



République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Amar Thelidji- Laghouat

FACULTE : TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT : GÉNIE DES PROCÉDÉS

MEMOIRE DE MASTER

Présenté par : Djouber Mohammed / Ben hachmi Brahim

DOMAINE : Sciences et Technologies

FILIERE : Hydrocarbures

OPTION : Génie Gazier

Thème

**COMPARATIVE D'UN GROUPEMENT DE POMPES FLUIDE
INCOMPRESSIBLE EN SERIE ET EN PARALLELES**

Jury de soutenance :

Nom et Prénom	Grade	Qualité
HADJADJADJ ASMA	MCB	Président
MERIGUI KHALED	MAA	Examineur
ABDELMOUIZ AHMED	MCP	Rapporteur
SRYAH MOHAMED	ING	Co-rapporteur

Promotion : JUIN2022

Remerciement

Nous remercions Dieu de nous avoir donné la force et le courage de faire cet humble travail, et nous voudrions exprimer nos sincères remerciements à :

Nous remercions nos parents et nos familles pour leur soutien tout au long de notre parcours académique, et nous remercions également tous nos enseignants tout au long de notre parcours académique à toutes les étapes pédagogiques, en particulier les encadrants :

✓ *Dr . Abde Imouiz , Ahemed*

✓ *ING , Sryah , Mohammed*

Pour leur soutien, leurs conseils et leur soutien tout au long du travail, tous les amis et tous ceux qui m'ont aidé de près ou de loin à faire cet humble travail.

Dédicace

*Nous dédions cet humble travail à ceux qui ont donné un sens à
notre existence, en dispensant une éducation digne de
confiance, et à ceux qui ont patiemment attendu les fruits de
leur éducation pour nous et nos chers parents, nos familles et
tous nos professeurs qui ont contribué directement ou en
association avec nous et Et tous les amis d'enfance à ce jour.*

Liste des tableaux

N°	Titre	Pages
(I -01)	Pression de vapeur saturante de l'eau	10
(II -01)	Type de pompe en fonction des paramètres hydrauliques Q et Hmt	21
(II -02)	Type de pompe et domaine d'utilisation recommandé	23
(III -01)	Calcul de nombre de Reynold	34
(III -02)	Calcul des pertes de charge linéaires	35
(III -03)	Calcul de la hauteur manométrique total	35
(III -04)	Calcul de la vitesse de rotation spécifique	36
(III -05)	Calcul de la puissance hydraulique	36
(III -06)	Calcul des vitesses	37
(III -07)	Calcul des pressions	38
(III -08)	vérification de la cavitation dans la 1 ^{ère} pompe	38
(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.	49

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	08
(I-05)	Evolution de la vitesse et de la pression dans la pompe	09
(I-06)	schémas présente la cavitation dans les pompes	11
(I-07)	Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit	15
(I-08)	Courbes caractéristiques : rendement et puissance en fonction de débit	15
(I-09)	Courbes caractéristiques de NPSH en fonction de débit	16
(II-01)	Point de fonctionnement d'une pompe	20
(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	24
(II-04)	Schémas d'un couplage des deux pompes en parallèle	26
(II-05)	Courbe caractéristique de la hauteur en fonction du débit des deux pompes en parallèle	27
(III-01)	Organigramme des étapes de calculs	32
(III-02)	Eléments ou étapes d'un réseau de distribution (circuit)	34
(III-03)	Les triangles des vitesses	37
(III-04)	la relation H_m en fonction de q_v ($n = 4$, $N = 2000$ tr/min)	45
(III-05)	la relation P_h 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 P_h 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)	48
(III-10)	la relation H_m en fonction de q_v ($n = 8$, $N = 2000$ tr/min)	50
(III-11)	la relation P_h en fonction de q_v ($n = 8$, $N = 2000$ tr/min)	50
(III-12)	la relation NPSH en fonction de q_v ($n = 8$, $N = 2000$ tr/min)	51

Liste des abréviations

D : diamètre en mètre (m)

h ou Z : hauteur en mètre (m)

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

Vou 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 Section Head

λ : le coefficient de perte de charge linéaire

k : le coefficient de perte de charge singulière

Re :le nombre de Reynold

P_h : 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.....	1

Partie théorique

Chapitre 01 : généralités sur les pompes

I.1. Introduction	04
I.2. Définition	05
I.3. Classification des pompes	06
I.4. Fonctionnement d'une pompe	07
I.4.1. Pompe volumétrique	07
I.4.2. Turbopompe	08
I.5. Cavitation dans les pompes	09
I.5.1. Définition	09
I.5.2. Charge nette à l'aspiration N.P.S.H (Net Positive Suction Head)	10
I.5.3. Cavitation locale	10
I.5.4. Cavitation globale	11
I.5.5. Exemple de calcul de NPSH disponible	13
I.6. Les caractéristiques d'une pompe	14
I.6.1. Les courbes caractéristiques de la pompe.....	15
I.7. Sécurité de la pompe	16
I.7.1.Sécurité avant de mettre la pompe en marche	16
I.7.2.Sécurité de la pompe pendant le fonctionnement	17
I.8. les fluids.....	17

Chapitre 02 : Modes de couplage des pompes

II.1. Introduction.....	19
II.2. Eléments de base pour le calcul des pompes.....	19
II.3. Point de fonctionnement.....	19
II.4. Utilisation de catalogues de constructeurs : choix de pompe.....	21
II.4.1. Choix de type de pompe en fonction des paramètres hydrauliques Q et Hmt	21
II.4.2. Choix de type de pompe en fonction de conditions particulières d'utilisation	21
II.5. Couplage des pompes (montage).....	23
II.5.1. Couplage des pompes en série.....	23
II.5.2. Couplage des pompes en parallèle.....	25
II.6. Conditions de couplage en série et en parallèle des pompes.....	29

Partie pratique

Chapitre 03 : Calculs et résultats

III.1. Introduction.....	31
III.2. Organigramme des étapes de calculs sous le logiciel MATLAB	32
III.3. exemple d'un calcul simple.....	34
III.4. présentation des résultats du programme.....	44
Conclusion Générale.....	52
Bibliographie.....	54
Résumé.....	56

Introduction Généralité

L'histoire des pompes hydrauliques a commencé au 1er siècle en chine. Et au XVIIIe siècle les pompes modernes ont été développées. De nos jours, l'utilisation des pompes diésel 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.

Chapitre01:

Généralitéssur 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 autre 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.
- hauteur

C'est donc un appareil qui 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].

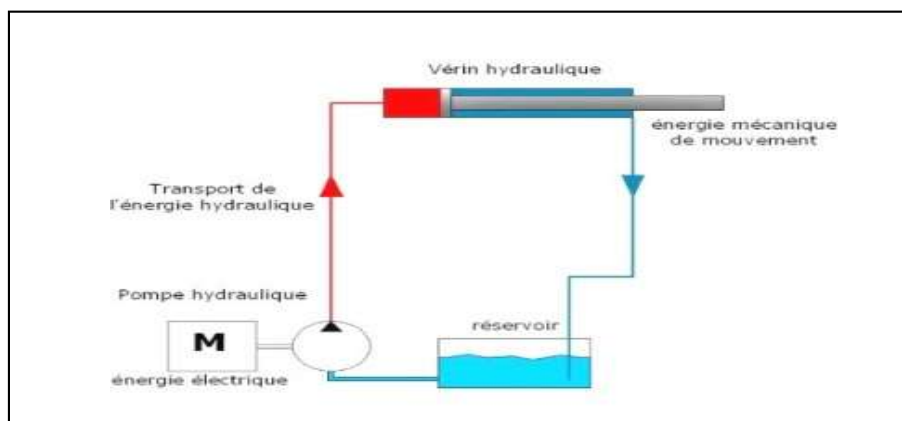


Figure (I-01) : schéma d'une pompe hydraulique

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 l'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 le prélèvement provoque fait que le fluide se met en mouvement vers la pompe et fait de la pompe volumétrique une pompe auto amorçante [4].

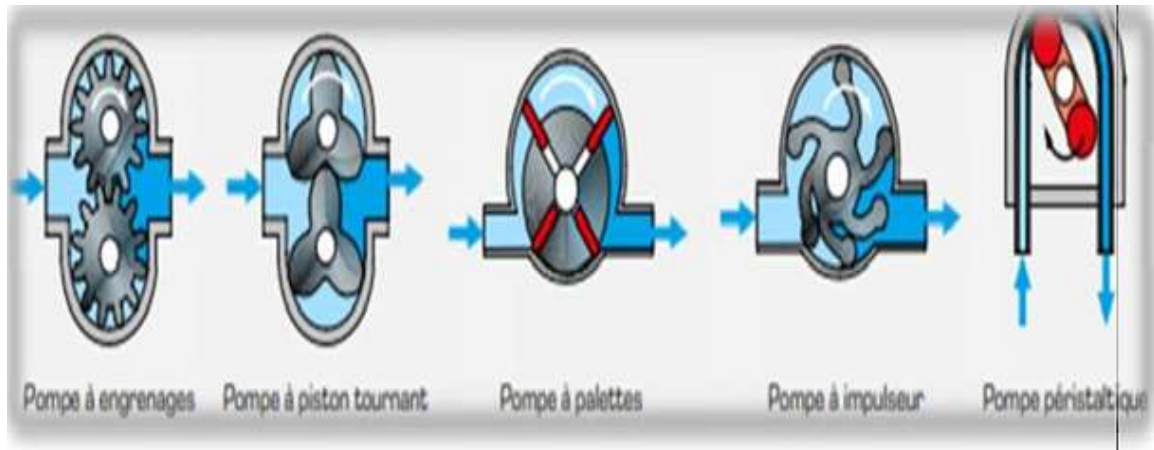


Figure (I- 04) : Fonctionnement de quelques types pompe volumétrique [4]

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].

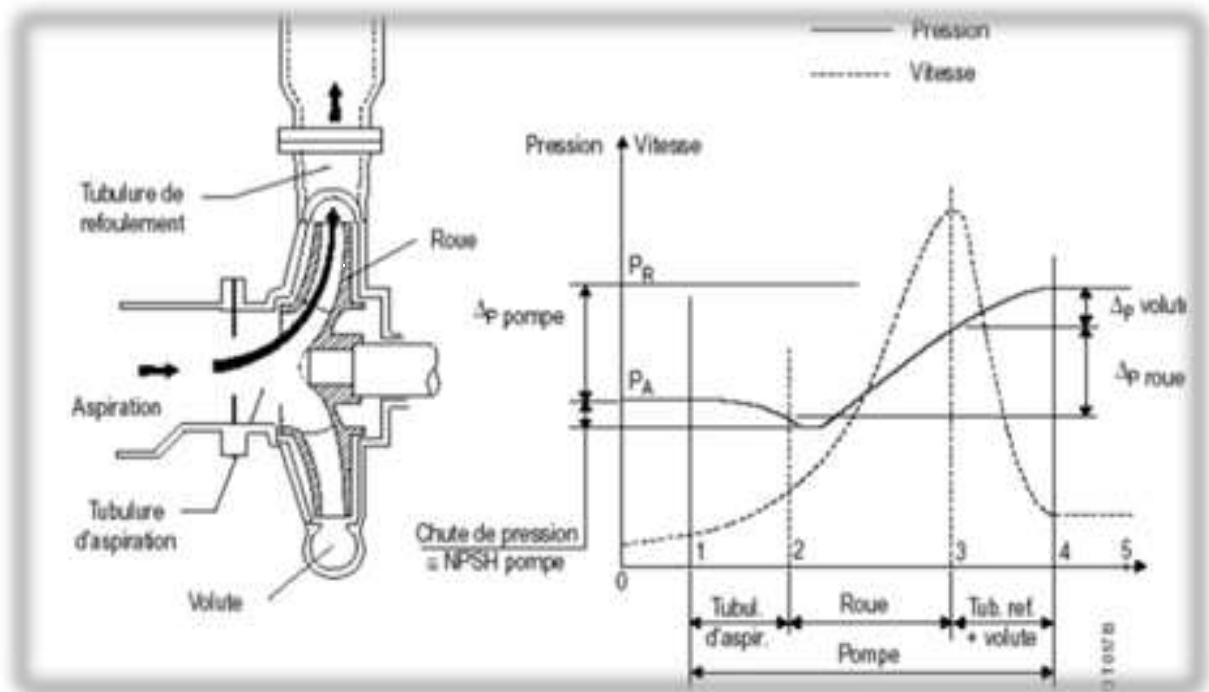


Figure (I -05): évolution de la vitesse et de la pression dans la pompe [3]

I.5. Cavitation dans les pompes:

I.5.1 Définition:

- ✓ 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_s , 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 H_g 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)	Psat (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 Section 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 diminue quand ω augmente
Lorsque $p_B = p_{sat}$, il y a formation de bulle de vapeur .

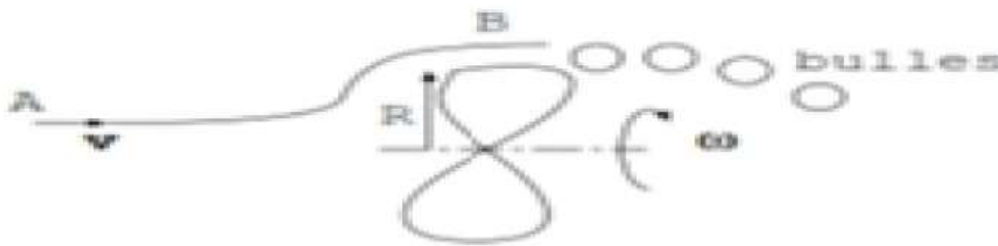


Figure (I-06) : schémas présente la cavitation dans les pompes [5]

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

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

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

- 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

NPSHrequis. 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_{st} 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:

$$p_{tE} \geq p_{sat} + NPSH_{requ} \dots\dots\dots(3)$$

- Qui peut s'écrire aussi :

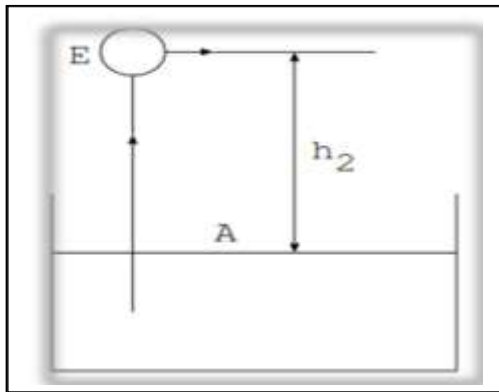
$$NPSH_{requis} \leq p_{tE} - p_{sat} \dots\dots\dots (4)$$

- 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]

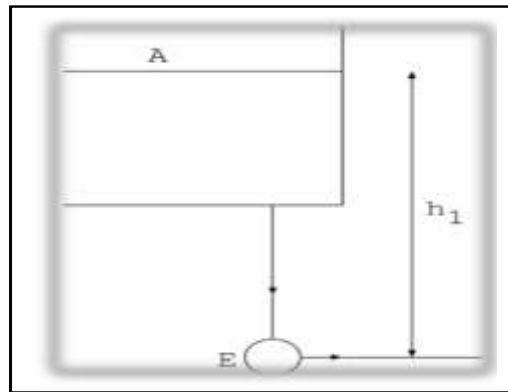
$$P_{tE} = P_E + \frac{1}{2} V_E^2 \dots\dots\dots (5)$$

I.5.5. Exemple de calcul de NPSH disponible :

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



(a)



(b)

- Appliquons le théorème de Bernoulli entre A et E:

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

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

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

- 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 :

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

Ou :

$$H_A = \frac{P_A}{\rho g} \text{ et } h_{sat} = \frac{P_{sat}}{\rho g}$$

- ✓ $\Delta H_{conduite}$ représente les pertes de charge dans la conduite.
- ✓ Si $P_A = P_{atm}$, alors au niveau de la mer, $H_A = 10.33 \text{ m}$ et à 1500 m , $H_A = 8,6 \text{ m}$
- ✓ 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 :

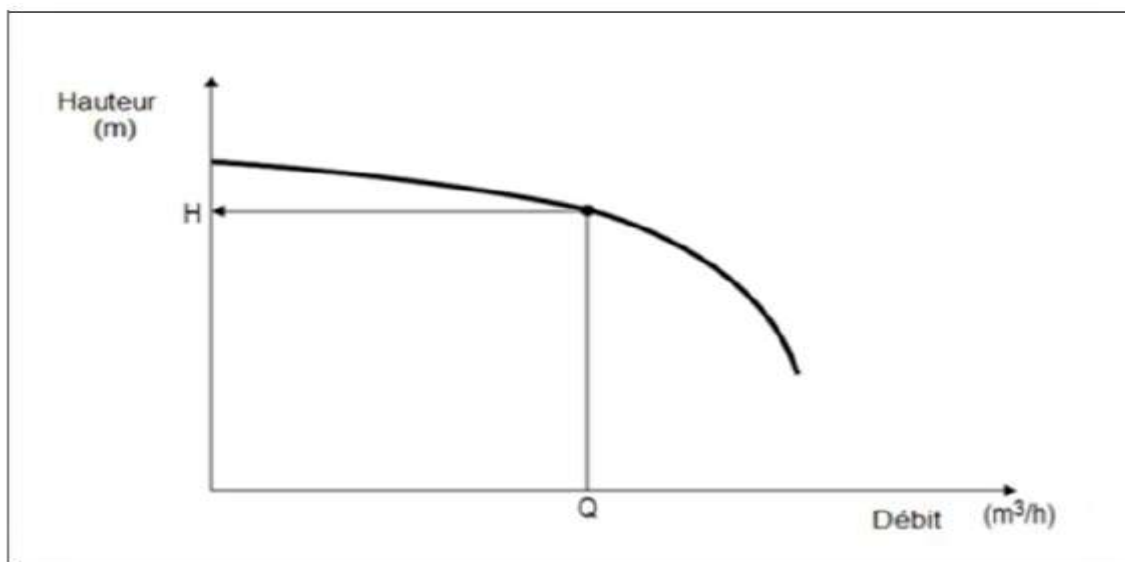


Figure (I-07) : Courbe caractéristique hauteur en fonction du débit [7]

b) Courbe caractéristique : rendement, puissance-débit :

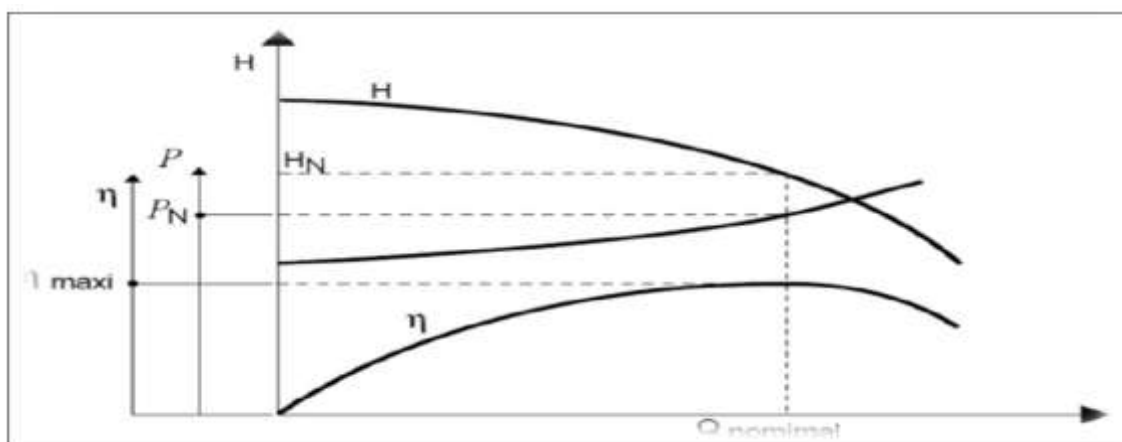


Figure (I-08) : Courbe rendement et puissance en fonction de débit [7].

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].

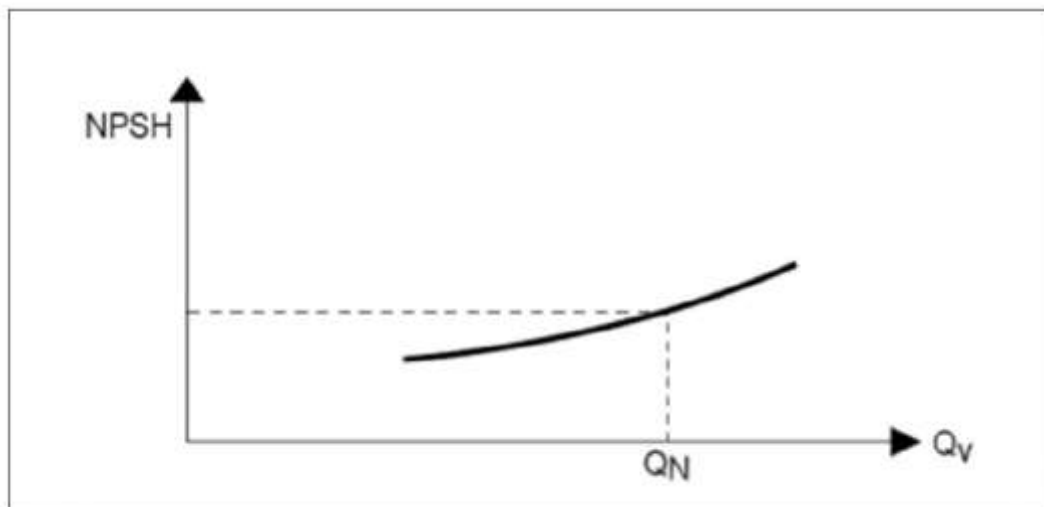


Figure (I-09) : Courbes caractéristiques de NPSH en fonction de débit [7]

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 recommandée 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 côté 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 et 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,

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

Les pertes de charge étant proportionnelles à Q^2 nous avons.

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

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.

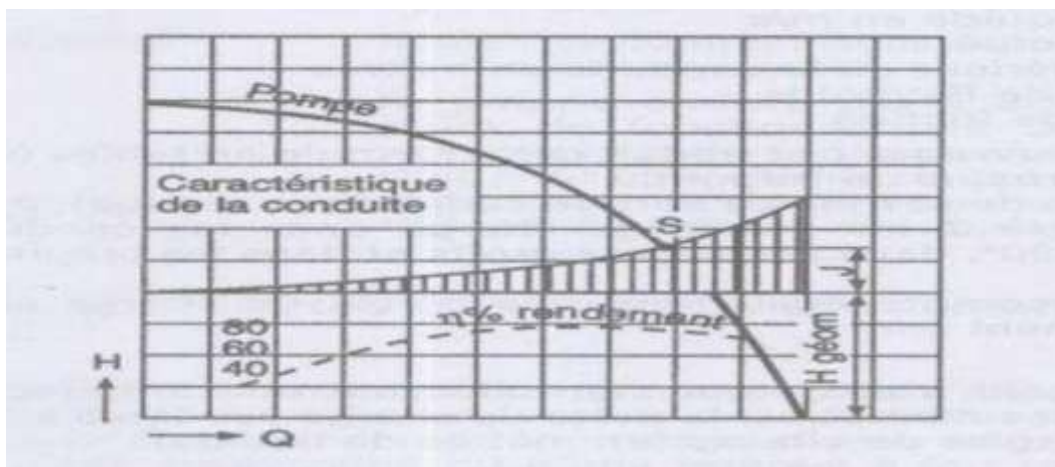


Figure (II-01) : point de fonctionnement d'une pompe [9].

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 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 $Q_v > 1000 \text{ l/s}$	Pompes à hélices ou hélico centrifuges
Hmt > 15m et quelque soit de débit	Pompes centrifuges
Zone intermédiaire aux cas ci dessus	Seulement les comparaisons économiques permettent de choisir les pompes
Remarque : 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.	

Tableau (II-01) : type de pompe en fonction des paramètres hydrauliques 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	Domaines d'utilisation assez étendus Ils sont moins chers que les pompes à ligne d'arbre où le moteur est installé au niveau du sol. Les dimensions radiales des groupes électro-pompes permettent leur installation dans les forages de diamètre de 3" à 12".
Pompes centrifuges monocellulaires/pompes centrifuges multicellulaires	• Pour des hauteurs d'élévation inférieures à 60m • Pour des hauteurs d'élévation comprises entre 60 à 90m : ✓ 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 a priori les pompes multicellulaires à faible vitesse ; • Pour des hauteurs d'élévation supérieures à 90m on utilisera les pompes multicellulaires.

Pompe à axe horizontal / pompe à axe vertical	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. ▪ 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].

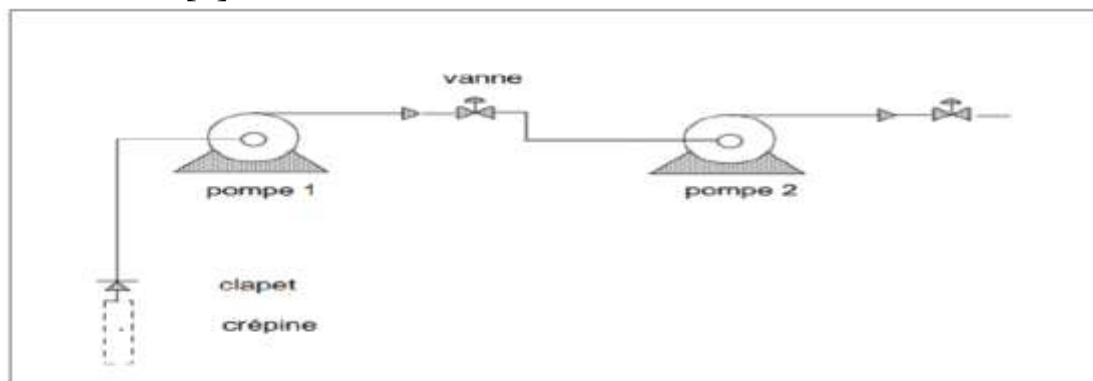


Figure (II-02) : schémas d'un couplage des deux pompes en série [10].

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 ($H_{m \text{ totale}} = H_{m1} + H_{m2}$) [10].

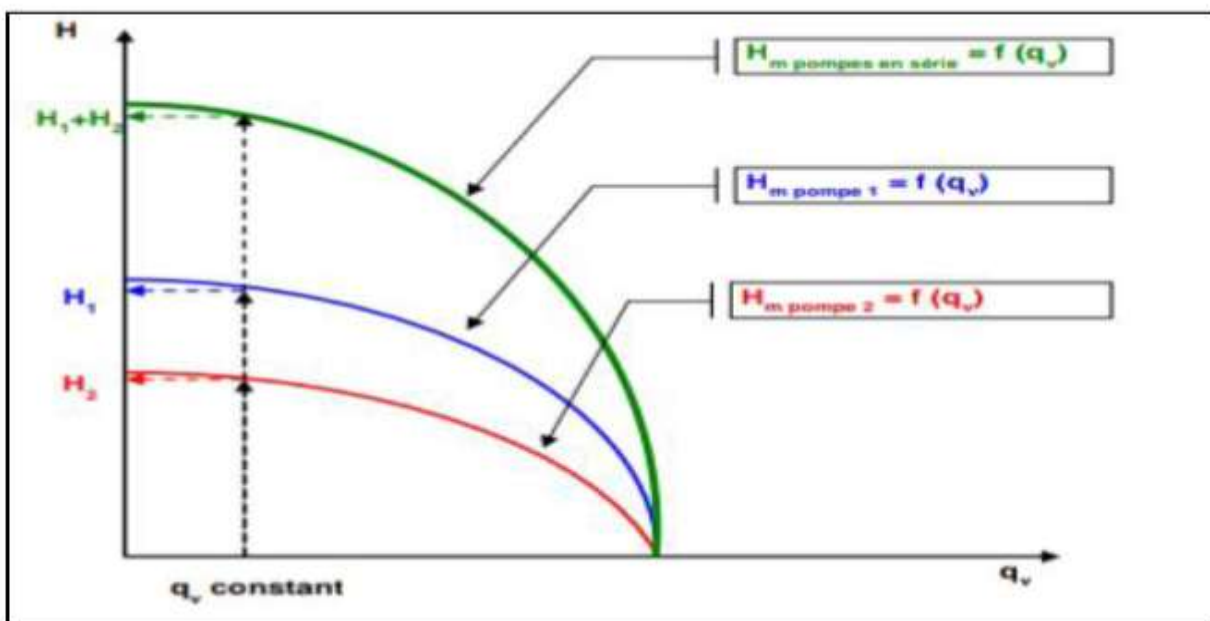


Figure (II-03): courbe hauteur en fonction du débit des deux pompes en série

- Théoriquement :

Construction :

- Pour un débit donné, on relève la hauteur manométrique de la 1ère 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]

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].

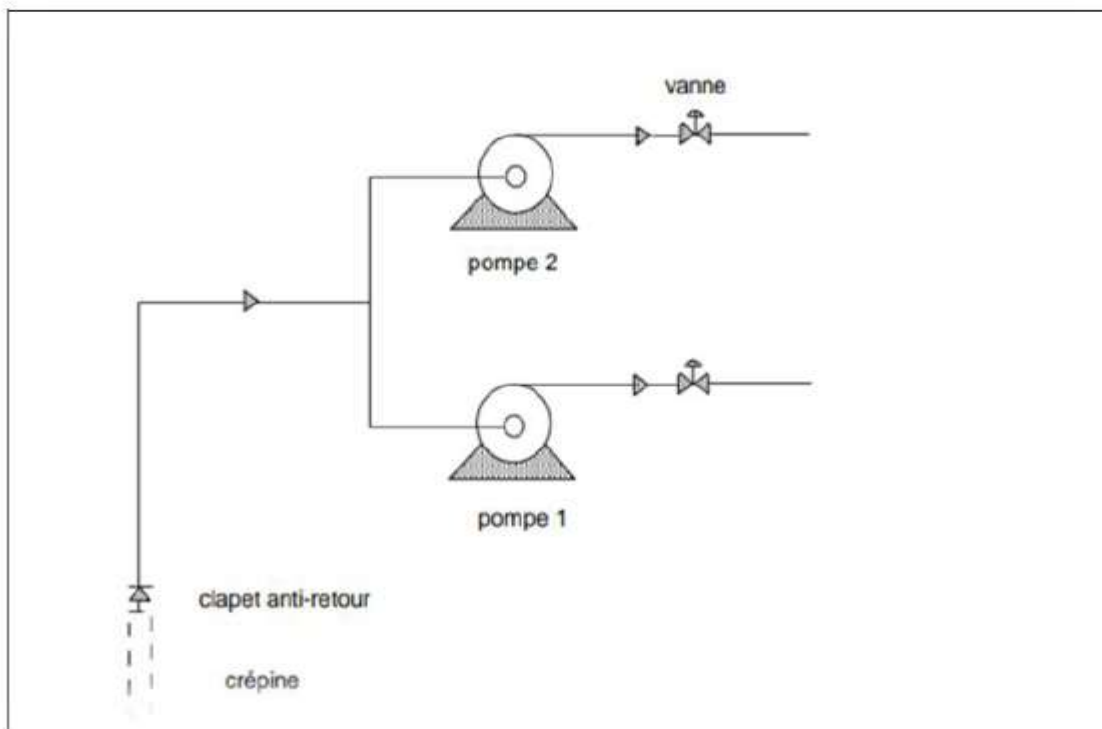


Figure (II-04) : Schémas d'un couplage des deux pompes en parallèle.

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 ensuivant les deux conditions suivantes :

- Le débit total est la somme des débits circulants dans chaque pompe :

$$q_{v\text{ totale}} = q_{v2} + q_{v1}$$

- La hauteur manométrique est la même pour chaque pompe :

$$H_m = H_{m1} = H_{m2} \quad [10]$$

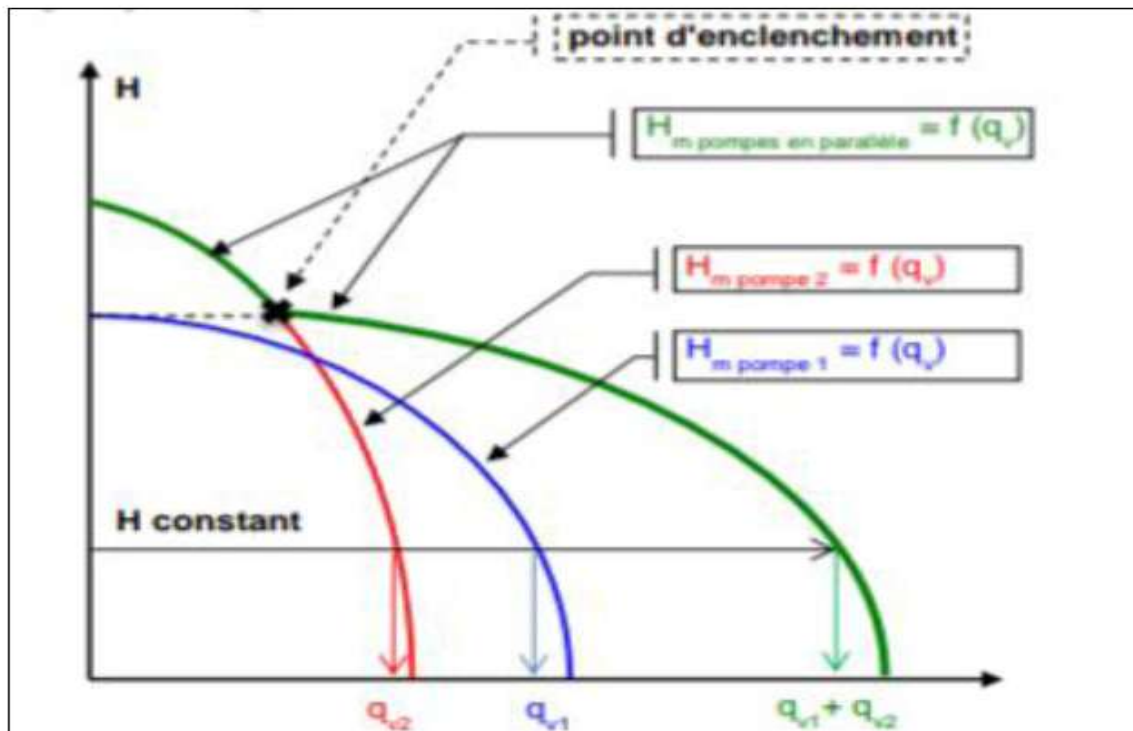


Figure (II-05) : courbe caractéristique de la hauteur en fonction du débit des deux pompes en parallèle

- Théoriquement :

Construction :

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

Note :

Dans le cas où les deux pompes ont des caractéristiques $H_m=f(Q)$ différentes, il existe un point d'encenchement 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 le réseau fermé 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 d'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

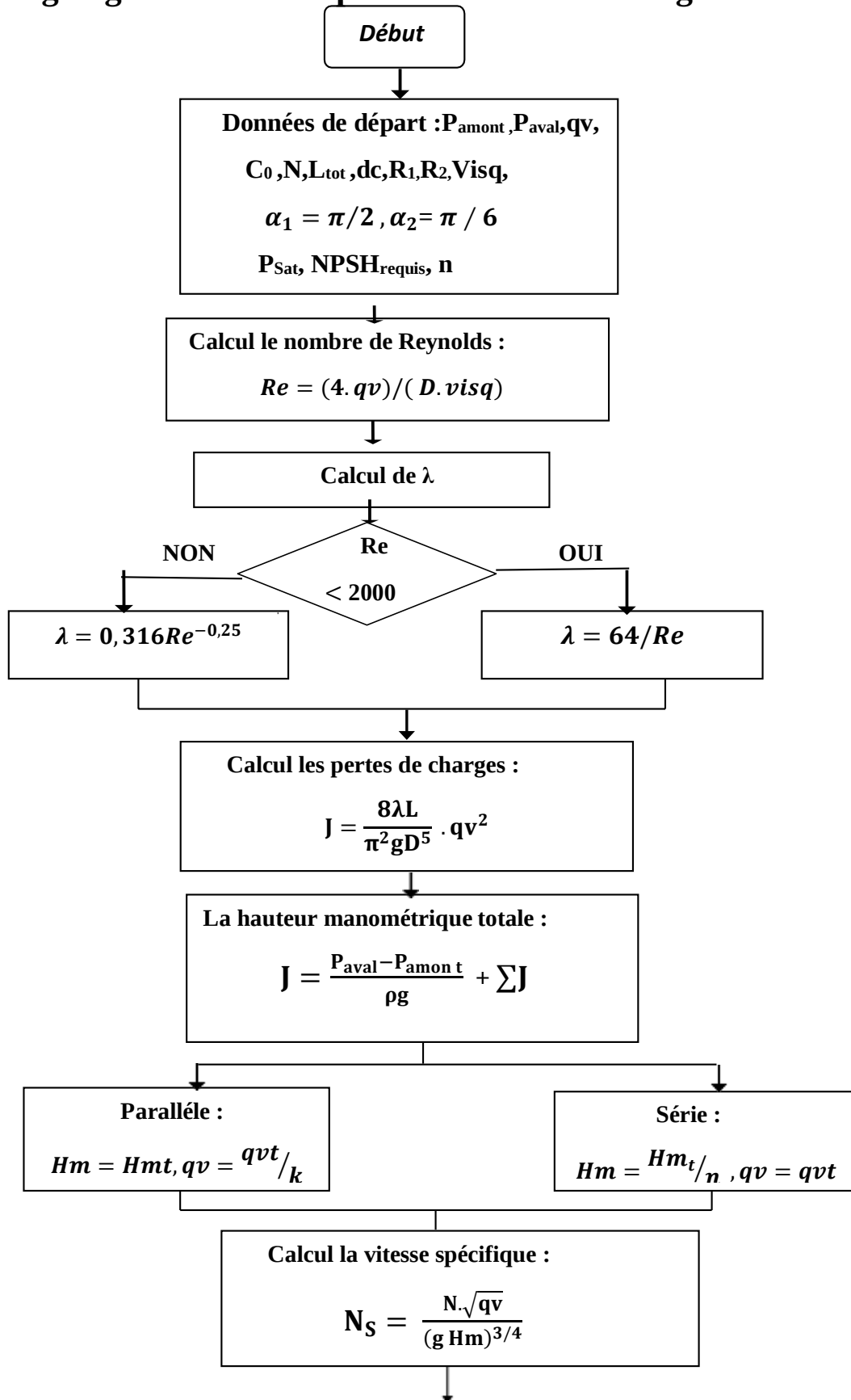
III-1. Introduction :

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 pré giration (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



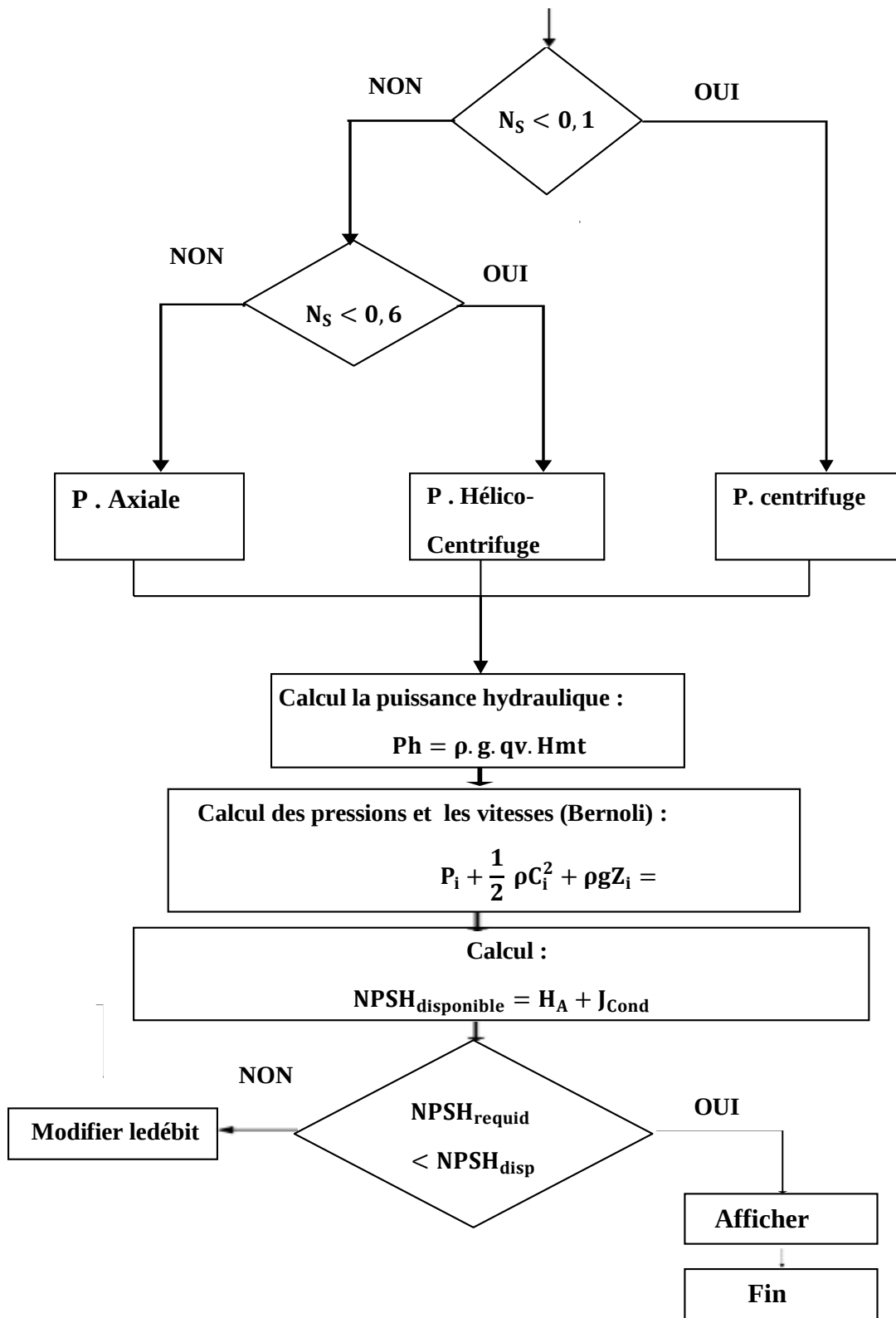


Figure (III-01): Organigramme des étapes

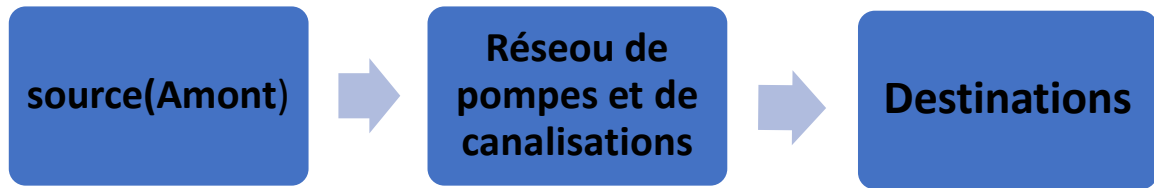
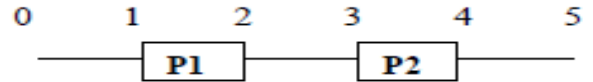
III-3 Exemple d'un calcul simple :

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*)

$$J = \lambda \cdot \frac{LV^2}{2g}$$

ou en fonction du débit :

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

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(ν)	1,156.10 ⁻⁶	(m ² /s)
Le nombre de Reynold (Re)	101983,18	- - -

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

Cas écoulement laminaire $Re < 2000$: $\lambda = \frac{64}{Re}$

$Re > 2000$; le régime est turbulent

Régime turbulent : $\lambda = 0,3164 \cdot Re^{-0,25}$ $\lambda = 0,018$

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

Paramètres	Valeurs	Unités
la longueur (L)	3.10^4	(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 (qv)	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(Hmt):

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 :

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

Paramètres	Valeurs	Unités
La différence de pression (ΔP)	4.10^5	(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 (Hmt)	54,93	(m)

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

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

$$H_m = 27,47m$$

c- Calcul du nombre de tours spécifique :

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

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 (Ns)	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 (Ph)	7485,57	(W)

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

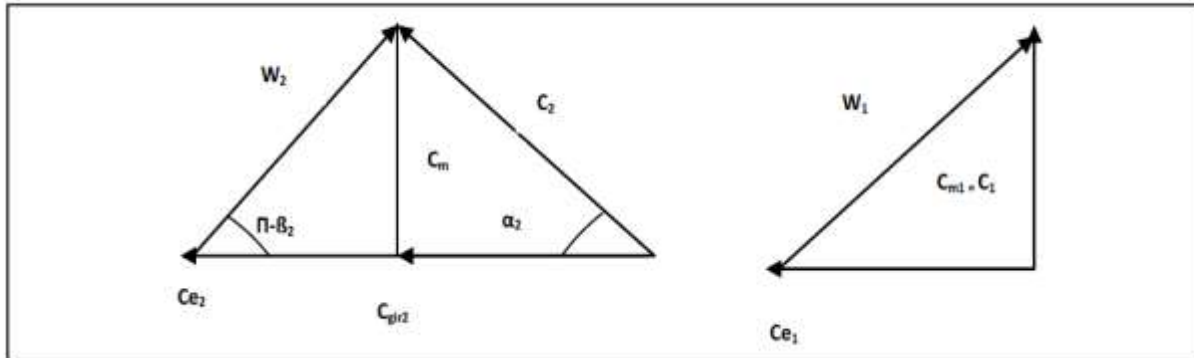
e- Calcul des vitesses :

Figure (III-03) : les triangles des vitesses

Les vitesses	Valeurs	Unités
$C_1 = C_3 = C_{m2}$	0,39	(m/s)
$C_2 = C_4$	0,78	(m/s)
C_5	15,78	(m/s)

Tableau (III-06) : Calcul des vitesses

f- Calcul des pressions :

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

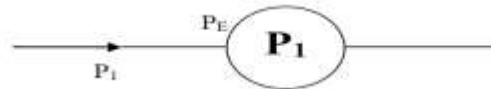
$$P_2 = \left[g \cdot H_m - \frac{1}{2} (C_2^2 - C_1^2) \right] \cdot \rho + P_1$$

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

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

Paramètres	Valeurs	Unités
la vitesse (C1)	0,39	(m/s)
Les pertes de charges (J)	4,72	M
La pression (P0)	10^5	(Pa)
La masse volumique (ρ)	10^3	(kg/m ³)
La pression (P1)	0,95	(bar)
La pression (P2)	3,64	(bar)
La pression (P3)	3,60	(bar)
La pression (P4)	6.29	(bar)

Tableau (III-07) : Calcul des pressions

g- Vérification de la cavitation :**▪La 1^{ère} pompe :**

$$NPSH_{disp} = H_1 - h_{sat} + J_{conduite}$$

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

Paramètres	Valeurs	Unités
La pression (P1)	$0,95 \cdot 10^5$	(Pa)
La pression (Psat)	$1,782 \cdot 10^3$	(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

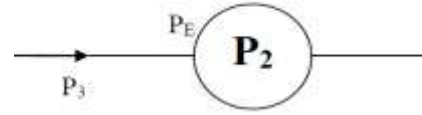
$$NPSH_{requis} \leq 14,2$$

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

La 2^{ème} pompe:

$$NPSH_{\text{disp}} = H_3 - h_{\text{sat}} + J_{\text{conduite}}$$

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



Paramètres	Valeurs	Unités
La pression (P3)	$3,60.10^5$	(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

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

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

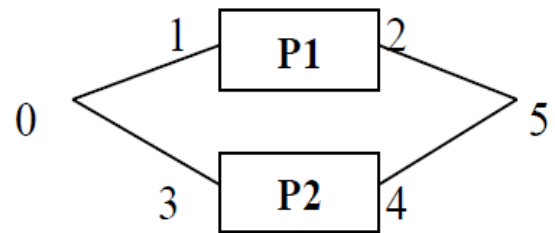
B- Montage en parallèle :

a- Calcul des pertes de charge linéaire :

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

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

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



Paramètres	Valeurs	Unités
le débit volumique (qv)	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 cas : $\lambda = 0,3164 \cdot Re^{-0,25}$ $\lambda = 0,021$;

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

Paramètres	Valeurs	Unités
la longueur (L)	3.10 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 présenter (g)	9,81	(m/s ²)
Le débit volumique (qv)	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 (Hmt) :

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

$$H_{mt} = H_m$$

Paramètres	Valeurs	Unités
La différence de pression (ΔP)	4.10^5	(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 (Hmt)	44,90	(m)

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

c- Calcul de la vitesse de rotation spécifique :

$$N_s = \frac{\frac{N}{60} * \sqrt{q_v}}{(g.H_m)^{3/4}}$$

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 (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)	50	(m ³ /h)
La pesanteur (g)	9,81	(m/s ²)
La hauteur manométrique (H_m)	44,90	(m)
la puissance hydraulique (P_h)	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 (P0)	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 :

$$\text{NPSH}_{\text{disp}} = P_{TE} - P_{\text{sat}} + J_{\text{conduite}}$$

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

Paramètres	Valeurs	Unités
La pression (P1)	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

$$\text{NPSH}_{\text{requis}} \leq 11,18$$

$$\text{NPSH}_{\text{requis}} \leq \text{NPSH}_{\text{disp}}$$

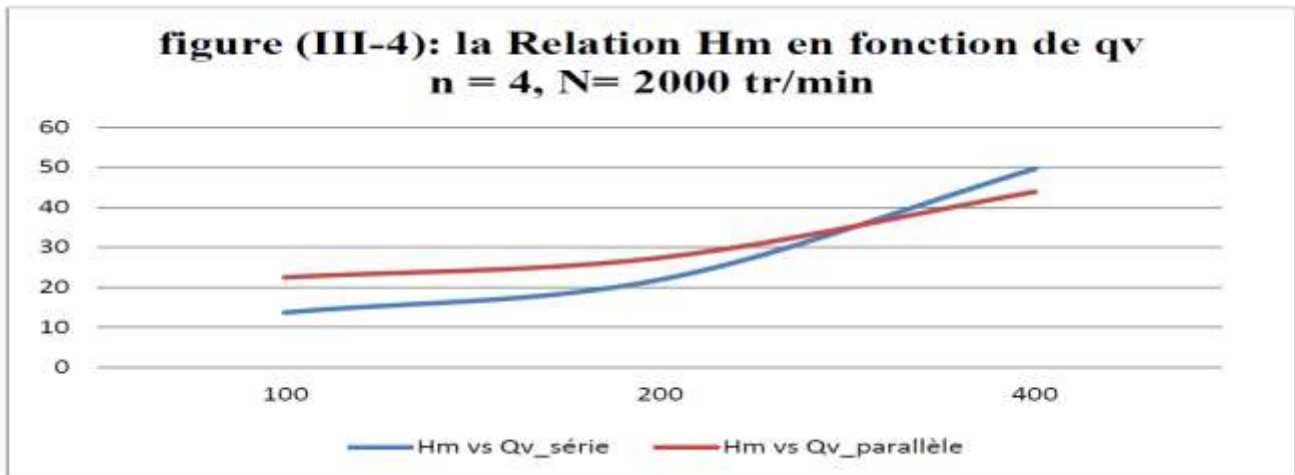
Donc, il n'y pas de risque de cavitation

III-4 : Présentation des résultats du programme :**III.4.1 Cas général :**

- **n = 04**

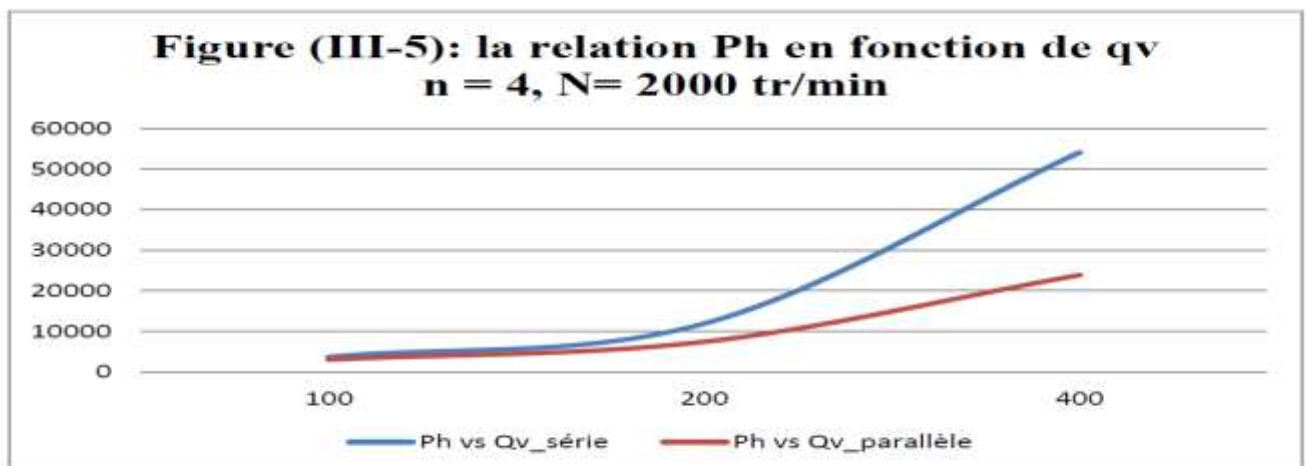
Nombre de Pompe	Série				Parallèle (2 branches de l'installation 2 pompes par branche)		
n=4	Qv (m3/h)	100	200	400	100	200	400
	Re	$1,0198 \cdot 10^5$	$2,0397 \cdot 10^5$	$4,0793 \cdot 10^5$	$50,0992 \cdot 10^5$	$1,0198 \cdot 10^5$	$2,0397 \cdot 10^5$
	J (m)	2,78	9.3749	31,5334	1,38	4,64	15,24
	Hm (m)	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
	NPSH_{disp} (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- Etude de la hauteur manométrique :**Commentaire :**

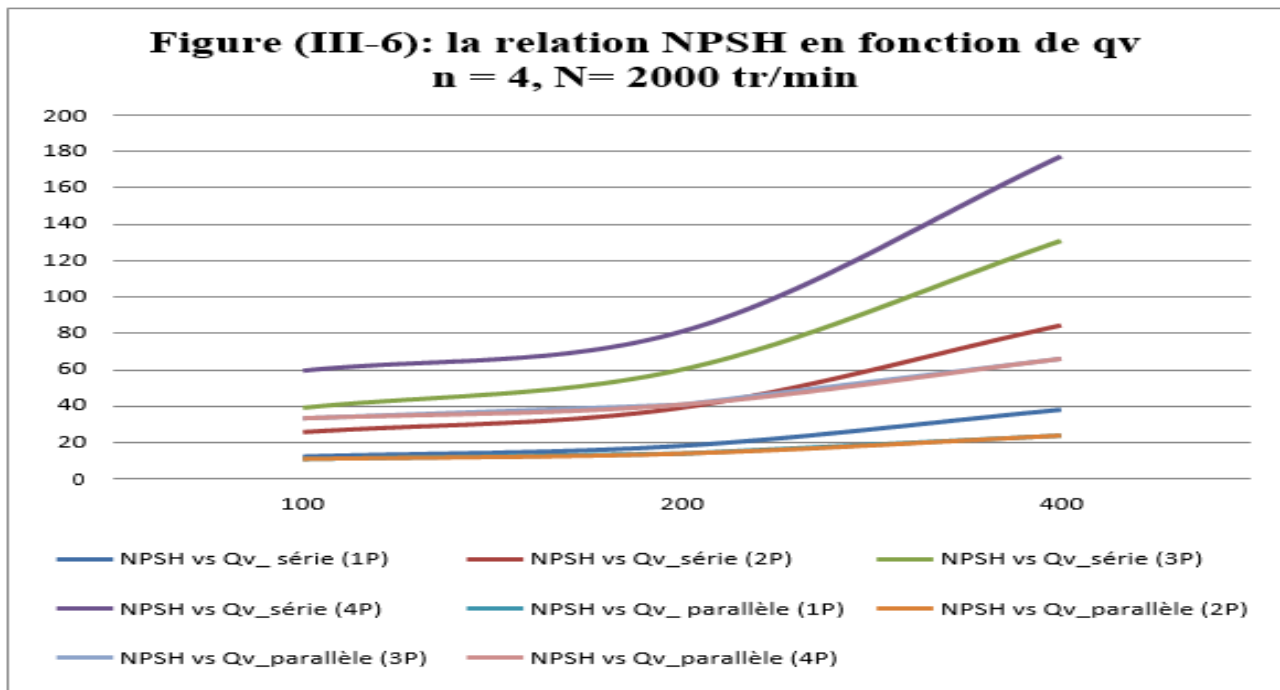
D'après la figure on voit que la hauteur manométrique de montage des pompes en série est inférieure à celle de montage en parallèle lorsque la valeur de débit est à 100 et 200 m³/h, par contre à partir de la valeur de débit qui est égale à 300 m³/h la hauteur manométrique de montage en série est supérieure 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 (m3/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			
		3p =>29,62	3p =>43,84	3p =>91,66			
		4p =>38,53	4p =>57,77	4p =>122,45			
		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

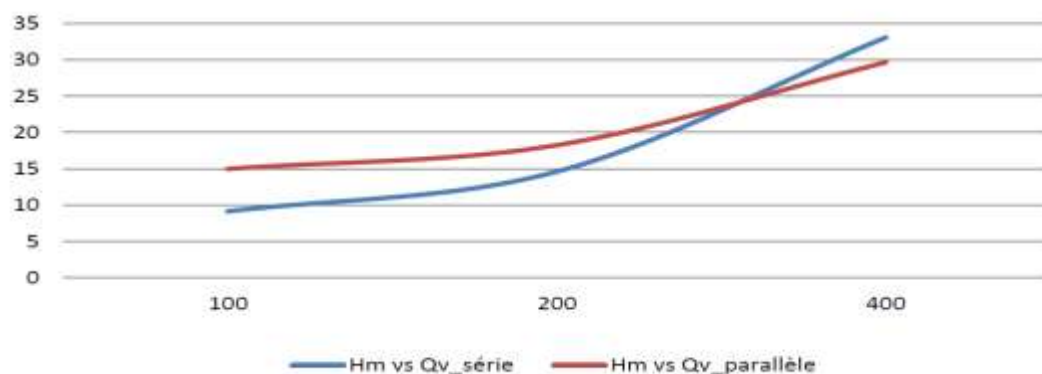


Figure (III-8): la relation Ph en fonction de qv
n = 6, N= 2000 tr/min

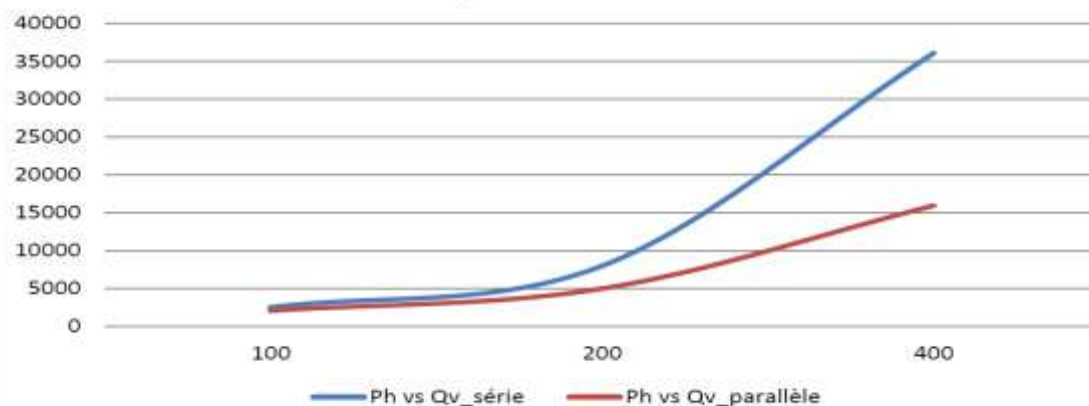
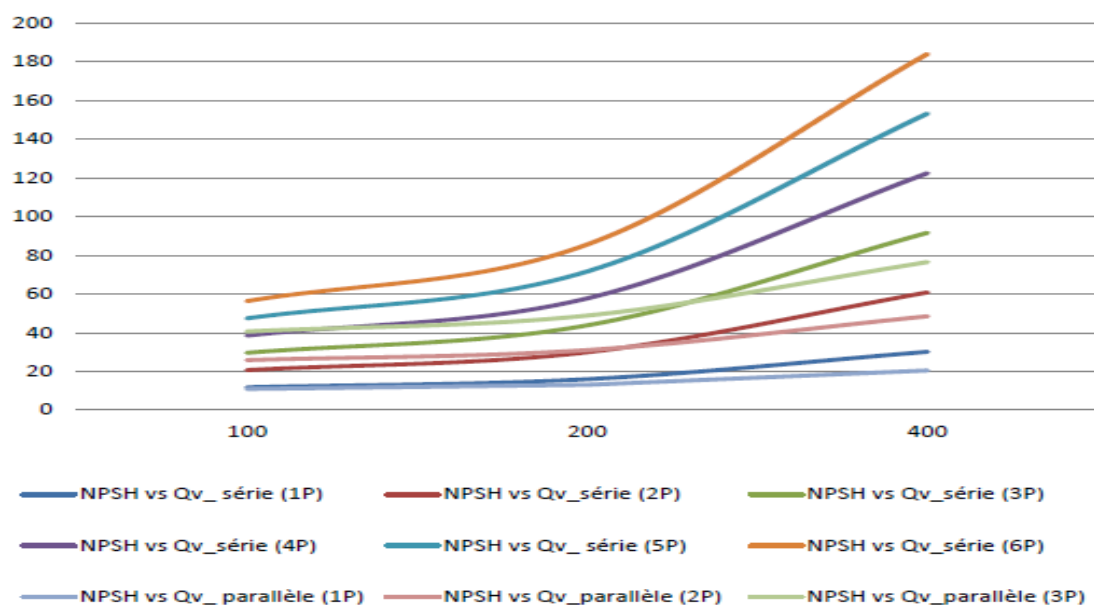


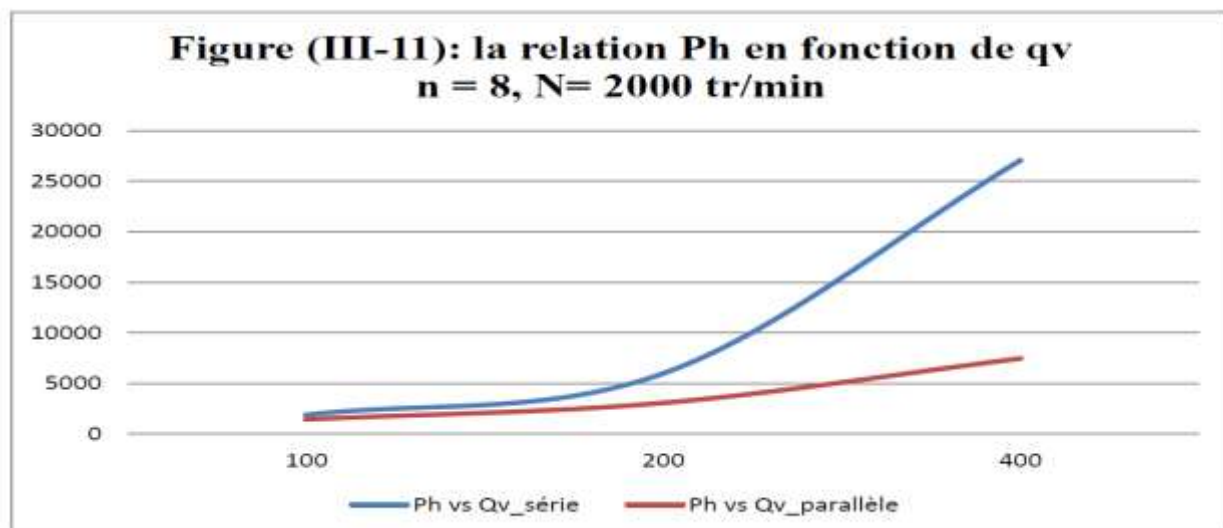
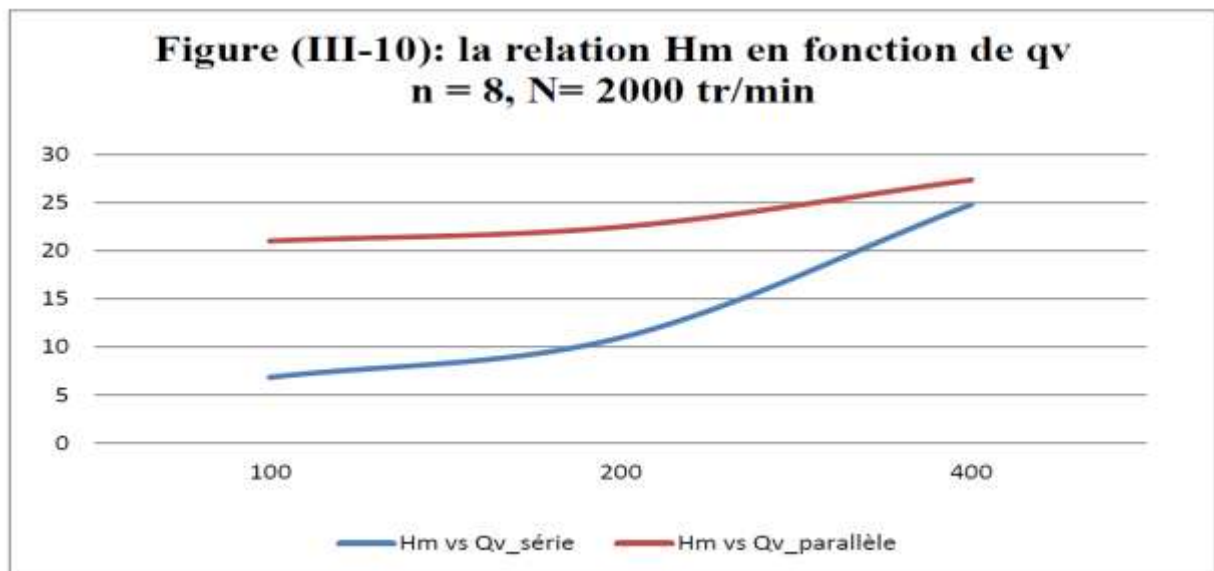
Figure (III-9): la relation NPSH en fonction de qv
n = 6, N= 2000 tr/min

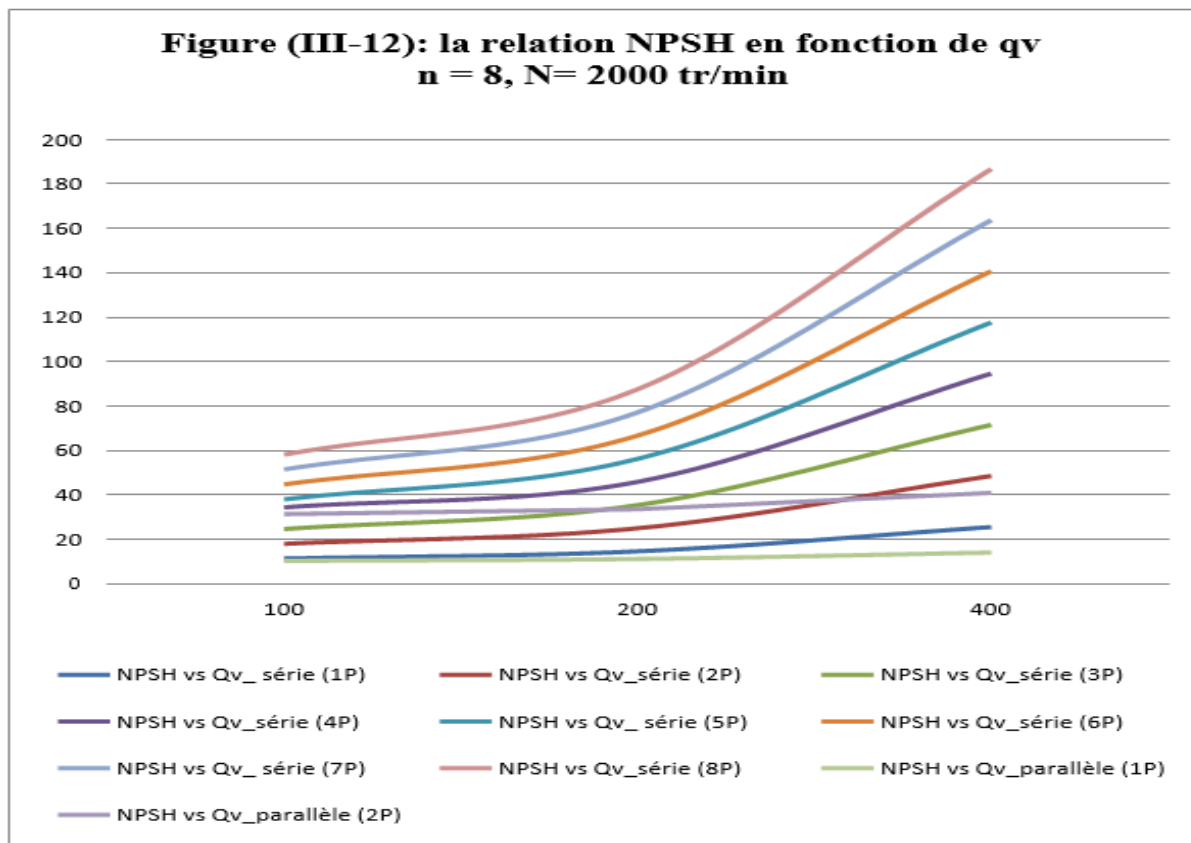


• n=8

Nombre de Pompe	Série				Parallèle 4branches d'installation 2 pompes par branche		
n=8	Qv (m3/h)	100	200	400	100	200	400
	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
	NPSH_{disp} (m)	1p =>11,39 2p =>18,07 3p =>24,75 4p =>34,43 5p =>38,11 6p =>44,79 7p =>51,48 8p =>58,16	1p =>14,65 2p =>25,08 3p =>35,50 4p =>45,93 5p =>56,35 6p =>66,78 7p =>77,20 8p =>87,63	1p => 25,61 2p =>48,63 3p =>71,65 4p =>94,67 5p =>117,69 6p =>140,71 7p =>163,73 8p =>186,75	1p =>10,38 2p =>31,43	1p =>11,25 2p =>33,56	1p =>14,17 2p =>41,05

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 » université d'abomey-calavi.
- [3]HAMAMMED.MOHAMMEDYAHIA,MADONICHOUKRI « Etude de système de refoulement TFNA_DZIOUA »,Université AboubakrBelkayid,Tlemcen.
- [4]DINBUTANSEKAMERVEILLE,KAELATSHILOMBOROJER,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,1ER 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) » Universitéabdelrahmen mira de Bejaïa 2016 /2017

عنوان المذكرة : دراسة مقارنة لمجموعة من مضخات السوائل غير المنضبطة في سلسلة ومتوازية
اللقب: جوبر - بن هاشمي الاسم: محمد - براهيم المؤطر: سريح محمد

ملخص:

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. 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

كلمات مفتاحية: مضخة - اقتران متسلسل - اقتران متوازي - تجويف

Memory title : ETUDE COMPARATIVE D'UN GROUPEMENT DE POMPES FLUIDE INCOMPRESSIBLE EN SERIE ET EN PARALLELES

Name : Djouber / Ben hachmi **First name :** Mohammed and Brahim **Frame:** SRYAH MOHAMED

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 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.

Key words: Pump - serie coupling - parallel coupling - cavitation

Titre du mémoire : COMPARATIVE STUDY OF A GROUP OF INCOMPRESSIBLE FLUID PUMPS IN SERIES AND IN PARALLEL

Nom: Djouber / Ben hachmi

Prénom: Mohammed et Brahim

en cadré: SRYAH MOHAMED

Résumé :

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. 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.

Mots clés : pompe - couplage en série - couplage en parallèle - cavitation

Lé résumé doit être rédigé en deux langues différentes au moins