hauteur manométrique d'un couplage parallèle tend à baisser.
- ✓ Ce couplage nécessite une modification de la tuyauterie tant à l'aspiration qu'au refoulement. Le débit ayant augmenté, les deux pompes doivent aspirer et refouler une plus grande quantité du fluide pour un même intervalle de temps. Il faut nécessairement que l'on augmente la section des tuyaux.
- ✓ La panne d'une pompe provoque rapidement des dommages sur l'autre suite à la surpression au refoulement et la sous-pression à l'admission.
- ✓ Un mauvais vannage peut diminuer le rendement.
- ✓ La surconsommation d'énergie due à la multiplication de moteurs devant entraîner les deux pompes [4].

II.6. Conditions de couplage en série et en parallèle des pompes :

Le principe reste le même pour chaque type de couplage. Quand les pompes différentes sont placées en parallèle ou en série la modification sensible ne concerne que le débit ou la hauteur manométrique totale. Cependant, il est nécessaire de veiller aux aspects suivants :

- S'assurer que les pompes ont des caractéristiques dont les valeurs sont repérables sur la plage des associations possibles et sans dommages.
- Adapter la tuyauterie d'alimentation et la hauteur s'aspiration afin d'éviter la surcharge sur la pompe de faible hauteur manométrique et l'insuffisance de débit sur la pompe de grande puissance.
- S'assurer de la correspondance des débits entre les pompes en série. On peut y parvenir par un système de vannage avec des tuyauteries dotées des débitmètres. Dans ce cas il faut absolument placer en dernière position la pompe ayant une grande hauteur manométrique. Dans le cas contraire la surpression peut être dommageable sur la pompe de faible pression.
- Veiller à avoir la même pression pour les pompes montées en parallèle [4].

Chapitre 03 :

Calculs et résultats

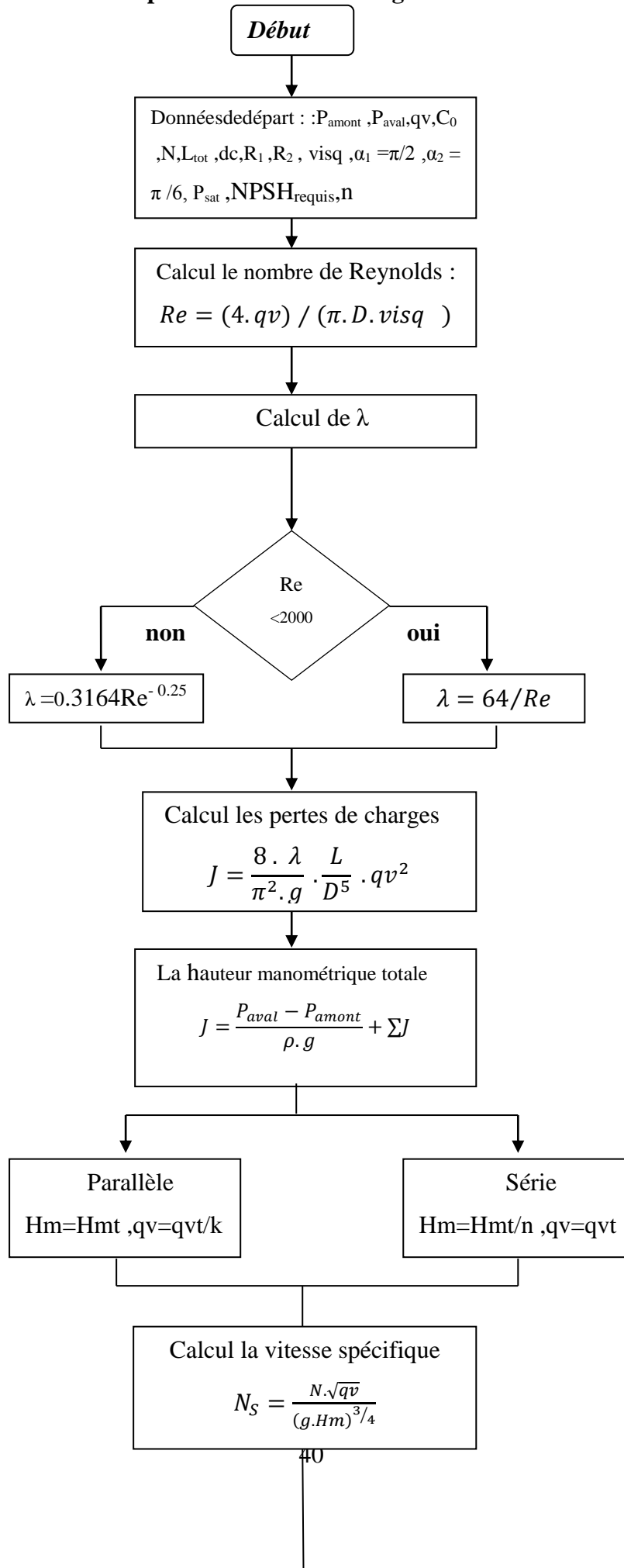
III-1. Introduction

Le présent chapitre est un complément de la partie théorique de notre étude, on va présenter cette partie en commençant par l'organigramme des étapes de calculs qui a été élaboré avec le logiciel MATLAB, puis on présentera le calcul des paramètres de chaque mode de montage (le montage des pompes en série, et le montage des pompes en parallèle), et enfin on présentera les résultats dans des tableaux avec les graphes descriptifs.

Pour le bon déroulement des calculs, des données de départ ont été fixées et des hypothèses adoptées :

- Pertes singulières négligeables.
- Différence d'altitude négligeable.
- Les canalisations ont le même diamètre.
- Pompes identiques sauf que le débit et la vitesse de rotation qui changent.
- Pompes considérées sans prérotation (angle d'entrée égal à 90°).
- L'angle absolu de sortie de chaque pompe est égal à 30° .
- La comparaison entre les deux montages se fait sous le même débit total et le même nombre de pompes total.

III-2. Organigramme des étapes de calculs sous le logiciel MATLAB.



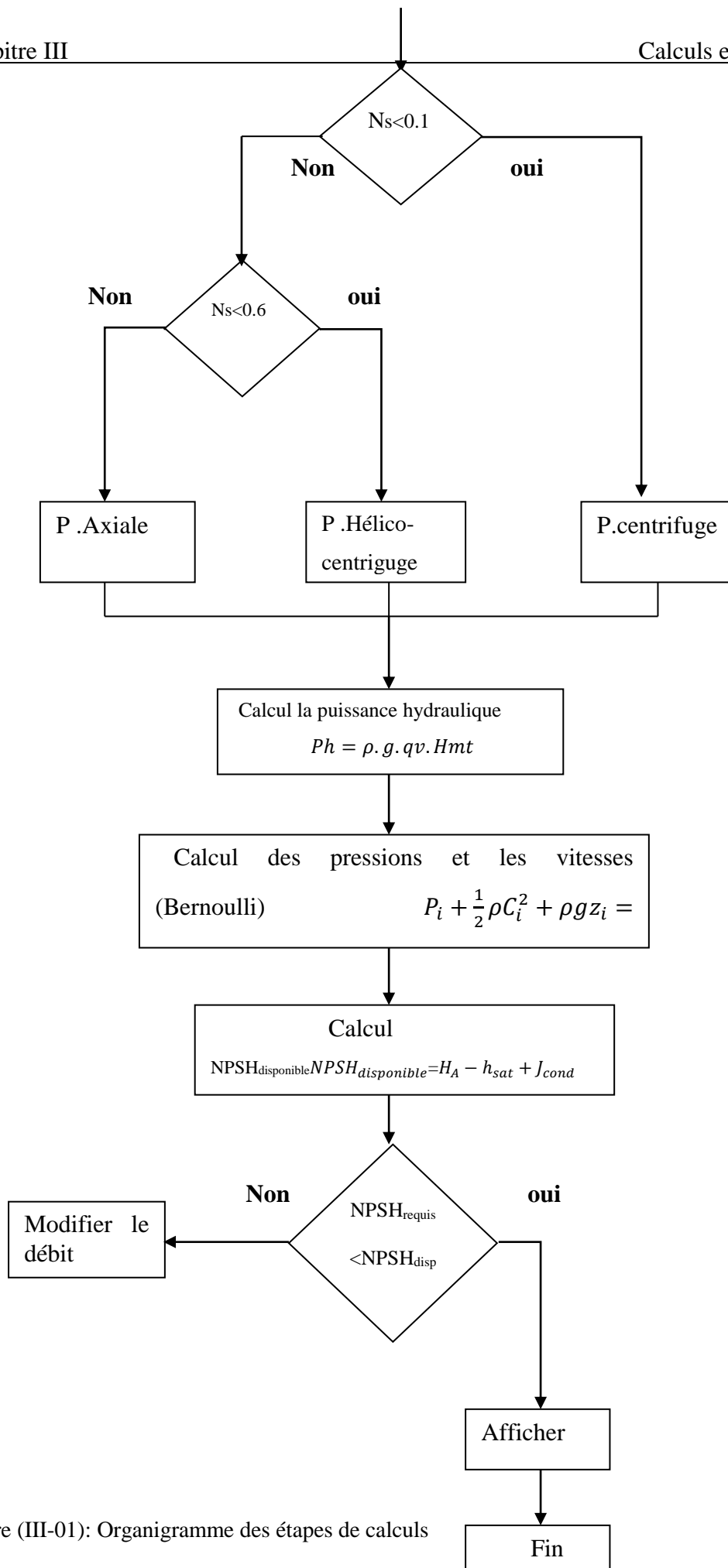


Figure (III-01): Organigramme des étapes de calculs

III-3.calcul d'un exemple simple :

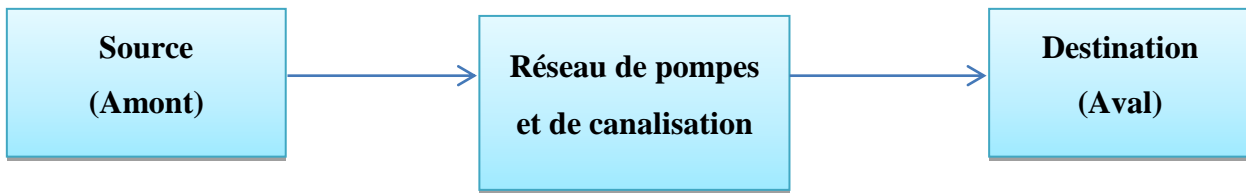
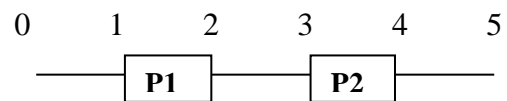


Figure (III-02) : Eléments ou étapes d'un réseau de distribution (circuit)

A- Montage en série :

a- Calcul des pertes de charge linéaire :

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



$$J = \lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

Ou en fonction du débit

$$J = \frac{8\lambda}{\pi^2 g} \cdot \frac{L}{D^5} \cdot (q_v)^2$$

Calcul de nombre de Reynold :

$$Re = \frac{4q_v}{\pi Dv}$$

Paramètres	Valeurs	Unités
le débit volumique (q_v)	100	(m^3/h)
Le diamètre (D)	0,3	(m)
La viscosité cinématique(v)	$1,156 \cdot 10^{-6}$	(m^2/s)
Le nombre de Reynold (Re)	101983,18	- - -

Tableau (III-01) : Calcul de nombre de Reynold

Cas écoulement laminaire $Re < 2000$:

$$\lambda = \frac{64}{Re}$$

Cas de l'écoulement transitoire et turbulent $Re > 2000$:

$$\lambda = 0.3164 \cdot Re^{-0,25}$$

$Re > 2000$; le régime est turbulent

Régime turbulent : $\lambda = 0,3164 \cdot Re^{-0,25}$

$\lambda = 0.018$

$$J = \frac{8\lambda}{\pi^2 g} \cdot \frac{L}{D^5} \cdot (q_v)^2$$

Paramètres	Valeurs	Unités
la longueur (L)	$3 \cdot 10^4$	(m)
Le diamètre (D)	0,3	(m)
Le nombre de Reynold (Re)	101983,18	- - -
le coefficient de perte de charge linéaire (λ)	0,018	M
La pesanteur (g)	9,81	m/s^2
Le débit volumique (q_v)	100	(m^3/h)
Les pertes de charges linéaires (J)	14,16	M

Tableau (III-02) : Calcul des pertes de charge linéaires

b- Calcul de la hauteur manométrique (H_{mt}) :

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.

L'équation généralisée de Bernoulli entre les points amont et aval donne :

$$H_{mt} = \frac{P_{aval} - P_{amont}}{\rho g} + \sum J$$

Paramètres	Valeurs	Unités
La différence de pression (ΔP)	$4 \cdot 10^5$	(Pa)
Les pertes de charges totales ($\sum J$)	14,16	M
La masse volumique (ρ)	10^3	(kg/m^3)
La pesanteur (g)	9,81	(m/s^2)
La hauteur manométrique totale (H_{mt})	54,93	(m)

Tableau (III-03): Calcul de la hauteur manométrique total

$$H_{mt} = H_{m1} + H_{m2} = 2H_m \Rightarrow \frac{H_{mt}}{2}$$

$$H_m = 27,47 \text{ m}$$

c- Calcul du nombre de tours spécifique :

$$N_s = \frac{\left(\frac{N}{60}\right) \cdot \sqrt{q_v}}{(g \cdot H_m)^{\frac{3}{4}}}$$

Paramètres	Valeurs	Unités
La vitesse de rotation (N)	2000	(Tr/min)
Le débit volumique (q _v)	100	(m ³ /h)
La pesanteur (g)	9,81	(m/s ²)
La hauteur manométrique (H _m)	27,47	(m)
la vitesse de rotation spécifique (N_s)	0,083	

Tableau (III-04) : Calcul de la vitesse de rotation spécifique

d- Calcule de la puissance hydraulique (P_h):

$$P_h = \rho \cdot g \cdot q_v \cdot H_m$$

Paramètres	Valeurs	Unités
La masse volumique (ρ)	10 ³	(Kg/m ³)
Le débit volumique (q _v)	100	(m ³ /h)
La pesanteur (g)	9,81	(m/s ²)
La hauteur manométrique (H _m)	27,47	(m)
la puissance hydraulique (P_h)	7485,57	(W)

Tableau (III-05) : Calcul de la puissance hydraulique

e- Calcul des vitesses :

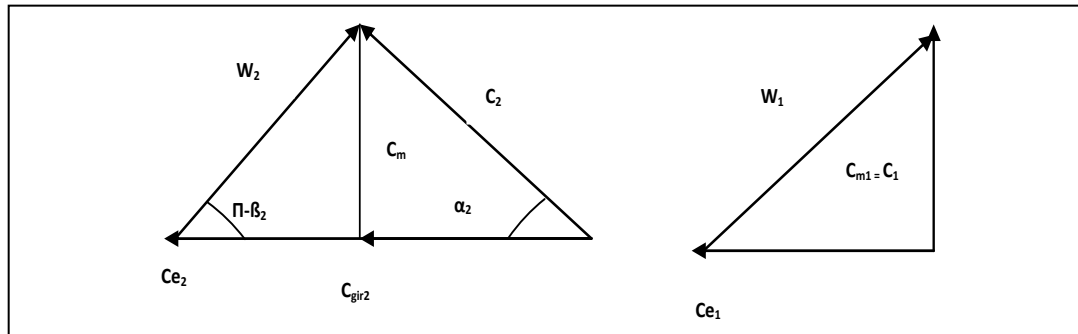


Figure (III-03) : les triangles des vitesses

Les vitesses	Valeurs	Unités
$C1 = C3 = C_{m2}$	0,39	(m/s)
$C2 = C4$	0,78	(m/s)
$C5$	15,78	(m/s)

Tableau (III-06) : Calcul des vitesses

f- Calcul des pressions :

$$P_1 = [-J_1 - \frac{1}{2} (C_1^2)] \cdot \rho + P_0$$

$$P_2 = [g \cdot Hm - \frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2)] \cdot \rho + P_1$$

$$P_3 = [-J_2 - \frac{1}{2} (C_3^2 - C_2^2)] \cdot \rho + P_2$$

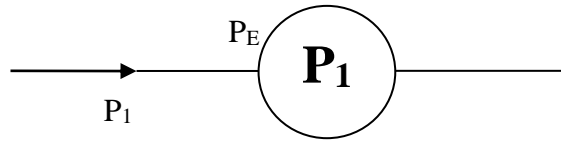
$$P_4 = [g \cdot Hm - \frac{1}{2} (C_4^2 - C_3^2)] \cdot \rho + P_3$$

Paramètres	Valeurs	Unités
la vitesse (C_1)	0,39	(m/s)
Les pertes de charges (J)	4,72	M
La pression (P_0)	10^5	(Pa)
La masse volumique (ρ)	10^3	(kg/m ³)
La pression (P_1)	0,95	(bar)
La pression (P_2)	3,64	(bar)
La pression (P_3)	3,60	(bar)
La pression (P_4)	6.29	(bar)

Tableau (III-07) : Calcul des pressions

g- Vérification de la cavitation :

- La 1^{ère} pompe :



$$NPSH_{disp} = H1 - h_{sat} + J_{conduite}$$

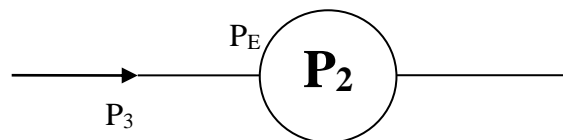
$$NPSH_{disp} = \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_{sat}}{\rho g} + J_{conduite}$$

Paramètres	Valeurs	Unités
La pression (P ₁)	0,95.10 ⁵	(Pa)
La pression (P _{sat})	1,782.10 ³	(Pa)
La pesanteur (g)	9,81	(m/s ²)
La masse volumique (ρ)	10 ³	(kg/m ³)
Les pertes de charges (J _{conduite})	4,72	(m)
NPSH_{disp}	14,22	(m)

Tableau (III-08) : vérification de la cavitation dans la 1^{ère} pompe

$$NPSH_{requis} \leq 14,22$$

$$NPSH_{requis} \leq NPSH_{disp} \quad \text{donc, il n y pas de risque de cavitation}$$

La 2^{ème} pompe :

$$NPSH_{disp} = H3 - h_{sat} + J_{conduite}$$

$$NPSH_{disp} = \frac{P_3}{\rho g} - \frac{P_{sat}}{\rho g} + J_{conduite}$$

Paramètres	Valeurs	Unités
La pression (P_3)	$3,60.10^5$	(Pa)
La pression (P_{sat})	$1,782.10^3$	(Pa)
La pesanteur (g)	9,81	(m/s ²)
La masse volumique (ρ)	10^3	(kg/m ³)
Les pertes de charges ($J_{conduite}$)	4,72	(m)
NPSH_{disp}	41,23	(m)

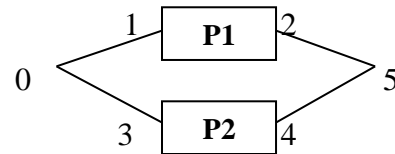
Tableau (III-09) : vérification de la cavitation dans la 2^{ème} pompe

$$NPSH_{requis} \leq 41,23$$

$$NPSH_{requis} \leq NPSH_{disp} \quad \text{donc, il n y pas de risque de cavitation}$$

B- Montage en parallèle :

a- Calcul des pertes de charge linéaire :



$$J = \frac{8\lambda}{\pi^2 g} \cdot \frac{L}{D^5} \cdot (q_v)^2$$

Calcul de nombre de Reynold : $Re = \frac{4q_v}{\pi \cdot D \cdot \nu}$

$$q_{vt} = q_{v1} + q_{v2} = 2 q_{vt} \Rightarrow \frac{q_{vt}}{2}$$

Paramètres	Valeurs	Unités
le débit volumique (q_v)	50	(m ³ /h)
Le diamètre (D)	0,3	(m)
La viscosité(ν)	$1,156.10^{-6}.3600$	(m ² /s)
Le nombre de Reynold (Re)	50991,59	- - -

Tableau (III-10) : calcul de nombre de Reynold

-Re > 2000 ; le régime est turbulent

Régime turbulent car $\lambda = 0,3164 \cdot Re^{-0,25}$

$\lambda = 0.021$

$$J = \frac{8\lambda}{\pi^2 g} \cdot \frac{L}{dc^5} \cdot (q_v)^2$$

Paramètres	Valeurs	Unités
la longueur (L)	$3 \cdot 10^4$	(m)
Le diamètre (D)	0,3	(m)
Le nombre de Reynold (Re)	50991,59	---
le coefficient de perte de charge linéaire (λ)	0,021	---
La pesanteur (g)	9,81	m/s ²
Le débit volumique (q_v)	50	(m ³ /h)
Les pertes de charges linéaires (J)	4,13	M

Tableau (III-11) : calcul des pertes de charge linéaires

b- Calcul de la hauteur manométrique (H_{mt}) :

$$H_{mt} = \frac{P_{aval} - P_{amont}}{\rho g} + \sum J$$

$$H_{mt} = H_m$$

Paramètres	Valeurs	Unités
La différence de pression (ΔP)	$4 \cdot 10^5$	(Pa)
Les pertes de charges totales ($\sum J$)	4,13	M
La masse volumique (ρ)	10^3	(kg/m ³)
La pesanteur (g)	9,81	(m/s ²)
La hauteur manométrique totale (H_{mt})	44,90	(m)

Tableau (III-12): calcul de la hauteur manométrique total

c- Calcul de la vitesse de rotation spécifique :

$$N_s = \frac{\left(\frac{N}{60}\right) \cdot \sqrt{q_v}}{(g \cdot H_m)^{\frac{3}{4}}}$$

Paramètres	Valeurs	Unités
La vitesse de rotation (N)	2000	(Tr/min)
Le débit volumique (qv)	50	(m ³ /h)
La pesanteur (g)	9,81	(m/s ²)
La hauteur manométrique (Hm)	44,90	(m)
la vitesse de rotation spécifique (Ns)	0,04	- - -

Tableau (III-13) : Calcul de la vitesse de rotation spécifique

d- Calcule de la puissance hydraulique (Ph):

$$P_h = \rho \cdot g \cdot q_v \cdot H_m$$

Paramètres	Valeurs	Unités
La masse volumique (ρ)	10 ³	(kg /m ³)
Le débit volumique (qv)	50	(m ³ /h)
La pesanteur (g)	9,81	(m/s ²)
La hauteur manométrique (H _m)	44,90	(m)
la puissance hydraulique (Ph)	6117.625	(W)

Tableau (III-14) : Calcul de la puissance hydraulique

e- Calcul des vitesses :

Les vitesses	Valeurs	Unités
C1	0,20	(m/s)
C3	0,40	(m/s)
C5	8,89	(m/s)

Tableau (III-15) : Calcul des vitesses

f- Calcul des pressions :

Paramètres	Valeurs	Unités
La pression (P ₀)	10 ⁵	(Pa)
La masse volumique (ρ)	10 ³	(kg/m ³)
La pression (P₁)	0,98	(bar)
La pression (P₃)	5,34	(bar)

Tableau (III-16) : Calcul des pressions

g- La cavitation :

$$NPSH_{disp} = P_{TE} - P_{sat} + J_{conduite}$$

$$NPSH_{disp} = \frac{P_1}{\rho g} - \frac{P_{sat}}{\rho g} + J_{conduite}$$

Paramètres	Valeurs	Unités
La pression (P ₁)	0,98.10 ⁵	(Pa)
La pression (P _{sat})	1,782.10 ³	(Pa)
La pesanteur (g)	9,81	(m/s ²)
La masse volumique (ρ)	10 ³	(kg/m ³)
Les pertes de charges (J _{conduite})	1,376	(m)
NPSH_{disp}	11,18	(m)

Tableau (III-17) : vérification de la cavitation

$$NPSH_{requis} \leq 11,18$$

$$NPSH_{requis} \leq NPSH_{disp} \quad \text{donc, il n y pas de risque de cavitation}$$

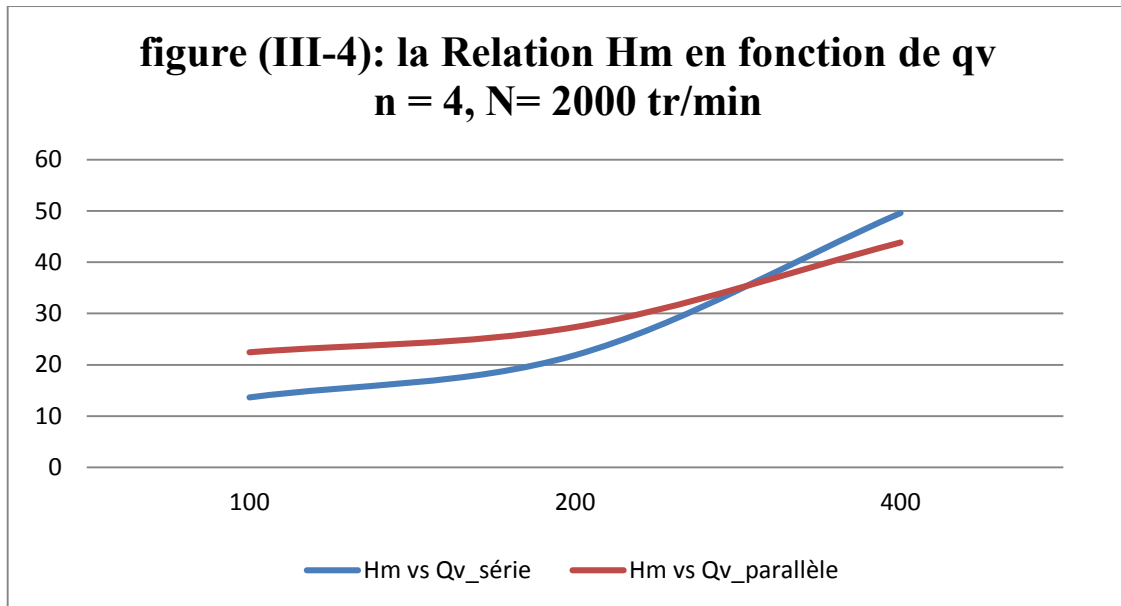
III-4 : Cas général

III.4.1 Présentation des résultats du programme

- $n = 04$

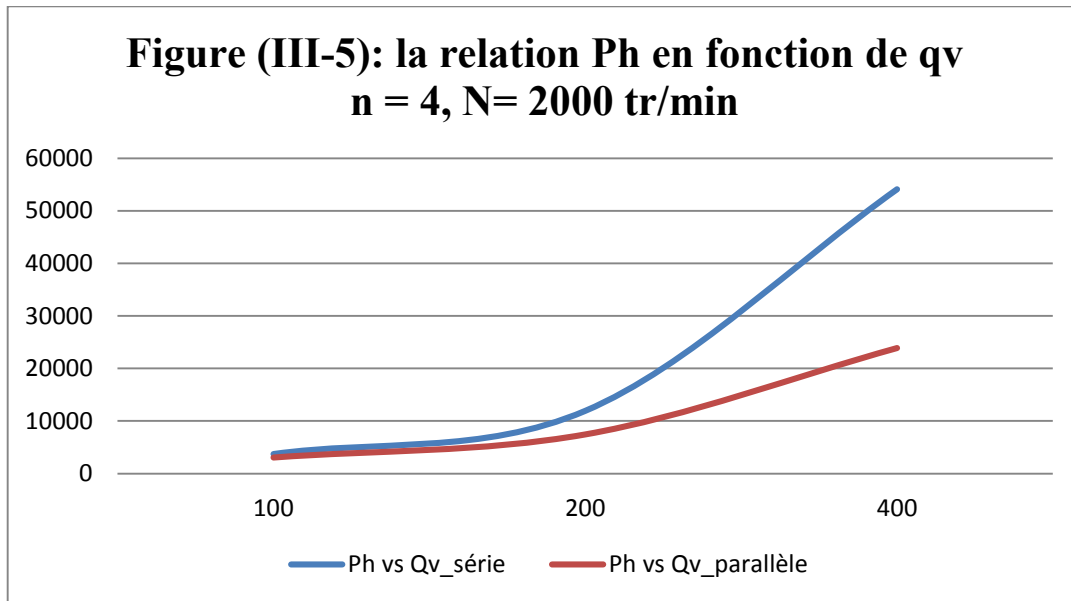
Nombre de Pompe	Série			Parallèle (2 branches de l'installation 2 pompes par branche)			
n=4	Qv (m3/h)	100	200	400	100	200	400
	Re	$1,0198 \cdot 10^5$	$2,0397 \cdot 10^5$	$4,0793 \cdot 10^5$	$50,0992 \cdot 10^5$	$1,0198 \cdot 10^5$	$2,0397 \cdot 10^5$
	J (m)	2,78	9,3749	31,5334	1,38	4,64	15,24
	Hm (m)	13,68	21,91	49,61	22,45	27,35	43,82
	Ns	0,14	0,14	0,11	0,68	0,0838	0,0832
	Ph (w)	3727,2	11942	54075	3060	7454,3	23884
	NPSHdisp (m)	1p => 12,51 2p => 25,90 3p => 32,29 4p => 59,68	1p => 18,39 2p => 39,36 3p => 60,31 4p => 81,27	1p => 38,20 2p => 84,60 3p => 130,99 4p => 177,39	1p => 11,25 2p => 33,56	1p => 14,18 2p => 41,06	1p => 24,01 2p => 66,24

Tableaux (III-18) : Les résultats de MATLAB de 04 pompes montées en série et en parallèle en variant le débit volumétrique

-A- Etrude de la hauteur manométrique:**Commentaire :**

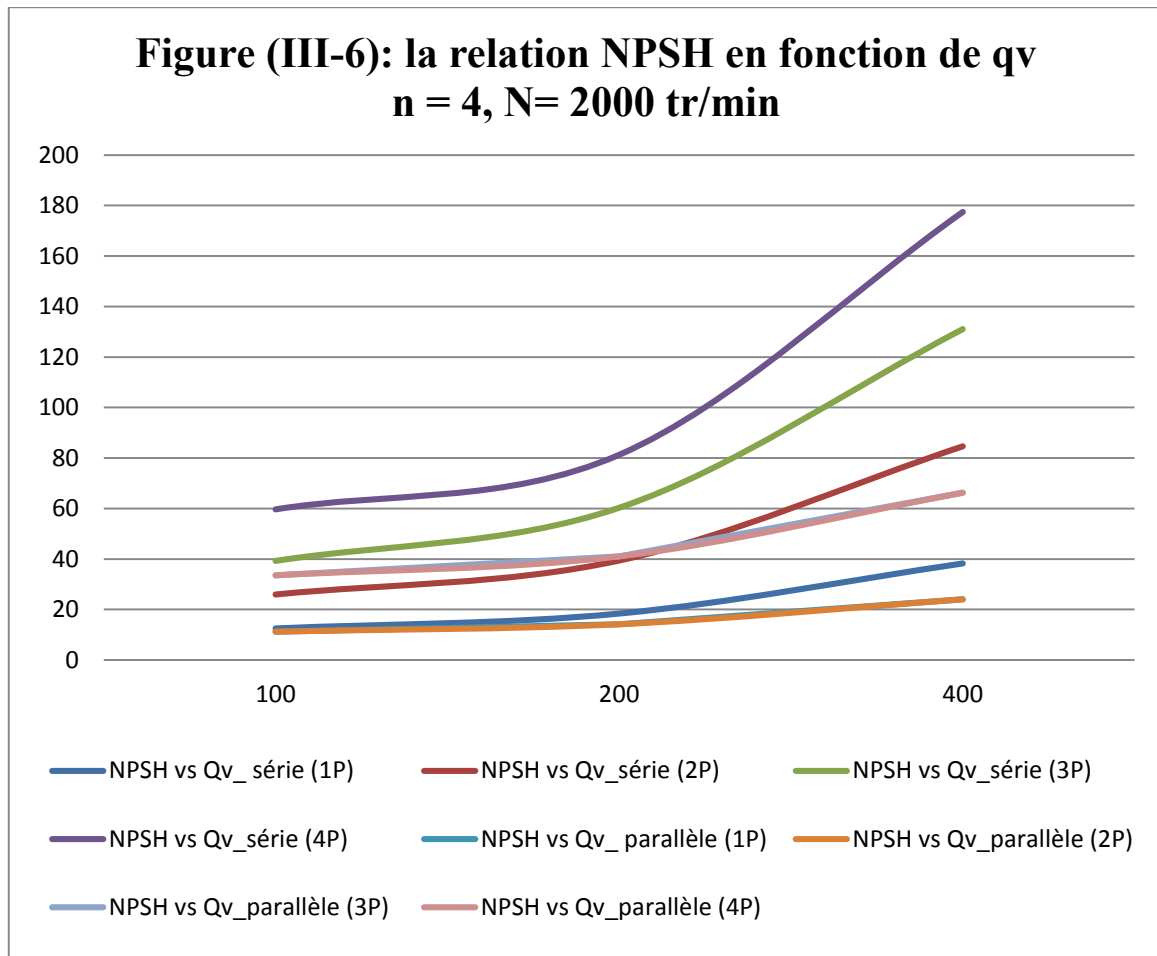
D'après la figure on voit que la hauteur manométrique de montage des pompes en série est inférieure à celle de montage en parallèle lorsque la valeur de débit est à 100 et 200 m³/h, par contre à partir de la valeur de débit qui est égale à 300 m³/h la hauteur manométrique de montage en série est supérieure à celle de montage en parallèle.

On distingue que plus la valeur de Qv augmente plus la hauteur manométrique augmente aussi pour le montage en série.

B- Etude de la puissance hydraulique :**Commentaire :**

D'après la figure ci-dessus on voit que même si le débit augmente la puissance hydraulique de montage en série est toujours supérieure à celle de montage en parallèle. On remarque aussi que pour des débits faibles, les puissances sont identiques.

C- Etude du NPSH :



Commentaire :

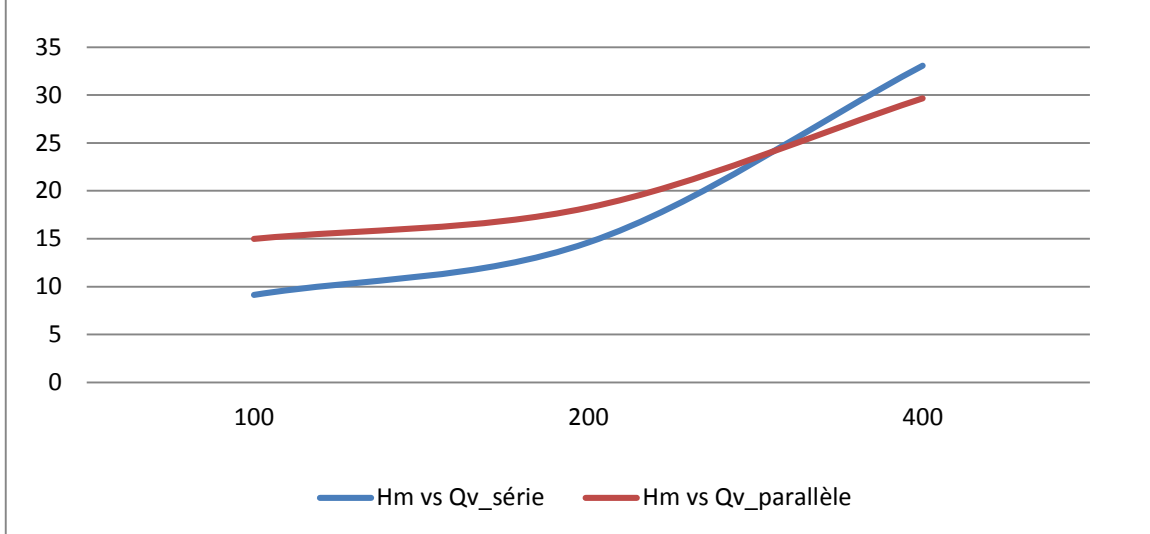
D'après la figure on voit que le NPSH_{disp} de montage en série est assez supérieur par rapport au NPSH_{disp} de montage en parallèle, mais il n'y a pas de risque de cavitation dans les deux types de montage.

- $n = 6$

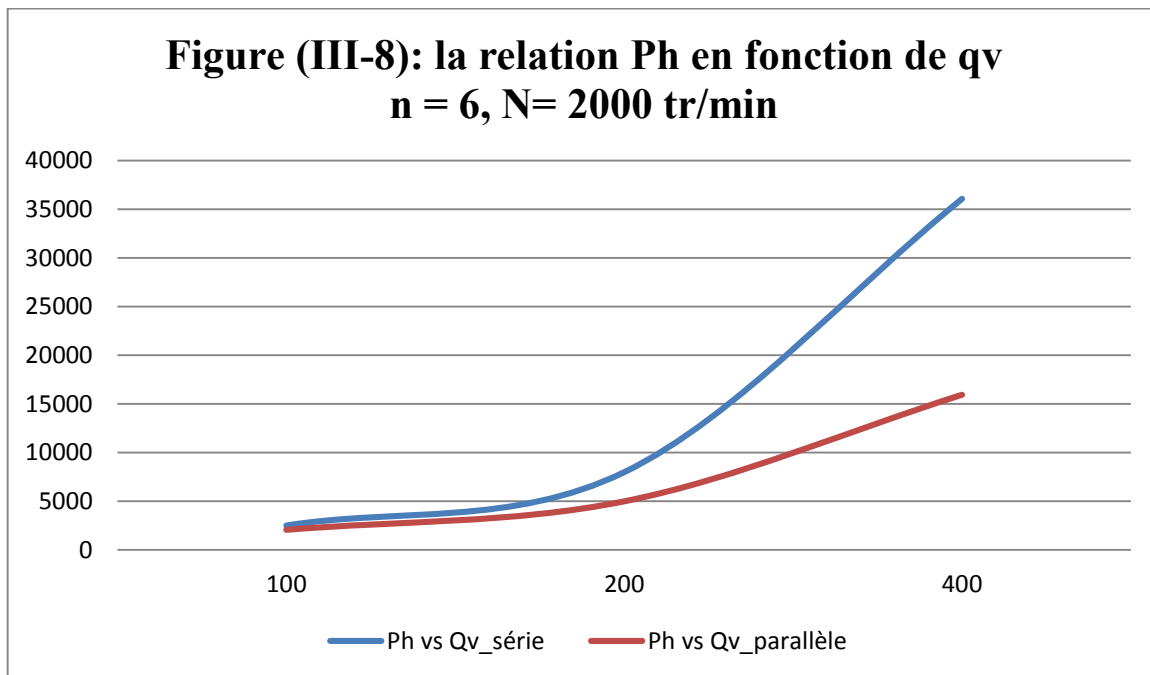
Nombre de Pompe	Série			Parallèle 2branches de l'installation 3pompes par branche			
	Qv (m ³ /h)	100	200	400	100	200	400
n=6	Re	1,0198.10 ⁵	2,0397.10 ⁵	4,0793.10 ⁵	50,0992.10 ⁵	1,0198.10 ⁵	2,0397.10 ⁵
	J (m)	1,9908	6,6964	22,52	1,0358	3,84	11,7187
	Hm (m)	9,12	14,60	33,07	14,97	18,24	29,65
	Ns (tr/min)	0,19	0,1897	0,15	0,0931	0,1136	0,112
	Ph (w)	2484,8	7961,5	36050	2040,00	4969,5	15923
	NPSHdisp (m)	1p =>11,79	1p =>15,99	1p => 30,11			
		2p =>20,71	2p =>29,92	2p =>60,89	1p =>10,94	1p =>13,13	1p =>20,50
3p =>29,62		3p =>43,84	3p =>91,66	2p =>25,80	2p =>31,01	2p =>48,53	
4p =>38,53		4p =>57,77	4p =>122,45	3p =>40,67	3p =>48,89	3p =>76,55	
5p =>47,45		5p =>71,69	5p =>153,23				
6p =>56,37		6p =>85,62	6p =>184,00				

Tableaux (III-19) : Les résultats de MATLAB de 06 pompes montées en série et en parallèle en variant le débit volumétrique.

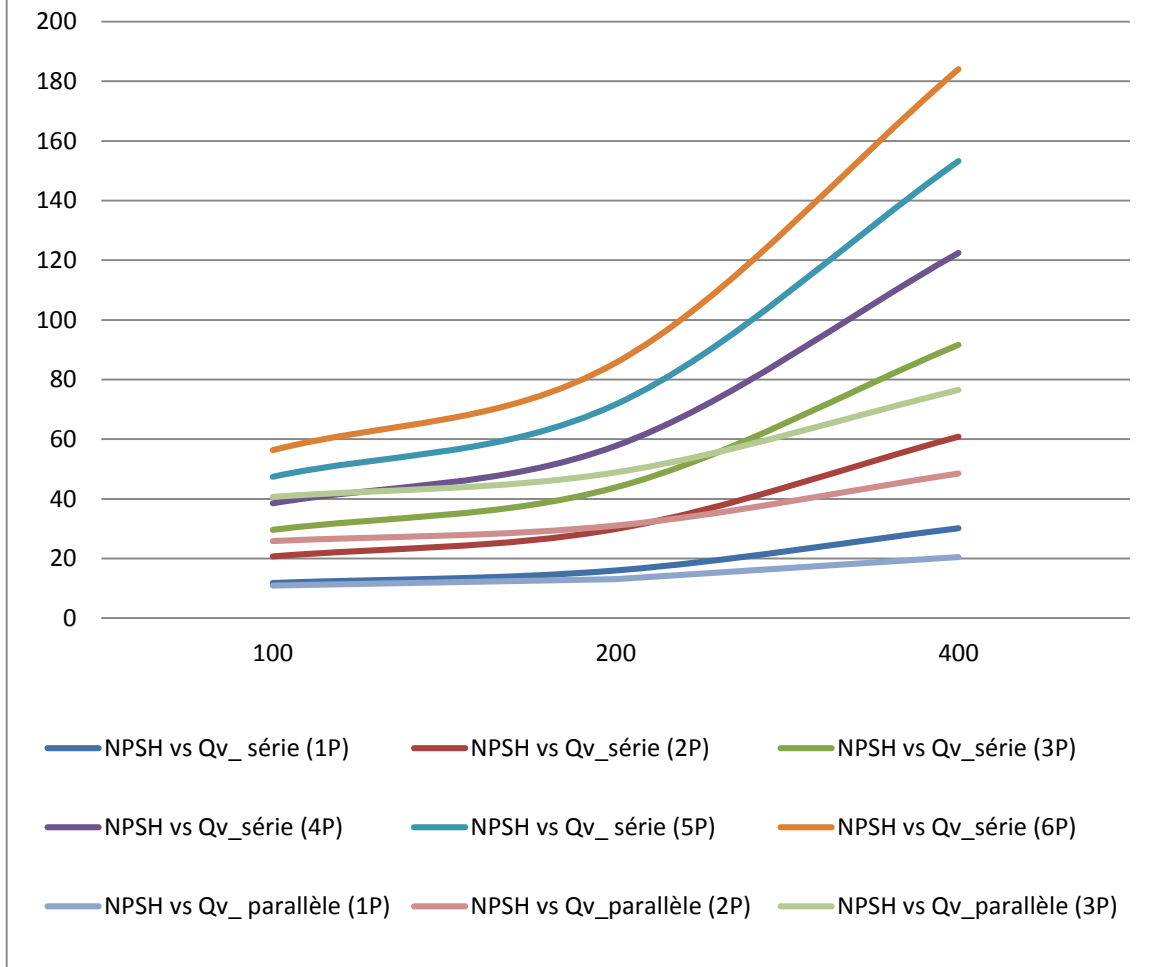
**Figure (III-7): la relation Hm en fonction de qv
n = 6, N= 2000 tr/min**



**Figure (III-8): la relation Ph en fonction de qv
n = 6, N= 2000 tr/min**



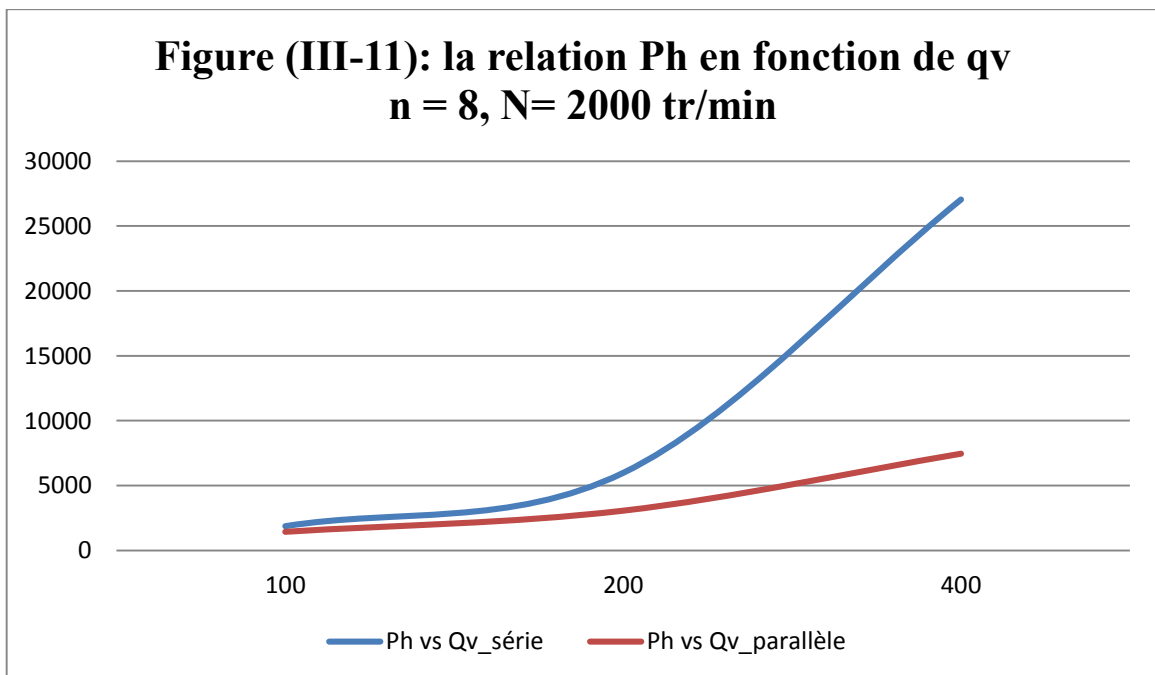
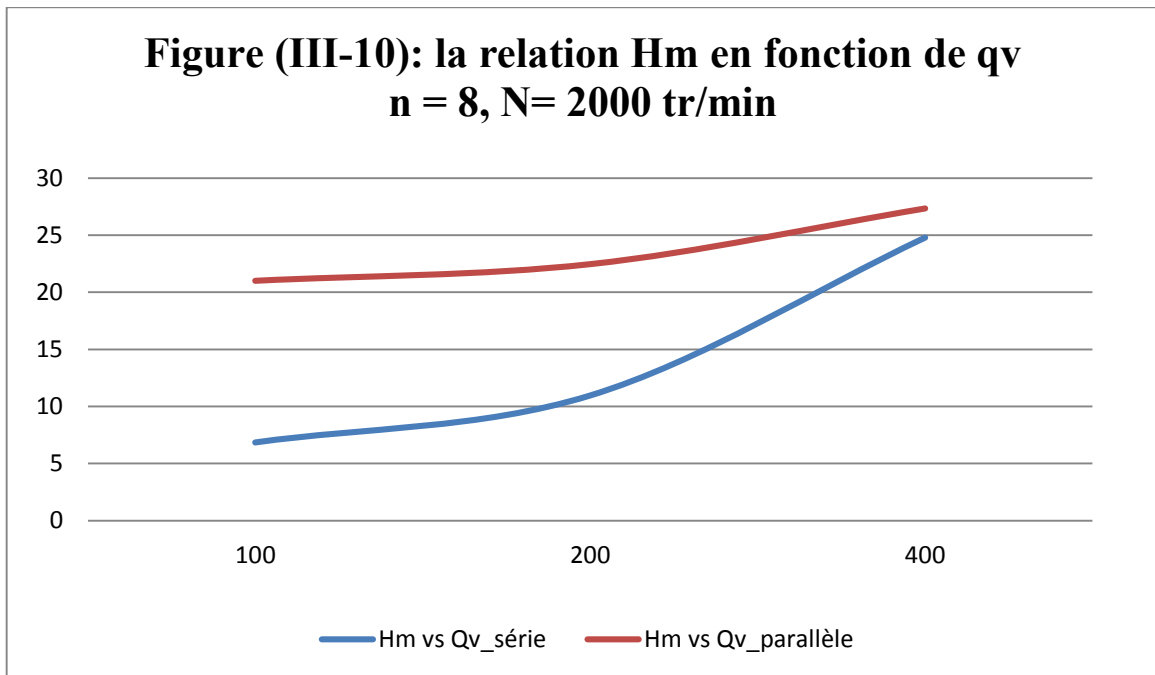
**Figure (III-9): la relation NPSH en fonction de q_v
 $n = 6, N = 2000 \text{ tr/min}$**

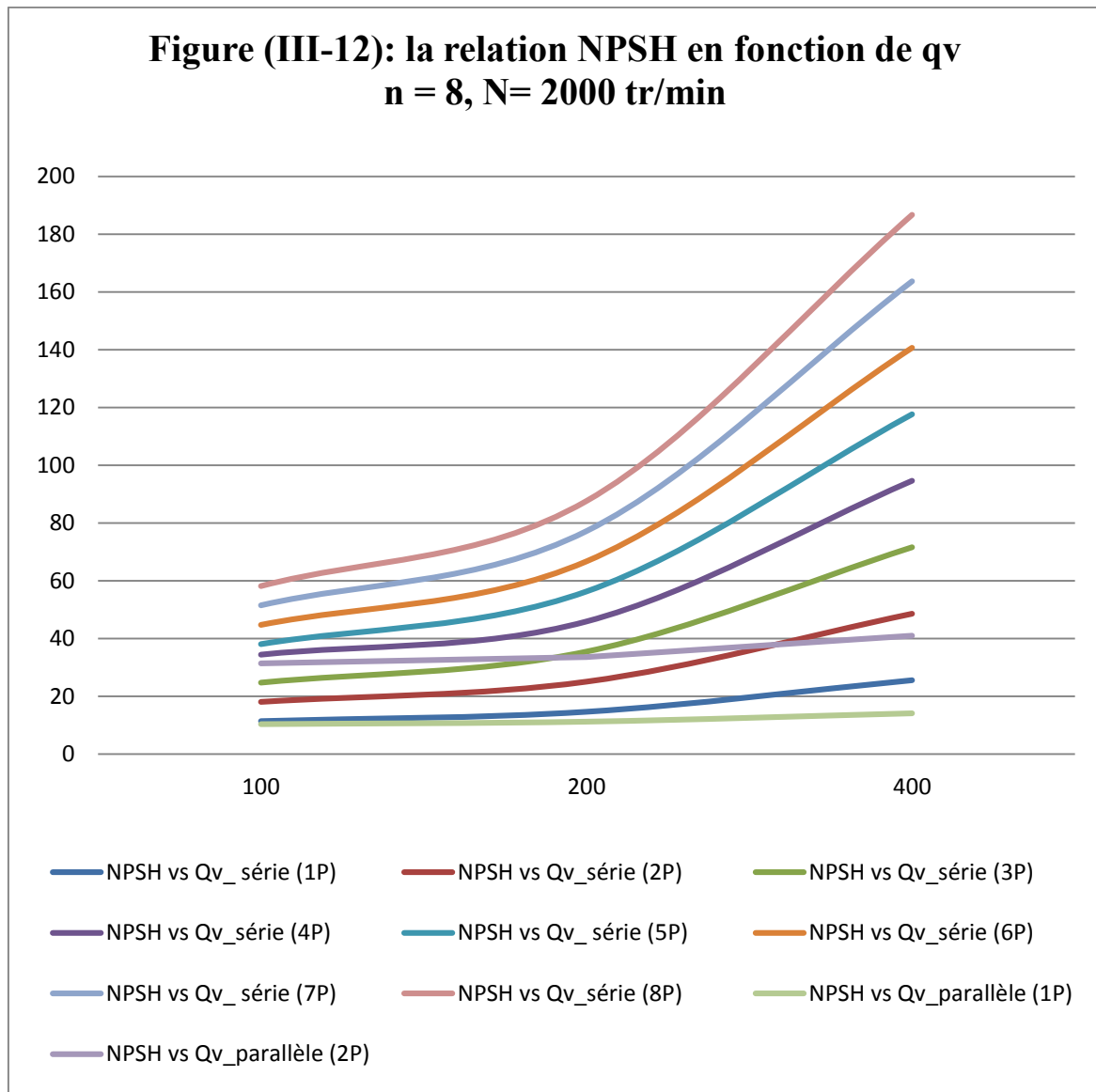


- n=8

Nombre de Pompe	Série			Parallèle 4branches d'installation 2pompes par branche			
	Qv (m ³ /h)	100	200	400	100	200	400
n=8	Re	1,0198.10 ⁵	2,0397.10 ⁵	4,0793.10 ⁵	50,0992.10 ⁵	1,0198.10 ⁵	2,0397.10 ⁵
	J (m)	1.5484	5.2083	17.5185	0,4106	1,3811	4,6453
	Hm (m)	6,8388	10,9562	24,8052	21	22,46	27,35
	Ns (tr/min)	0,2370	0,2354	0,1803	0,0511	0,0687	0,0838
	Ph (w)	1863,6	5971,1	27038	1430,8	3060,0	7454,3
	NPSHdisp (m)	1p =>11,39	1p =>14,65	1p => 25,61	1p =>10,38 2p =>31,43	1p =>11,25 2p =>33,56	1p =>14,17 2p =>41,05
		2p =>18,07	2p =>25,08	2p =>48,63			
3p =>24,75		3p =>35,50	3p =>71,65				
4p =>34,43		4p =>45,93	4p =>94,67				
5p =>38,11		5p =>56,35	5p =>117,69				
6p =>44,79		6p =>66,78	6p =>140,71				
7p =>51,48		7p =>77,20	7p =>163,73				
8p =>58,16		8p =>87,63	8p =>186,75				

Tableaux (III-20) : Les résultats de MATLAB de 08 pompes montées en série et en parallèle en variant le débit volumétrique.





- Bilan pour les cas de $n = 6$ et $n = 8$:

On remarque pour ces deux cas que le comportement est le même par rapport au cas de $n = 4$ sauf que :

- Pour H_m le débit minimum pour lequel la courbe du montage en série se distingue par rapport à la courbe du montage en parallèle s'est déplacé.
- Légère différence pour les faibles débits.
- Le NPSH de la dernière pompe du montage parallèle présente des valeurs plus que celles du montage en série pour les faibles débits mais d'une manière générale le comportement est le même.

Conclusion générale

Conclusion générale:

Dans notre travail nous avons essayé de comprendre la structure et le principe de fonctionnement d'une pompe. Dans sa considération étant que machine génératrice d'énergie hydraulique de ce point de vue, elle diffère d'une turbine, elle étant une machine réceptrice.

Ces connaissances nous ont permis d'aborder théoriquement et du point de vue informatique l'étude comparative entre les montages séries et parallèles de pompes.

D'une manière générale, il en ressort qu'un montage série de pompes permet de faire accroître la hauteur manométrique alors que le montage parallèle fait croître le débit.

D'après les analyses des résultats, on voit que même si le débit augmente la puissance hydraulique de montage en série est toujours supérieure à celle de montage en parallèle. On remarque aussi que pour des débits faibles, les puissances sont identiques.

On remarque aussi que le NPSH_{disp} de montage en série est assez supérieur par rapport au NPSH_{disp} de montage en parallèle, mais il n'y a pas de risque de cavitation dans les deux types de montage.

Bibliographie

Bibliographie

- [1] BENHARRAT.M, KHALEF.F« pompe centrifuge » , université abdelhamid ibn badis de mostaganem, faculté de science et de la technologie 2016 /2017.
- [2] JOEL.M.ZINSALO ,note de cours « pompes et stations de pompage » unversité d'abomeycalavi.
- [3]HAMAMMED.MOHAMMEDYAHIA,MADONICHOUKRI « Etude de système de refoulement TFNA_DZIOUA », Université AboubakrBelkayid,Tlemcen.
- [4] DINBUTA NSEKA MERVEILLE,KAELA TSHILOMBO ROJER,MWAPE.TONDO Adrien ,NGELEKA.TSHIBANGU.Moxime ;WANDANDA BAUDOUIN JOE- « Eude comparative d'un montage série et d'un montage en parallèle de deux pompes hydraulique » Université de LUBUMBASHI ,Faculté polytechnique .
- [5] Cours de Dr.GUERMAT. Université abdelhamid ibn badis de mostaganem, faculté science et de la technologie
- [6] Mécanique des fluides I /Rappels de statique des fluide, accademia.edu.
- [7] ABDALLAH Benkhattouhocine « Analyse et diagnostic des pompes industrielles (Etude de cas au niveau de HENKEL Ain Temouchent » Université de Tlemcen.
- [8] Amine Belaid « Etude et conception d'une pompe centrifuge » Université de biskra.
- [9]Béga Urbain OUEDRAOGO, Ingénieur de l'Equipement Rural ,DESS Génie Sanitaire.
- [10] Cour les turbomachines, Conversion de l'énergie,1^{ER} Année STS Maintenance.
- [11] AMIR MASSINISSA, BOUGHERZA ADEL « Etude de la chaine d'adduction de la commune de sidi khelifa à partir de la station de traitement d'oued athmania, Barrage beniniharoune(W.milla) » Univrésitéabdelrahmen mira de Bejaïa 2016 /2017.

Résumé de l'étude

Dans la mécanique des fluides, plus particulièrement en hydraulique appliquée, la pompe est l'un des éléments essentiels. La pompe vient résoudre le problème d'énergie nécessaire dans le transport de fluides et dans la transmission de puissance. Dans le cas naturel, faisant la similitude entre l'hydraulique et l'électricité, le fluide se déplace d'un point d'énergie supérieure vers celui de faible énergie, tout comme le courant va de la borne de potentiel élevé vers celle de faible potentiel.

L'importance de la pompe apparaît lorsqu'il faut faire le parcours inverse c'est –à-dire de ramener le fluide d'un point de faible énergie vers celui d'énergie supérieure. De part son classement, parmi les turbopompes ou les pompes volumétriques, la pompe transforme l'énergie mécanique reçue d'un moteur électrique ou thermique en énergie hydraulique sous forme d'énergie potentielle, cinétique et de pression.

La pratique de l'hydraulique exige souvent qu'en un point d'un circuit on ait des valeurs bien précises de débit et de pression. En plus, il arrive que ces valeurs ne soient pas obtenues avec une seule pompe. Dans ce cas l'association de deux ou plusieurs pompes s'avère indispensable. Pour ce faire, deux types de montages sont possibles. Deux pompes peuvent être montées en série ou en parallèle. Les pompes volumétriques, aussi bien que les pompes centrifuges, peuvent être montées en série ou en parallèle. La mise en œuvre dans un cas comme dans l'autre nécessite certains ajustements. Pour ce qui nous a concerné dans ce travail, le montage série de deux pompes centrifuges permet d'augmenter la pression tandis que le débit V identique aux deux pompes reste constant. Ce montage est indiqué pour des circuits ayant des grandes pertes de charge et une grande différence de pression. Le montage parallèle de deux pompes centrifuges permet d'accroître le débit tandis que la pression reste constante et identique aux deux pompes.

L'augmentation du débit et la multiplication de la pression sont deux avantages majeurs respectifs du montage parallèle et du montage série. Cependant le bon fonctionnement de ces deux types de montages pose certaines conditions. C'est le cas d'un bon vannage et une adaptation de la canalisation au refoulement d'un montage parallèle. Pour un montage série, il faut bien limiter la distance entre les deux pompes, y minimiser les pertes de charge et s'assurer que la dernière pompe peut supporter la pression résultante.

Abstract

In fluid mechanics, especially in applied hydraulics, the pump is one of the essential elements. The pump comes to solve the problem of energy necessary in the transport of fluids and in the transmission of power. In the natural case, making the similarity between the hydraulic and the electricity, the fluid moves from a point of higher energy towards that of low energy, just as the current goes from the terminal of high potential towards that of weak potential.

The importance of the pump appears when it is necessary to make the reverse course that is to say to bring the fluid from a point of low energy to that of higher energy. By virtue of its classification, among the turbopumps or volumetric pumps, the pump transforms the mechanical energy received from an electric or thermal engine into hydraulic energy in the form of potential, kinetic and pressure energy.

The practice of hydraulics often requires that at a point of a circuit one have very precise values of flow and pressure. In addition, it happens that these values are not obtained with a single pump. In this case the combination of two or more pumps is essential. To do this, two types of editing are possible. Two pumps can be connected in series or in parallel. Positive displacement pumps, as well as centrifugal pumps, can be mounted in series or in parallel. The implementation in one case as in the other requires some adjustments. As far as we are concerned in this work, the series assembly of two centrifugal pumps makes it possible to increase the pressure while the flow rate V identical to the two pumps remains constant. This arrangement is suitable for circuits with large pressure drops and a large pressure difference. The parallel mounting of two centrifugal pumps increases the flow while the pressure remains constant and identical to both pumps.

Increasing the flow rate and multiplying the pressure are two major advantages of parallel mounting and series mounting. However, the proper functioning of these two types of montages poses certain conditions. This is the case of a good winnowing and an adaptation of the pipe to the discharge of a parallel assembly. For a series installation, it is necessary to limit the distance between the two pumps, to minimize the head losses and to make sure that the last pump can support the resulting pressure

ملخص البحث

في ميكانيك الموائع ، تعد المضخة واحدة من العناصر الأساسية. تأتي المضخة لحل مشكلة نقل السوائل. في الحالة الطبيعية ، حيث ينتقل السائل من نقطة أعلى إلى النقطة المنخفضة ، تمامًا كما ينتقل التيار من طرف الإمكانيات العالية نحو نقطة الضعف إمكانيات.

تظهر أهمية المضخة عندما يكون من الضروري إجراء المسار العكسي، أي لنقل السائل من نقطة منخفضة الطاقة إلى طاقة أعلى. بحكم تصنيفها ، بين المضخات التوربينية أو المضخات الحجمي ، تحول المضخة الطاقة الميكانيكية المستلمة من محرك كهربائي أو حراري إلى طاقة هيدروليكية في شكل طاقة محتملة وحركية وضغطية.

غالبًا ما تتطلب ممارسة علم السوائل أن يكون لدى الفرد عند نقطة من الدائرة قيم دقيقة للغاية من التدفق والضغط. بالإضافة إلى ذلك، يحدث أن هذه القيم لا يتم الحصول عليها بواسطة مضخة واحدة. في هذه الحالة يكون الجمع بين مضختين أو أكثر أمرًا ضروريًا. للقيام بذلك ، هناك نوعان من التركيب ممكنان. يمكن توصيل مضختين على التسلسل أو على التوازي. يمكن تركيب مضخات الإزاحة الإيجابية، بالإضافة إلى مضخات الطرد المركزي، على التسلسل أو على التوازي. يتطلب التنفيذ في حالة واحدة كما في الحالة الأخرى بعض التعديلات. بقدر ما نشعر بالقلق في هذا العمل، فإن تجميع سلسلة من اثنين من مضخات الطرد المركزي يجعل من الممكن زيادة الضغط في حين أن معدل التدفق مطابق للمضختين لا يزال ثابتًا. هذا الترتيب مناسب للدوائر ذات قطرات الضغط الكبيرة وفرق الضغط الكبير. يزيد التركيب الموازي لمضختين للطرد المركزي من التدفق بينما يظل الضغط ثابتًا ومماثلًا لكلا المضختين.

زيادة معدل التدفق ومضاعفة الضغط هما ميزتان رئيسيتان للتركيب الموازي والتركيب المتسلسل. ومع ذلك ، فإن الأداء السليم لهذين النوعين من التركيب يفرض شروطًا معينة. من الضروري تحديد المسافة بين المضختين ، لتقليل فقد الطاقة والتأكد من أن المضخة الأخيرة يمكن أن تدعم الضغط الناتج.

Annexe

```
clc ; clear all ; close all ;
%les données de départ
n=input('donner le nombre des pompe ,n=')
qv=input('donner le débit (m^3 /s) ;qv=')
R2=input('donner le rayon de la sortie de la pompe (m) ;R2=')
D=input('donner le diametre de la conduite (m) ,D=')
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=')
alpha1=pi/2 ;
alpha2=pi/6 ;
nv=0.8 ;
visq=1.156e-6 ;
C0=0;
rho=1000 ;
g=9.81 ;
Pamont=1e+5 ;
Paval=5e+5 ;
NPSHrequis=2.5;
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
        %calcul de la distance unitaire
        dS=Ltot/(n+1) ;
        dS
        %calcul nombre de reynolds
        Re=(4*qv) / (pi*D*visq) ;
        Re
        if (Re<2000)
            disp('le régime est laminaire')
            lambda=64/Re;
            lambda
        else
            disp('le régime est turbulent')
            lambda=0.3164*(Re)^(-0.25);
            lambda
        end
    end
```

```

%calcul les pertes de charge
J=((8*lambda)/((pi^2)*(g)))*(dS/(D)^5)*(qv)^2;
J
%CALCUL LA HAUTEUR MANOMÉTRIQUE
Hmt=((Paval-Pamont)/(rho*g))+((n+1)*J);
Hmt
Hm=Hmt/n;
Hm
%calcul la vitesse spécifique
Ns=((N/60)*sqrt(qv))/((g*Hm)^(3/4));
Ns
if (Ns<=0.12)
    disp('pompe centrifuge')
else
    if (Ns<=0.6)
        disp('pompe hélico-centrifuge')
    else
        if(Ns<=1)
            disp('pompe axial')
        end
    end
end
%calcul la puissance hydraulique
Ph=rho*g*qv*Hm;
Ph
%calcul les vitesses
C1=(4*qv)/(pi*(D^2));
C2=C1/sin(alpha2);
for i=1

    P(i)=-1*[J+((C1^2-C0^2)/2)]*rho+Pamont;
    NPSHdisp(i)=(P(i)/(rho*g))-(psat/(rho*g))+J;
    if (NPSHdisp(i)>=NPSHrequis)
        disp('il n y a pas un risque de cavitation')
    else
        disp('il y a un risque de cavitation')
    end
end
for i=2:2:(2*n-1)
    P(i)=[g*Hm-((1/2)*(C2^2-C1^2))]*rho+P(i-1);
    P(i+1)=[-J-((C1^2-C2^2)/2)]*rho+P(i);
    NPSHdisp(i+1)=(P(i+1)/(rho*g))-(psat/(rho*g))+J;
    if (NPSHdisp(i+1)>=NPSHrequis)
        disp('il n y a pas un risque de cavitation')
    else
        disp('il y a un risque de cavitation')
    end
end
end

```

```

for i=2*n
    P2n(i)=[g*Hm-((1/2)*(C2^2-C1^2))]*rho+P(i-1);
end

Cf=sqrt(abs((2*[-J-((Paval-P2n)/(rho))]+C2^2)));

C1
C2
Cf
P
P2n
NPSHdisp

    case 2
    k=input('donner le nombre des branches, k=')
    np=input('donner le nombre des pompes par branche, np=')
    dp=Ltot/(np+1);
    dp
    qvp=qv/k;
    qvp
    %calcul nombre de reynolds
    Re=(4*qvp)/(pi*D*visq);
    Re
    if (Re<2000)
        disp('le régime est laminaire')
        lambda=64/Re;
        lambda
    else
        disp('le régime est turbulent')
        lambda=0.3164*(Re)^(-0.25);
        lambda
    end
    %calcul les pertes de charge
    J=((8*lambda)/(pi^2)*(g))*(dp/(D)^5)*(qvp)^2;
    J
    %CALCUL LA HAUTEUR MANOMÉTRIQUE
    Hmt=((Paval-Pamont)/(rho*g))+((np+1)*J);
    Hmt
    Hm=Hmt;
    Hm
    %calcul la vitesse spécifique
    Ns=((N/60)*sqrt(qvp))/(g*(Hm/np)^(3/4));
    Ns

```

```

if (Ns<=0.12)
    disp('pompe centrifuge')
else
    if (Ns<=0.6)
        disp('pompe hélico-centrifuge')
    else
        if(Ns<=1)
            disp('pompe axial')
        end
    end
end
end
%calcul la puissance hydraulique
Ph=rho*g*qvp*(Hm/np);
Ph
%calcul les vitesses
C1=(4*qvp)/(pi*(D^2));
C2=C1/sin(alpha2);
for i=1

P(i)=-1*[J+((C1^2-C0^2)/2)]*rho+Pamont;
NPSHdisp(i)=(P(i)/(rho*g))-(psat/(rho*g))+J;
if (NPSHrequis<=NPSHdisp(i))
    disp('il n y a pas un risque de cavitation')
else
    disp('il y a un risque de cavitation')
end
end

for i=2:2:(2*np-1)
P(i)=[g*(Hm/np)-((1/2)*(C2^2-C1^2))]*rho+P(i-1);
P(i+1)=[-J-((C1^2-C2^2)/2)]*rho+P(i);
NPSHdisp(i+1)=(P(i+1)/(rho*g))-(psat/(rho*g))+J;
if (NPSHrequis<=NPSHdisp(i+1))
    disp('il n y a pas un risque de cavitation')
else
    disp('il y a un risque de cavitation')
end
end

for i=2*np
    P2n(i)=[g*(Hm/np)-((1/2)*(C2^2-C1^2))]*rho+P(i-1);
end

Cf=sqrt(2*[-J-((Paval-P2n)/(rho))]+C2^2);

```

C1
C2
Cf
P
P2n
NPSHdisp

end