

## CHAPITRE II : CARACTERISTIQUES DES POMPES ET COUPLAGE EN SERIE ET EN PARALLELE

### II-1- Ecoulement en charge (écoulement forcé) :

C'est l'étude des liquides en mouvement à section pleine soit par gravité ou par refoulement (pompage).

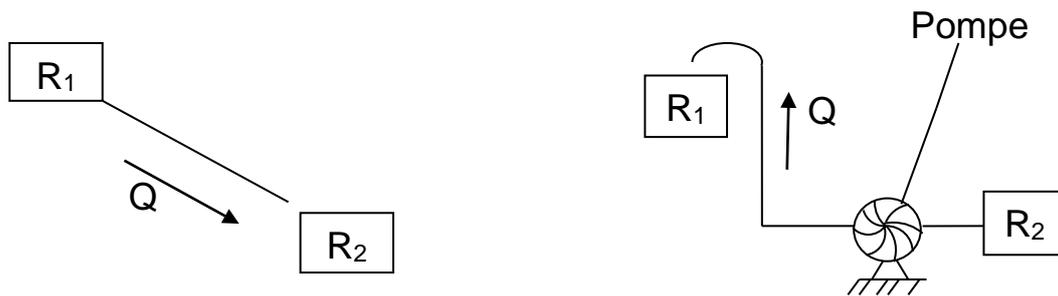


Figure 18 : Adduction gravitaire et par refoulement.

### II-2- Caracteristiques des pompes :

#### II-2-1- Débit Q :

Volume du liquide pompé passant à travers une section droite par unité de temps (l/s, m<sup>3</sup>/s, m<sup>3</sup>/h)

Il est fonction de la vitesse moyenne  $V$  (m/s) qui est perpendiculaire à la section droite calculée par l'expression de l'équation de continuité  $Q = VS$  et pour une section circulaire de diamètre  $D$  on a

$$V = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

#### II-2-2- Hauteur d'élévation totale ou manométrique totale de la pompe Hmt :

Elle est égale à la somme de la hauteur géométrique  $H_g$  de la pompe et de la perte de charge totale  $\Delta H_t$  ( $H_{mt} = H_g + \Delta H_t$ )

## A/ Pertes de charge totale $\Delta H_t$ :

La PDC est la perte en hauteur d'eau (perte d'énergie hydraulique) due au frottement des particules entre elles et le frottement de ces dernières avec les parois des conduites, ces pertes de charge totale englobent les PDC linéaire et singulière.

$$\Delta H_t = \Delta H_L + \Delta H_S$$

En pratique  $\Delta H_S$  est estimé à 15 %  $\Delta H_L$  soit  $0,15 \Delta H_L$

$$\Delta H_t = 1,15 \Delta H_L$$

## Perte de charge linéaire $\Delta H_L$ :

La PDC linéaire est due au frottement des particules en contact des parois internes de la canalisation et s'exprime par :

$$\Delta H_l = \frac{\lambda V^2}{2gD} L = J \cdot L$$

$$\Delta H_l = \frac{\lambda V^2}{2gD} L = \frac{\lambda L}{2gD} \left( \frac{4Q}{\pi D^2} \right)^2 = \frac{8\lambda L}{g\pi^2 D^5} Q^2 = k_1 Q^2$$

J la PDC unitaire (m/m), V la vitesse moyenne (m/s), L longueur de la conduite(m), g accélération de pesanteur ( $m/s^2$ ), D diamètre de la conduite (m),  $\lambda$  coefficient de frottement qui dépend du régime d'écoulement

Pour régime laminaire ( $Re < 2300$ ) :  $\lambda = \frac{64}{Re^n}$  n : cte

Pour régime de transition ( $Re > 2300$ ) :

Equation universelle de Colebrook-White (la plus utilisée dans cette zone) :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left\{ \frac{\varepsilon}{3,71D} + \frac{2,51}{\sqrt{\lambda} Re} \right\}$$

$\varepsilon$  rugosité absolue (m), D diamètre de conduite(m), Re nombre de Reynolds ( $Re = \frac{VD}{\nu}$ )

Pour régime turbulent rugueux ( $Re > 3000$ ) :

On utilise l'équation de Nikuradse qui s'écrit :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = 1,14 - 2\log(\varepsilon/D)$$

### **Perte de charge singulière $\Delta H_s$ :**

La PDC singulière est due au frottement du fluide avec les équipements hydrauliques (crepine, clapet, vanne, coude,...) et s'exprime par :

$$\Delta H_s = \xi_i \frac{V_i^2}{2g} = \frac{1}{2g} \left( \frac{4Q}{\pi D^2} \right)^2 = \frac{8}{g\pi^2 D^4} Q^2 = k_2 Q^2$$

$\xi_i$  Coefficient de perte de charge singulière propre à l'équipement (ex  $\xi_{vanne} = 2$ ,  $\xi_{crepine} = 1,5$ )

### **Profil piezométrique (ligne piezométrique):**

C'est l'ensemble des points indicants le niveau d'eau dans n'importe quelle point de l'ouvrage hydraulique dans l'espace et dans le temps. Son utilité est de savoir si certains points du profil de la conduite présentent des contres pentes ne sont pas soumis à des dépressions.

### **B/ Hauteur géométrique :**

La hauteur géométrique d'une pompe est la différence de niveaux entre le plan d'eau à l'aspiration et le plan d'eau libre au refoulement.

Cas de pompe en dépression :

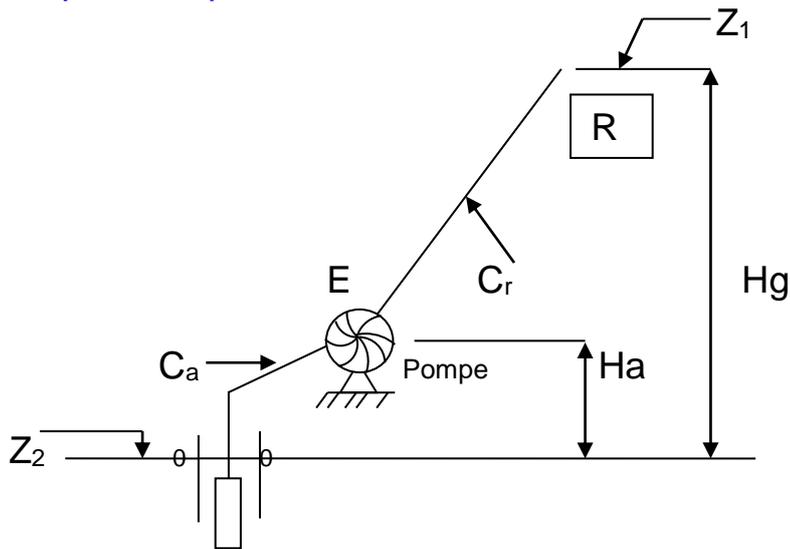


Figure 19 : Pompe en aspiration.

$H_g = Z_1 - Z_2$  ,  $C_a$  conduite d'aspiration,  $C_r$  conduite de refoulement

$H_a$  hauteur d'aspiration et  $\Delta H_t = \Delta H_{t\text{ asp}} + \Delta H_{t\text{ ref}}$

Appliquons l'équation de Bernoulli entre la section (0-0) et (E-E) :

$$Z_0 + \frac{P_0}{\gamma} + \frac{V_0^2}{2g} = Z_E + \frac{P_E}{\gamma} + \frac{V_E^2}{2g} + \Delta H_{0-E}$$

On calcul  $\frac{P_E}{\gamma}$  pression a l'entrée de la pompe on aura :

$$\frac{P_E}{\gamma} = (Z_0 - Z_E) - \frac{V_E^2}{2g} - \Delta H_{0-E} = - \left( H_a + \frac{V_E^2}{2g} + \Delta H_{0-E} \right) < 0$$

Donc la pompe est en aspiration ou en dépression.

Cas de pompe en surpression :

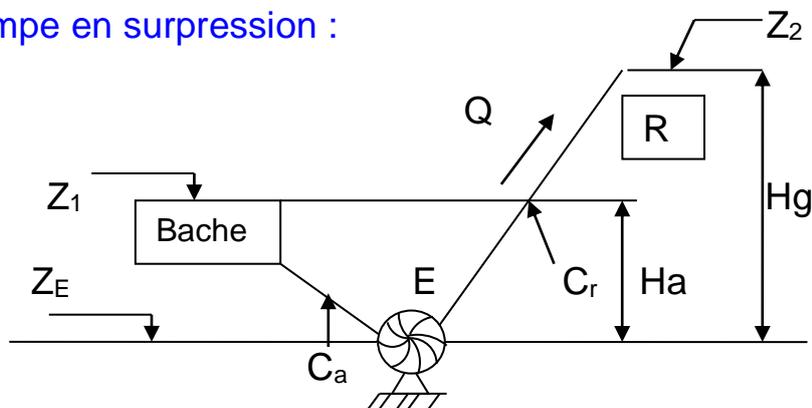


Figure 20 : Pompe en charge.

$C_a$  conduite d'aspiration,  $C_r$  conduite de refoulement

Calcul de la pression effective a l'entrée de la pompe (point E)

Appliquons l'équation de Bernoulli entre la section (1-1) et (E-E) :

$$Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_E + \frac{P_E}{\gamma} + \frac{V_E^2}{2g} + \Delta H_{1-E}$$

On pose  $Z_1 - Z_E = H_a$  hauteur d'aspiration de la pompe et on calcul

$\frac{P_E}{\gamma}$  pression a l'entrée de la pompe :

$$\frac{P_E}{\gamma} = (Z_1 - Z_E) - \left( \frac{V_E^2}{2g} + \Delta H_{1-E} \right) = H_a - \left( \frac{V_E^2}{2g} + \Delta H_{0-E} \right)$$

$$\frac{P_E}{\gamma} > 0 \text{ si } = H_a > \left( \frac{V_E^2}{2g} + \Delta H_{0-E} \right)$$

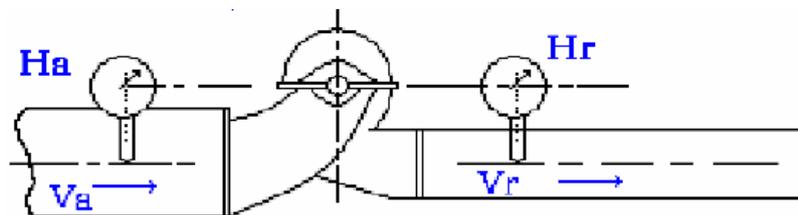
Donc la pompe est en charge ou en surpression.

La hauteur manométrique totale de la pompe par définition est égal à :

$$H_{mt} = H_g + \Delta H_t = H_g + \Delta H_{t \text{ asp}} + \Delta H_{t \text{ ref}}$$

$$= H_g + (\Delta H_{L \text{ asp}} + \Delta H_{S \text{ asp}}) + (\Delta H_{L \text{ ref}} + \Delta H_{S \text{ ref}})$$

Cas de pompe horizontale :

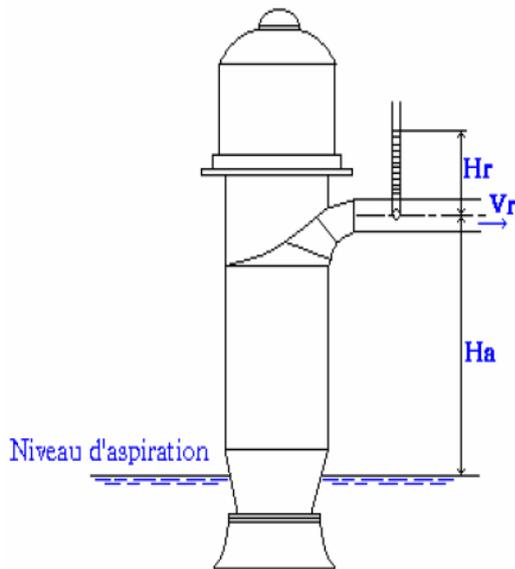


$H_a$  : Altitude de la ligne piézométrique à l'aspiration de la pompe.

$H_r$  : Altitude de la ligne piézométrique au refoulement de la pompe.

$$H = H_r - H_a + \frac{V_r^2}{2g} - \frac{V_a^2}{2g}$$

Cas de pompe verticale :



$$H = H_r + H_a + \frac{V_r^2}{2g}$$

Condition de vitesse d'aspiration et de refoulement :

Vitesse à l'aspiration : elle est conditionnée par la gamme suivante :  
 $V_a = (0,8 - 1,5) \text{ m/s}$ .

Vitesse de refoulement : la vitesse moyenne dans les conduites d'adduction gravitaire ou par refoulement est conditionné par :  
 $V_r = (1,5 - 2) \text{ m/s}$ .

### II-2-3- Puissance et Rendement :

#### A/Puissance absorbée ( $P_{abs}$ ) :

C'est la puissance du moteur fournie à la pompe en watts (W) ou (kW), elle s'exprime par :

$$P_{abs} = P_{moteur} = \frac{\rho g Q H_{mt}}{\eta_m}$$

$\rho$  masse volumique du liquide ( $\text{kg/m}^3$ ).

$Q$  débit pompé ( $\text{m}^3/\text{s}$ ).

$H_{mt}$  hauteur manométrique de la pompe (m).

$\eta_m$  rendement mécanique de la pompe (%).

#### B/Puissance utile de la pompe ( $P_u$ ) :

C'est la puissance appliquée au fluide pour remplir les conditions de  $Q$  du réseau qui est égal a :

$$P_u = P_{pompe} = \rho g Q H_{mt} \text{ (Watts)}$$

### C/Rendement mécanique $\eta_m$ (%) :

Au cours de la rotation de la roue les frottements au niveau des paliers et presse-étoupes de la pompe absorbe une puissance externe ( $P_{ext}$ ) appelée perte mécanique externe et s'additionne aux pertes par frottement ( $P_i$ ) la somme de ces pertes constitue les pertes mécaniques  $P_m = P_{ext} + P_i$ . La puissance de la pompe est  $P_u = P_{abs} - P_m$

Le rapport de la puissance utile par la puissance absorbée donne le rendement mécanique ou rendement de la pompe :

$$\eta_m = \frac{P_{pompe}}{P_{moteur}} = \frac{P_u}{P_{abs}}$$

- ❖ Si la  $P_{abs}$  est mesurée à l'arbre de la pompe le rapport  $\frac{P_u}{P_{abs}}$  nous donne le rendement du corps de pompe sans le moteur.
- ❖ Si la  $P_{abs}$  est mesurée en consommation de puissance du moteur de pompe le rapport  $\frac{P_u}{P_{abs}}$  nous donne le rendement de la pompe en incluant le rendement du moteur.
- ❖ Le moteur absorbe une puissance électrique en la restituant sur son arbre sous forme d'une puissance mécanique (transformation d'énergie électrique en énergie mécanique avec des pertes due a l'échauffement, aux frottements,...etc) qui va la transmettre à une pompe afin qu'elle absorbe a son tour le liquide pour le refouler.

### D/Rendement volumétrique $\eta_v$ (%) :

Entre la roue et le diffuseur il y a des fuites ( $Q$  de retour) ce retour est du a la différence de pression a l'aspiration et au refoulement

$$\eta_v = \frac{Q}{q + Q}$$

Avec :  $Q$  débit pompé et  $q$  débit de fuite.

### E/Rendement hydraulique $\eta_h$ (%) :

Il tient compte des pertes de charge à l'intérieur de la pompe qui sont de nature hydrodynamique et en deux formes (pertes dues aux frottements et pertes dues aux chocs).

$$\eta_h = \frac{H}{H_{th}} = \frac{H_{th} - h_p}{H_{th}}$$

Avec : H hauteur nette (réelle ou manométrique totale).

$H_{th}$  hauteur théorique pour une pompe idéale.

$h_p$  Pertes de charge.

### F/Rendement globale $\eta_g$ (%) :

Il est le produit des 3 rendements précédents :

$$\eta_g = \eta_m \times \eta_v \times \eta_h$$

## II-3- Fonctionnement des pompes :

### II-3-1- caractéristiques hauteur – débit d'un réseau hydraulique :

A/ Courbe caractéristique d'une conduite :

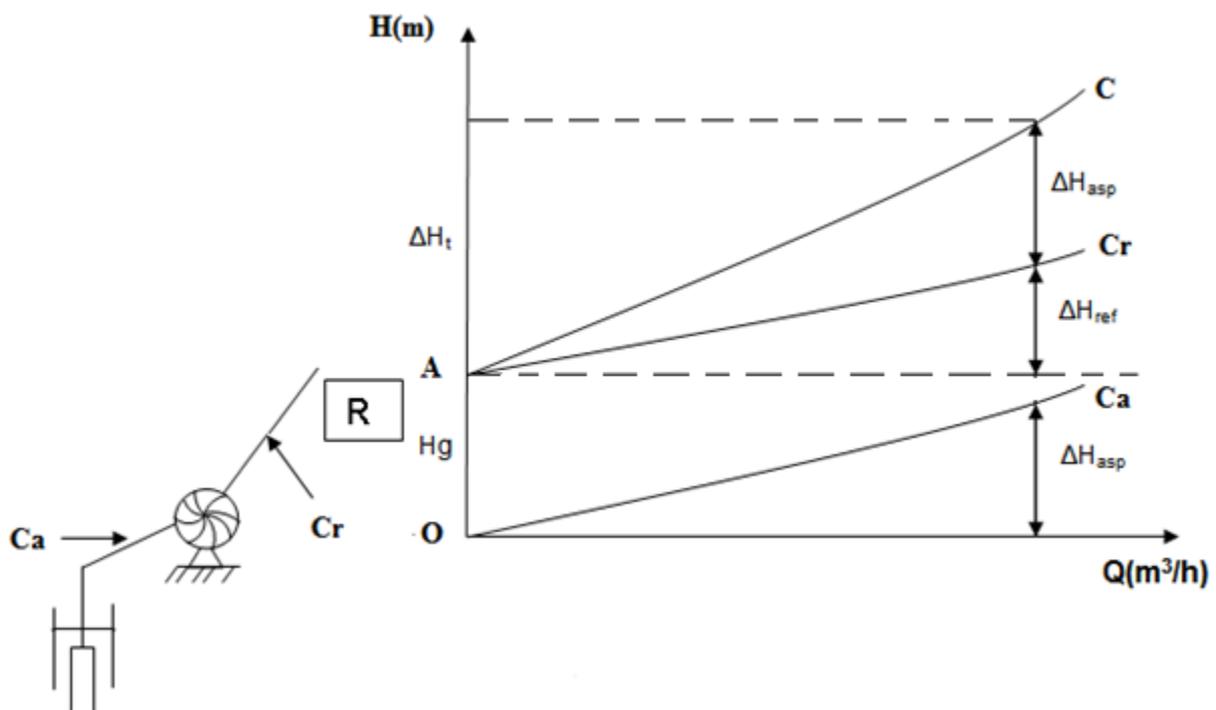


Figure 21 : Courbe caractéristique d'une conduite.

Essayon de tracer les variations des PDC dans les conduites c-à-d les caractéristiques des conduites d'aspiration et de refoulement :

La courbe caractéristique de la conduite d'aspiration  $C_a$  s'écrit :

$$\Delta H_{t\ asp} = \frac{\lambda V_a^2}{2gD_a} L_a = \frac{8\lambda L_a}{g\pi^2 D_a^5} Q^2 = R_a Q^2 = \Delta H_{t\ asp} = F(Q)$$

Avec  $R_a$  = cte résistance de la conduite d'aspiration

De meme pour la conduite de refoulement  $C_r$

$$\Delta H_{t\ ref} = \frac{\lambda V_r^2}{2gD_r} L_r = \frac{8\lambda L_r}{g\pi^2 D_r^5} Q^2 = R_r Q^2 = \Delta H_{t\ ref} = F(Q)$$

Avec  $R_r$  = cte résistance de la conduite de refoulement

On aura la courbe caractéristique totale résultante C

$$\Delta H_t = RQ^2 \text{ ou } \Delta H_t = F(Q) \ / \ R = \text{cte}$$

B/ Point de fonctionnement d'une pompe centrifuge :

Cas de pompage sur une conduite unique :

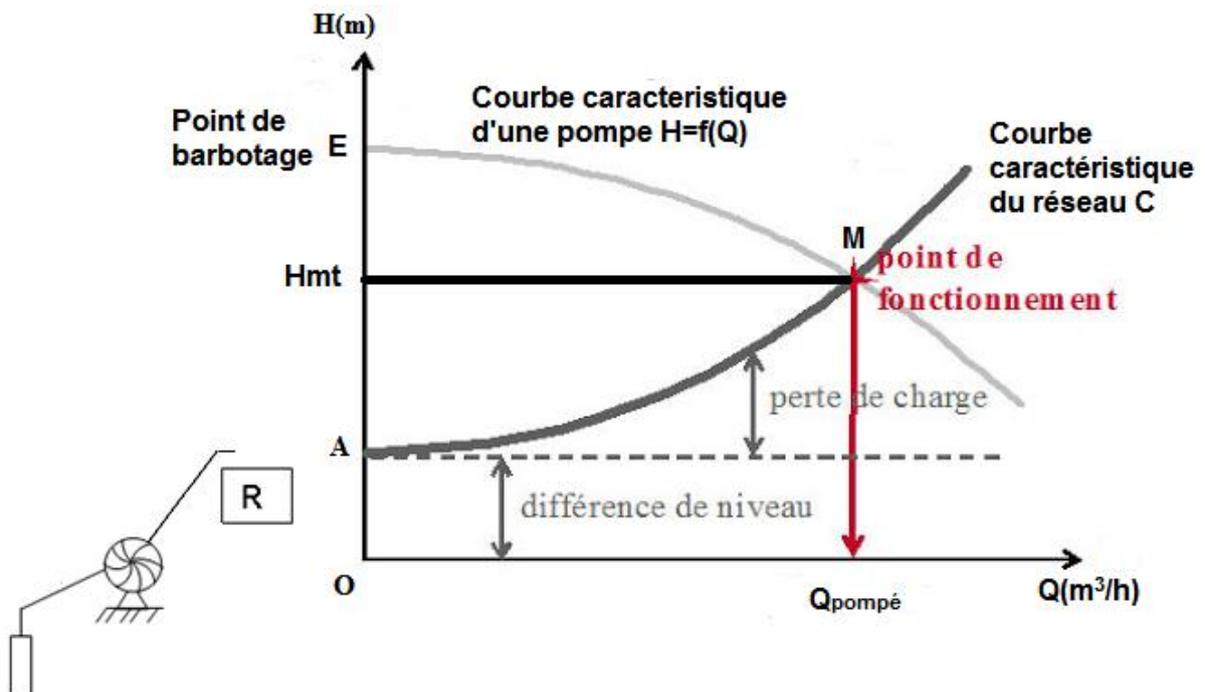


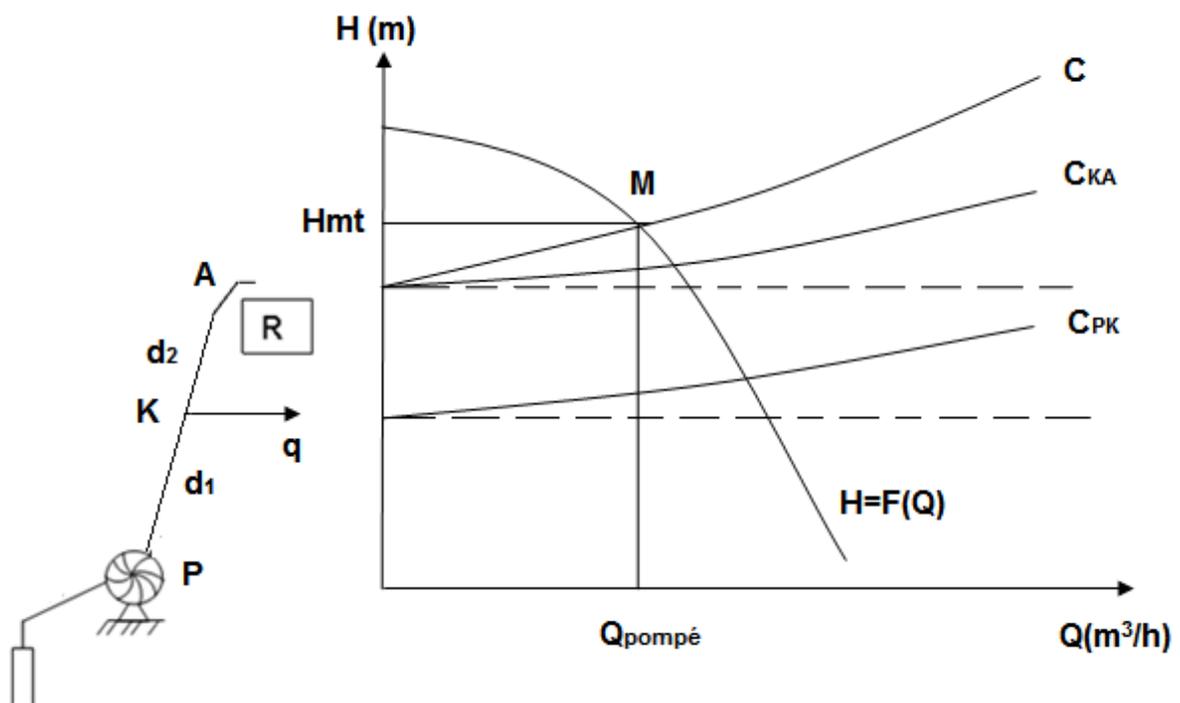
Figure 22 : Point de fonctionnement de la pompe.

Si la pompe tourne a vitesse cte et débite sur une conduite unique l'intersection de la courbe caractéristique de la conduite C et celle de la pompe  $H = F(Q)$  au point M nous donne le point de fonctionnement de la pompe.

OE fonctionnement en régime de barbotage ( $H = H_{\max}$ ,  $Q = 0$ ) c'est le démarrage à vanne fermée.

La hauteur AE contribue à mettre l'eau en vitesse au fur et a mesure qu'on ouvre la vanne de refoulement de la pompe. Le débit augmente et le point E passe successivement par plusieurs points jusqu'à M ceci correspond au régime stable ou a la hauteur crée par la pompe.

Cas d'une pompe assurant un débit de transit au point K :

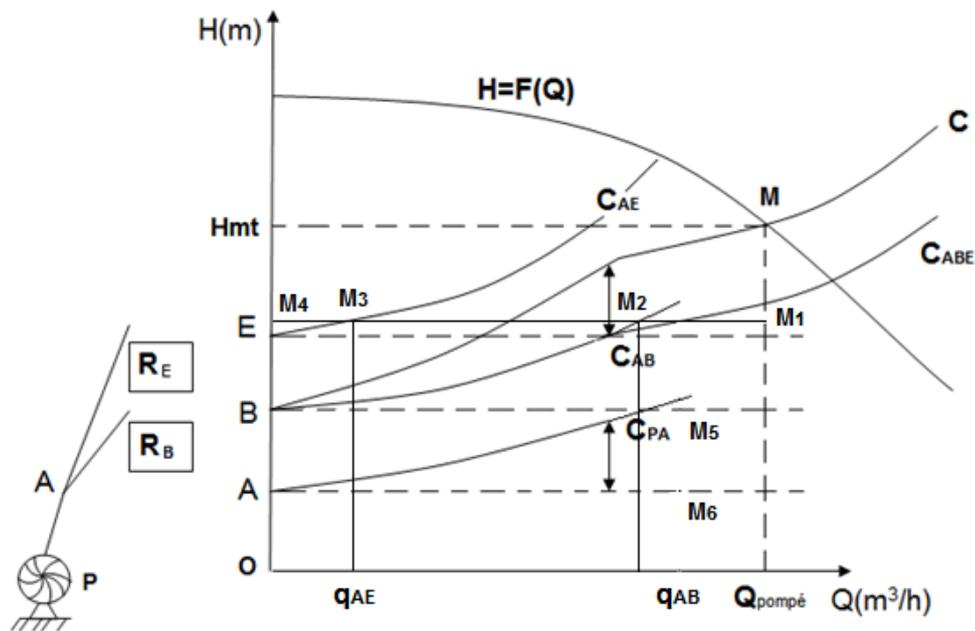


**Figure 23** : Point de fonctionnement avec un débit de transit.

Pour tracer le point de fonctionnement M de la pompe il faut tracer tout d'abord les caractéristiques des conduites  $C_{PK}$  et  $C_{KA}$ , puis

l'intersection de la courbe caractéristique résultante  $C$  obtenue des 2 conduites en séries avec celle de la pompe  $H(Q)$  nous donne le point de fonctionnement de la pompe, on mène une verticale pour déterminer le  $Q$  pompé, la Hmt est obtenue en traçant une horizontale à partir du point  $M$ .

Cas d'une pompe alimentant deux reservoirs :



**Figure 24** : Point de fonctionnement en alimentant 2 réservoirs.

La conduite commune PA alimente les deux tronçons AB et AE dans le but de remplir les réservoirs  $R_B$  et  $R_E$

On trace les courbes caractéristiques des conduites AB et AE disposées en // on obtiendra la caractéristique résultante  $C_{ABE}$  en ajoutant les  $Q$  des courbes  $C_{AB}$  et  $C_{AE}$

Pour obtenir définitivement la courbe globale  $C$  qui est la courbe caractéristique résultante du réseau d'adduction en ajoutant ces PDC

de la courbe  $C_{PA}$  la courbe  $C_{ABE}$  cette courbe globale coupe celle de la pompe  $H(Q)$  en  $M$  qui est le point de fonctionnement recherché.

A partir de  $M_1$  on trace la parallèle à l'axe des abscisses qui coupe  $C_{AB}$  en  $M_2$  et  $C_{AE}$  en  $M_3$  puis on mène la parallèle à l'axe des ordonnées à partir de  $M_2$  et  $M_3$  pour déterminer  $q_{AB}$  et  $q_{AE}$  ( $M_5$  et  $M_6$  les pertes de charges).

### C/ Choix d'une pompe centrifuge :

Le choix de la pompe ou d'un groupe électropompe se fait en passant par les conditions suivantes :

#### Conditions hydrauliques :

La hauteur calculée et le débit que l'on désire sont portés sur la courbe caractéristique de la pompe choisie (constructeur) et doit tourner dans la zone de rendement maximale ceci conduit au frais d'exploitation moins onéreuses pour  $1\text{m}^3$  d'eau à élever ( c-à-d énergie électrique).

#### Conditions mécaniques :

Les valeurs de la vitesse de rotation  $N$ , de la puissance absorbée et du rendement mécanique sont des critères à prendre en considération pour choisir tel ou tel moteur.

#### Conditions d'installation (condition d'aspiration NPSH et d'amorçage) :

- L'encombrement du groupe doit intervenir pour orienter le choix sur tel ou tel pompe ;
- Connaitre les caractéristiques physico-chimiques de l'eau pour éviter par exemple la corrosion.

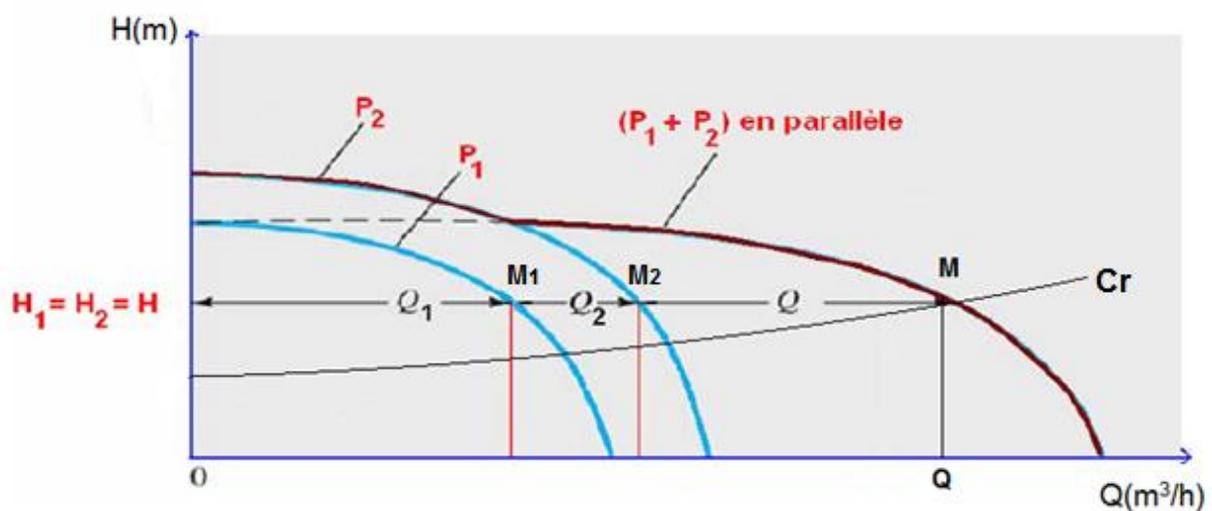
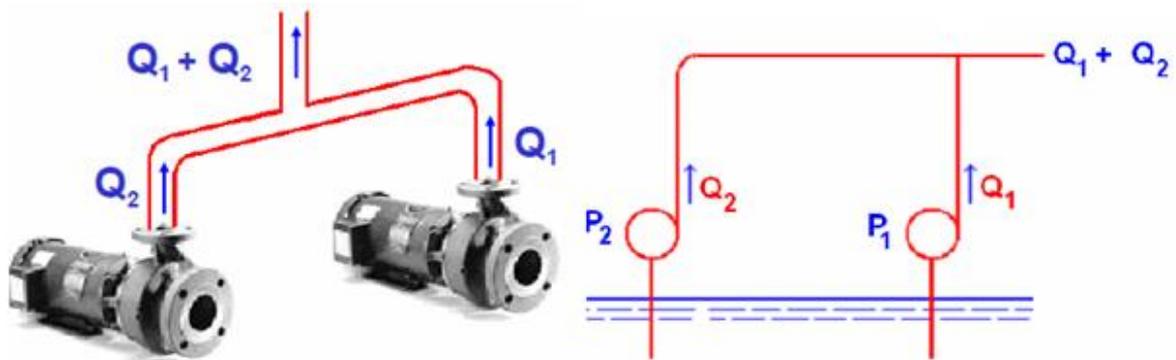
### II-3-2- Fonctionnement des pompes en parallèles :

Le refoulement par les groupes électropompes en parallèle c'est pour augmenter le débit (très utilisée en adduction d'eau).

A/Cas de deux pompes en parallèles de caractéristiques différents :

$P_1 \begin{Bmatrix} Q_1 \\ H_1 \\ \eta_1 \\ P_{ui_1} \end{Bmatrix}$  et  $P_2 \begin{Bmatrix} Q_2 \\ H_2 \\ \eta_2 \\ P_{ui_2} \end{Bmatrix}$  Les pompes refoulent des débits partiels

$Q_1$  et  $Q_2$  et le système couplé fournit  $Q_1 + Q_2$



**Figure 25** : Point de fonctionnement de pompes en parallèles.

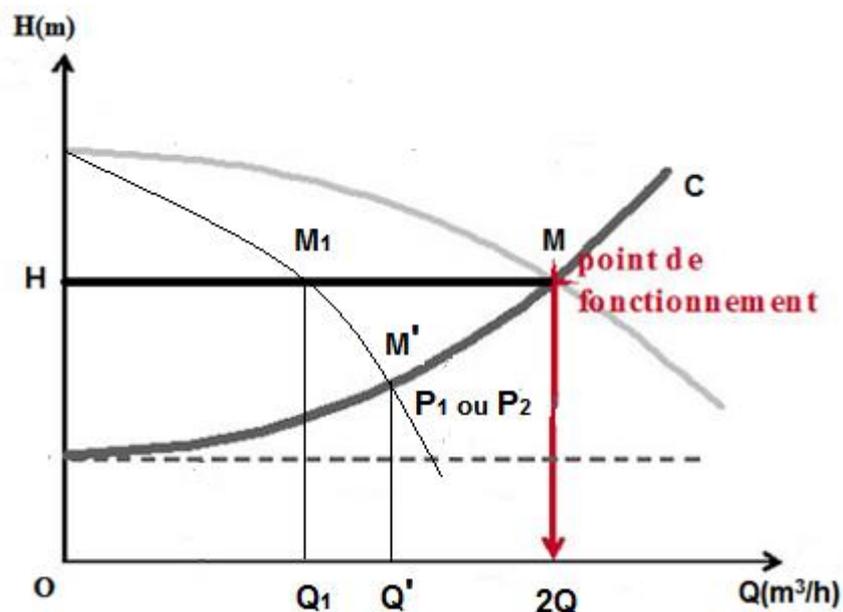
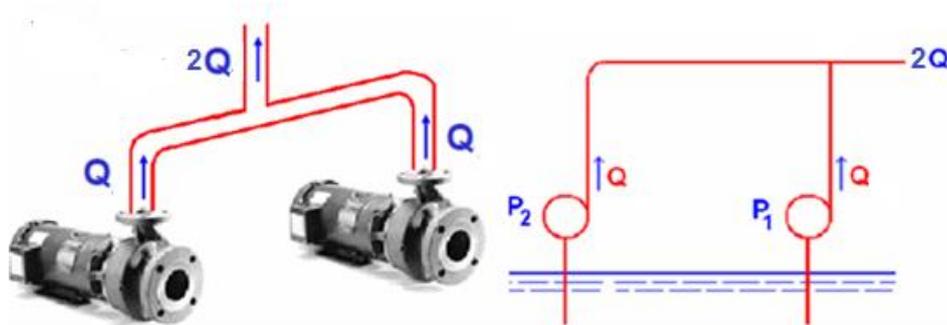
Soient deux pompes  $P_1$  et  $P_2$  ayant les caractéristiques cités appellés à fonctionner en parallèle sur une conduite unique et soient  $C_1=H_1(Q)$  et  $C_2=H_2(Q)$  les courbes caractéristiques des deux pompes, si elles débitent sur une même conduite les débits s'ajoutent, M est le point de fonctionnement globale des 2 pompes,  $M_1$  et  $M_2$  sont les points de fonctionnement de chaque pompe.

La puissance totale des 2 pompes (sachant que  $H_1=H_2$ ) :

$$P_{uiT//} = P_{ui1} + P_{ui2} = \frac{\rho g Q_1 H_1}{\eta_1} + \frac{\rho g Q_2 H_2}{\eta_2} = \rho g H \left( \frac{Q_1}{\eta_1} + \frac{Q_2}{\eta_2} \right)$$

B/ Cas de deux pompes en parallèles de mêmes caractéristiques :

$$H_1 = H_2 = H \quad , \quad Q_1 = Q_2 = Q \quad , \quad \eta_1 = \eta_2 = \eta$$



**Figure 26** : Point de fonctionnement de pompes identiques en parallèles.

M point de fonctionnement des deux pompes identiques.

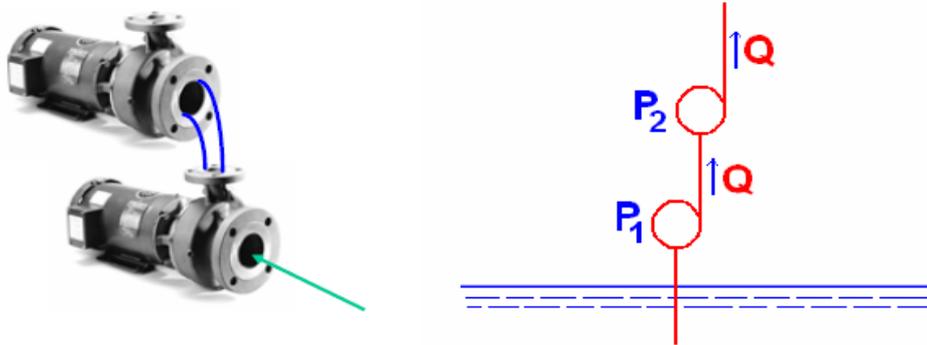
$M_1$  point de fonctionnement d'une pompe.

$M'$  point de fonctionnement en cas de panne de  $P_1$  ou  $P_2$

La puissance totale des 2 pompes :  $P_{uiT//} = 2P_{ui1} = 2P_{ui2} = \frac{2\rho g Q H}{\eta}$

### II-3-3- Fonctionnement des pompes en série :

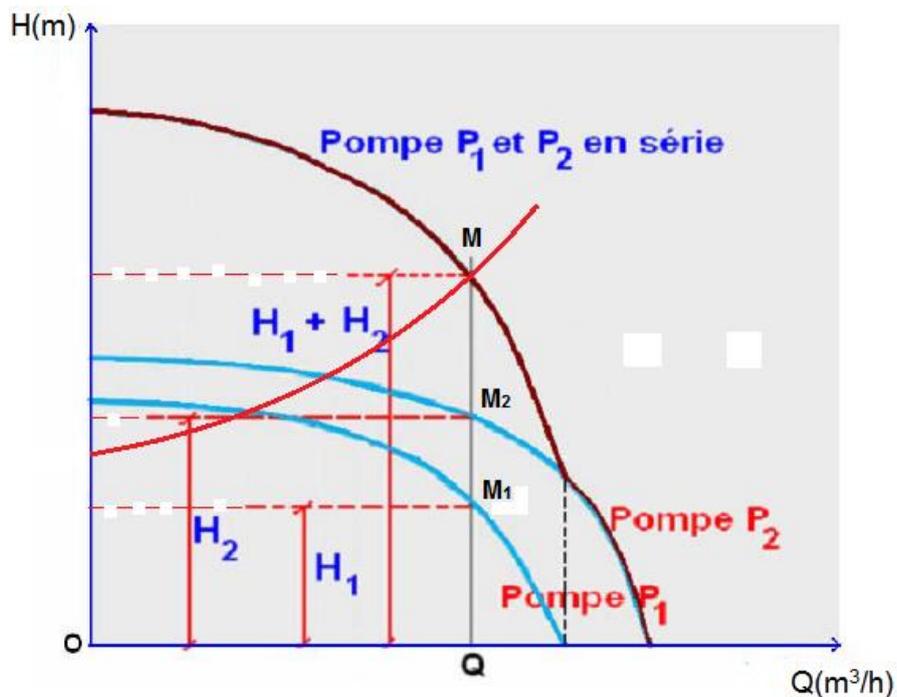
A/ Cas de deux pompes en série de caractéristiques différentes :



L'utilisation des groupes électropompes en série c'est pour augmenter les hauteurs d'élevation (rarement utilisée en adduction d'eau).

$$P_1 \left\{ \begin{array}{l} Q \\ H_1 \\ \eta_1 \\ P_{ui_1} \end{array} \right\} \text{ et } P_2 \left\{ \begin{array}{l} Q \\ H_2 \\ \eta_2 \\ P_{ui_2} \end{array} \right\}$$
 Les pompes refoulent le même débit  $Q$  ou la

pompe  $P_1$  fournit une hauteur  $H_1$  et la pompe  $P_2$  fournit une hauteur  $H_2$  et le système couplé fournit  $H_1 + H_2$  avec un débit  $Q$  (pour un même débit on fait la sommation des hauteurs).



**Figure 27** : Point de fonctionnement de pompes en série.

$M_1 \left( \frac{H_1}{Q} \right)$  Point de fonctionnement de la pompe  $P_1$

$M_2 \left( \frac{H_2}{Q} \right)$  Point de fonctionnement de la pompe  $P_2$

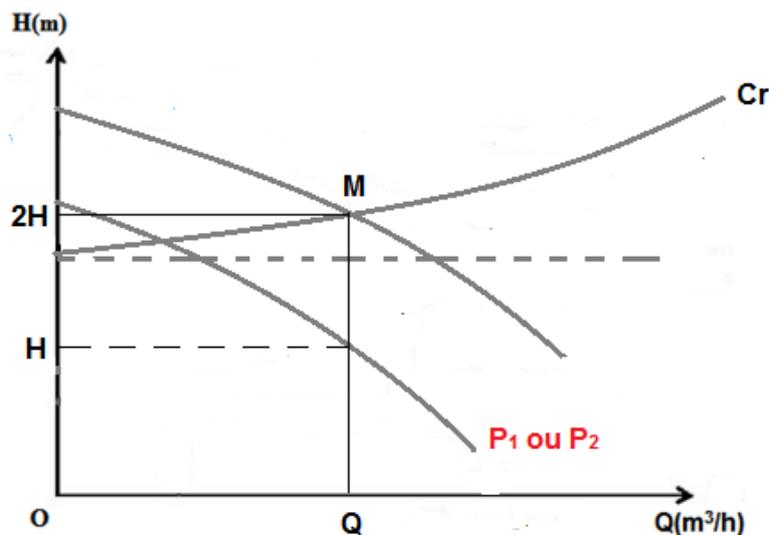
$M \left( \frac{H}{Q} \right)$  Point de fonctionnement des deux pompes

La puissance totale :

$$P_{uiT\ serie} = P_{ui1} + P_{ui2} = \frac{\rho g Q H_1}{\eta_1} + \frac{\rho g Q H_2}{\eta_2} = \rho g Q \left( \frac{H_1}{\eta_1} + \frac{H_2}{\eta_2} \right)$$

B/ Cas de deux pompes en série de mêmes caractéristiques :

$$P_1 \left\{ \begin{array}{l} H_1 = H \\ Q \\ \eta_1 = \eta \end{array} \right\} \text{ et } P_2 \left\{ \begin{array}{l} H_2 = H \\ Q \\ \eta_2 = \eta \end{array} \right\}$$



**Figure 28** : Point de fonctionnement de pompes identiques en séries.

La puissance totale :

$$P_{uiT\ serie} = P_{ui1} + P_{ui2} = \frac{2\rho g Q H}{\eta}$$

### **II-3-4- Amorçage des machines hydrauliques (cas des pompes) :**

Lorsque la pompe est en dépression l'amorçage de celle-ci est impérative avant la mise en marche du groupe ;

- ❖ Pour les petites pompes l'aspiration est muni d'un clapet de pied il suffit de prévoir manuellement le remplissage de l'aspiration par de l'eau déversée dans un entonnoir disposé sur la volute ;
- ❖ Pour les installations plus importantes l'amorçage sera assuré avant la mise en marche, puis entretenu pendant le fonctionnement de la pompe en raccordant les points hauts a un circuit de vide commun aux différents groupes, le circuit est relié a une petite centrale de vide qui comprend un ballon de vide ou des pompes a vides ;
- ❖ L'amorçage des pompes à axe vertical n'est pas nécessaire puisqu'elles fonctionnent noyées.

#### **Remarque :**

Les étapes à suivre pour déterminer le Q ainsi que la H développé par une pompe installée dans un système de conduites il faut passer par :

- L'aspect économique : déterminer le diamètre économique de la conduite de refoulement ;
- Rechercher le point de fonctionnement de la pompe ;
- L'aspect technique : assurer à la pompe une marche sans cavitation.